

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Н.В. КАЗАРОВЕЦ, В.П. МИКЛУШ, М.В. КОЛОНЧУК

ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС В МОЛОЧНОМ ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Монография

Минск 2007

УДК 636.2.034: 637.115

Казаровец, Н. В. Технологии, оборудование и технический сервис в молочном животноводстве : монография / Н. В. Казаровец, В. П. Миклуш, М. В. Колончук. – Минск : БГАТУ, 2007. 556 с. : ил. ISBN 978-985- 6770-77-0

В монографии рассматриваются технологии выращивания дойного стада, физиологии машинного доения высокоудойных коров. Изложены особенности конструкции доильного и холодильного оборудования. Последовательно рассмотрены технология монтажных и пусконаладочных работ, методы и стратегии обеспечения работоспособности доильного и холодильного оборудования, материально-техническая база технического сервиса. Описаны методы, средства и технологии диагностирования, технического обслуживания и ремонта оборудования.

Для научных и инженерных работников, занимающихся производством и техническим сервисом машин и оборудования в животноводстве, слушателей факультетов повышения квалификации и переподготовки кадров АПК, преподавателей и студентов высших и средних специальных учреждений образования.

Табл. 66. Ил. 432. Библиогр. : 109

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор **В. И. Передня** (Республиканский научно-практический центр по механизации сельского хозяйства Национальной академии наук Беларуси)

доктор сельскохозяйственных наук, профессор **В. Н. Тимошенко** (Институт повышения квалификации и переподготовки кадров АПК)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ИНТЕНСИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА МОЛОКА.....	8
1.1. Технологии выращивания телят в профилактический и молочный периоды.....	8
1.2. Технологии выращивания ремонтных телок и нетелей.....	10
1.3. Технологии раздоя и оценки первотелок.....	11
1.4. Поточно-цеховая система производства молока.....	12
1.5. Технологии содержания высокопродуктивных коров.....	17
2. УСТРОЙСТВО ДОИЛЬНЫХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК.....	22
2.1. Принципиальные схемы доильных установок.....	22
2.2. Доильные аппараты.....	38
2.3. Вакуумные насосы.....	63
2.4. Системы учета количества молока.....	117
2.5. Оборудование первичной обработки молока.....	124
3. ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖНЫХ И ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	198
3.1. Организационное обеспечение монтажных и пусконаладочных работ.....	198
3.2. Технологическое обеспечение монтажа доильного оборудования.....	202
3.3. Технологическое обеспечение монтажа холодильного оборудования.....	248
4. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	279
4.1. Условия использования и методы оценки показателей надежности доильного и холодильного оборудования.....	279
4.2. Обоснование периодичности технических обслуживаний оборудования.....	285
4.3. Техническое диагностирование оборудования как средство управления его состоянием.....	287
4.4. Определение средних ресурсов сопряжений.....	295
4.5. Определение оптимальной периодичности предупредительных замен сменяемых деталей.....	297
4.6. Определение периодичности проведения технических осмотров.....	300
4.7. Обоснование структуры ремонтного цикла оборудования.....	302
4.8. Обоснование потребности в обменном фонде и резерве запасных частей.....	306
4.9. Определение сроков службы оборудования.....	310
5. ОРГАНИЗАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	314
5.1 Система технического обслуживания и ремонта.....	314
5.2 Управление техническим состоянием доильного и холодильного оборудования.....	320

5.3	Организация технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования.....	332
5.4	Совершенствование системы технического сервиса.....	340
6.	ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	348
6.1.	Техническое обслуживание и ремонт вакуумных агрегатов.....	348
6.2.	Техническое обслуживание и ремонт молочно-вакуумной системы.....	414
6.3.	Техническое обслуживание и ремонт доильных аппаратов.....	442
6.4.	Техническое обслуживание и ремонт холодильного контура.....	466
6.5.	Техническое обслуживание и ремонт компрессоров.....	509
6.6.	Техническое обслуживание и ремонт приборов контроля и автоматики.....	530
	Заключение.....	546
	Литература.....	549

ВВЕДЕНИЕ

Развитие агропромышленного комплекса на современном этапе обеспечивается внедрением достижений научно-технического прогресса. Молочное животноводство – отрасль, гарантирующая производственную безопасность республики и во многом определяющая эффективность сельскохозяйственного производства в целом. Высокий уровень концентрации молочного скота и механизации производственных процессов позволяет внедрять прогрессивные технологии без существенных капитальных затрат. Определяющее влияние на интенсивность ведения молочного скотоводства оказывает применяемая технология. В последние годы ее совершенствование замедлилось, главным образом, из-за стремления изыскать технологии, обеспечивающие прежде всего рост производительности труда при производстве молока. Стремление к снижению затрат труда вполне закономерно. Однако в настоящее время требуются такие технологические решения, которые не противоречат биологическим потребностям животных и не снижают их продуктивность и воспроизводительную способность. В то же время в используемых системах, способах и методах содержания молочного скота далеко не исчерпаны возможности повышения производительности труда путем совершенствования организации производства, автоматизации трудоемких процессов, применения прогрессивных технологических новшеств и более упорядоченных форм обслуживания животных. Это обуславливает необходимость создания животным с помощью технических средств и применения рациональных приемов близкие к оптимальным условия жизнеобеспечения. Если это не будет достигнуто, то окажется и малоэффективной проводимая работа по повышению генетического потенциала продуктивности скота. Качество эксплуатируемого доильного и холодильного оборудования определяют качество изготовления, монтажа и сервиса. Причем все три вышеупомянутых фактора одинаково важны. Новые доильные установки монтируются не так часто. Стационарность и крупногабаритность оборудования затрудняет хозяйствам собственными силами провести демонтаж заменяемого и монтаж аналогичного нового, и к тому же вызывают необходимость остановки технологического процесса содержания животных. Поэтому доильное и холодильное оборудование подвергается текущему ремонту, с помощью которого восстанавливается и поддерживается его работоспособность в течение всего срока службы. Работоспособность доильных и холодильных установок снижают старение и износ деталей, работающих в неблагоприятных условиях и в агрессивных средах.

Проведение технического сервиса включает различные виды работ. Без технического сервиса никакая доильная установка не сможет нормально функционировать. Отказ от проведения необходимого объема регламентных работ в течение одного или двух лет практически снижает техническое состояние доильной установки ниже предельно допустимого уровня. Проведение минимального объема технического сервиса собственными силами обеспечивает большую техническую готовность оборудования в сравнении с доильной установкой без регулярного технического сервиса.

Дилеры зарубежных фирм зарабатывают только на сервисе доильного и холодильного оборудования. Ремонтник как никто другой должен быть разносторонне образованным специалистом. Он должен хорошо знать не только устройство доильных установок и его комплектующих узлов, но показывать свои знания в области проблемы маститов коров и режимов доения, аэродинамики воздушных потоков и гидродинамики молока в трубах доильного оборудования, термодинамики циклов и процессов холодильного оборудования. Одной из основных задач является привитие знаний, необходимых для грамотного решения технологических вопросов, возникающих перед молодыми специалистами при эксплуатации доильного и холодильного оборудования. Доение коров и охлаждение молока представляет собой неразрывную технологическую линию и является одним из наиболее трудоемких процессов на молочнотоварных фермах. Практика эксплуатации доильных установок выявила тесную связь стабильности режимов доения коров и качества молока. Установленное на фермах и комплексах современное технологическое оборудование и машины должны находиться в высокой степени технической готовности. Простой их вызывает потери продукции и снижает производительность труда. Так, при нарушении режима доения на 1–2 часа молокоотдача снижается на 1–2%, исходная продуктивность восстанавливается только через 7 дней. Кроме того, задержка при доении коров вызывает дополнительное напряжение вымени и болезненные реакции, что может способствовать его заболеванию. Для поддержания работоспособности машин и оборудования необходимо постоянно и в полном объеме проводить все операции технического обслуживания и ремонта с использованием средств технической диагностики. Это обстоятельство обуславливает потребность в разработке и реализации прогрессивных технологий технического обслуживания и ремонта, позволяющих управлять техническим состоянием машин и оборудования в стационарных условиях.

Отечественный рынок располагает большим разнообразием высокотехнологичных доильных машин, в различной степени удовлетворяющих физиологическим механизмам молокоотдачи. Доильная техника комплектуется элементами автоматизации управления процессом доения – пневматическими датчиками, электронными системами и микропроцессорами. Монтаж доильного и холодильного оборудования включает множество особенностей, которые не достаточно отражены в специальной литературе. Специалисты не получают необходимых сведений о требованиях к монтажу, пользованию различными приспособлениями, правилах установки оборудования и приборов. В ряде случаев из-за недостаточного уровня знаний специфики использования современного оборудования и инструмента, особенностей достижений в области вакуумной и микропроцессорной техники, разнообразных технических решений систем защиты, управления и регулирования конструктивные решения доильного и холодильного оборудования строятся по устаревшим схемам и со значительными затратами средств. Применение современных диагностических средств, предназначенных для технического обслуживания и ремонта систем доения коров и охлаждения молока, позволяет повысить качество выполнения ремонтно-обслуживающих работ и оперативно с высокой

точно диагностировать и устранять причины отказов оборудования в процессе эксплуатации. Изменение акцентов в изучении передовых технологий доения и технических средств диагностики доильных установок влечет за собой увеличение веса интегрированных знаний, основанных на обобщении теоретических исследований и опыта эксплуатации и применяемого оборудования [1-4].

Как показывает практика, серьезные ошибки в монтаже и эксплуатации доильных и холодильных установок составляют главную причину неудовлетворительной работы этих жизненно важных объектов. Выявляемые ошибки при эксплуатации доильных установок вызваны часто игнорированием элементарных требований монтажа и технического обслуживания, которые приводят к росту издержек на устранение последствий отказов. В процессе эксплуатации оборудования важно своевременно обнаруживать, устранять, а также предупреждать его неисправности. Это возможно на основе знаний устройства доильных и холодильных установок, умений квалифицированно их обслуживать и настраивать установки на оптимальные режимы работы. В ходе изложения технологии технического сервиса подчеркивается положительное влияние технологичных конструкций оборудования на ускорение и удобство технического обслуживания и ремонта.

При написании монографии учтен передовой отечественный и зарубежный опыт в области эксплуатации доильных и молокоохладительных установок на животноводческих фермах. Особое внимание уделено рассмотрению интенсивных технологий производства молока, современных и перспективных конструкций вакуумных насосов, компрессоров, доильных аппаратов, систем учета надоев молока, регулирования вакуумметрического давления, первичной обработки молока. Приведены рекомендации по организации и технологии монтажных и пусконаладочных работ доильного и холодильного оборудования. Рассмотрены теоретические основы обеспечения работоспособности оборудования, базирующиеся на планировании периодичности и трудоемкости технических обслуживаний, определении средних ресурсов сопряжений, расчете оптимальной периодичности замены сменяемых деталей, прогнозировании потребности в запасных частях, агрегатах и узлах обменного фонда, определении сроков службы оборудования. Значительное внимание уделено организации и технологии технического сервиса, включая диагностирование, техническое обслуживание и ремонт доильных и холодильных установок.

1 ИНТЕНСИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА МОЛОКА

1.1 Технологии выращивания телят в профилактикторный и молочный периоды

При выращивании телят выделяют три критических иммунологических периода. Первый период – до приема молозива, когда в крови телят практически отсутствуют иммуноглобулины, мало лейкоцитов и особенно недостает лимфоцитов. Иммунный дефицит компенсируется гуморальными и клеточными защитными факторами молозива.

Второй критический период бывает в возрасте от 7 до 14 дней, когда коллостральные факторы защиты материнского организма угасают, а собственный организм образует их недостаточно. Третий критический период наблюдается при переводе молодняка с молочного типа питания на растительные корма.

В практических условиях лучших результатов по сохранности молодняка достигают при расходовании на одного теленка 350 кг цельного молока. Молозиво и молоко выпаивают телятам из индивидуальных сосковых поилок: в первые 3–5 дней – 4 раза в сутки, в дальнейшем – 3 раза через равные промежутки времени.

Для быстрого обогащения крови родившегося теленка иммунными веществами первую порцию молозива ему выпаивают через 30–45 минут после рождения, но не позже, чем через 1 час. Существует тесная взаимосвязь между приростом живой массы, уровнем резистентности приплода и сроками дачи им молозива.

Первая порция молозива должна составлять 6–8% от массы приплода, а суточная норма в первый день – 17–20% от его живой массы, в последующие дни – 20–24%. Крупным телятам выпаивают молозива за одну дачу – 2 л, средним – 1,5 л, мелким и слабым – 1 л.

С биологической точки зрения более рациональным методом получения молозива теленком является подсосный. Высасывая молозиво непосредственно из вымени коровы, теленок получает его в чистом виде и оптимальной температуры. При естественном способе питания телят (подсос) в результате акта сосания молозиво мелкими и частыми порциями, смешиваясь со слюной, поступает по пищеводному желобу в сычуг, минуя преджелудки (рубец, сетку и книжку).

У новорожденных пищеводный желоб хорошо развит. Края его при смыкании образуют канал с широким просветом. Смыкание краев пищевого желоба происходит рефлекторно. Этот рефлекс возникает при приеме жидкого корма в момент поступления в полость рта. Пищеводный желоб замыкается недостаточно при большом объеме глотка.

Прием молозива сосанием способствует наиболее полному обогащению слюной [5]. При подсосном методе содержание телят с матерями осуществляется в обособленном деннике размером 3×3 или 3,5×3 м.

Стенки высотой 1,5–1,6 м сплошные – на высоту 80–100 см от пола. Денники оборудуют кормушкой и автопоилкой. Здесь же проходит отел коров. Вымя у коров через 30–40 минут после отела обмывают и сдаивают первые порции молозива. Такое содержание оказывает положительное влияние на состояние телят и способствует своевременному отделению последа у коров.

На 1 кг живой массы телянок потребляет воды в 3–4 раза больше взрослых животных. Вода, содержащаяся в молозиве, молоке и обрате, находится в связанном состоянии с другими веществами и не удовлетворяет потребности молодняка в ней. При недостатке воды телята становятся вялыми, малоактивными. У них появляются поносы, часто не поддающиеся медикаментозному лечению.

В первые дни после рождения теленку следует давать воду: до 1–15-дневного возраста теплую кипяченую, а затем – сырую. До 15 дней ему выпаивают ежедневно 0,5–1 л. Затем – по 1–2 л воды.

Выпаивают воду из сосковых поилок или из ведра через 1,5–2 ч после дачи молозива или молока. Лучше для поения использовать не чистую воду, а сеной или хвойный настой, который ускоряет рост телят и улучшает аппетит. Одно из основных условий выращивания телок для получения высокопродуктивных коров – раннее приучение телят к поеданию растительных кормов: сена – с 5–7 дня, концентратов – с 3-недельного возраста.

По истечении первых двух месяцев жизни все растительные корма скармливают телятам вволю. У телят тонкая кожа, редкий и короткий волос, почти нет подкожных отложений, поэтому рекомендуемая температура в помещениях для новорожденных должна равняться 18–20°C, влажность – не выше 70%. Телят успешно можно выращивать в помещениях различного типа, но в них должны быть сухие полы, чистый воздух без сквозняков. В профилактический период телят содержат в индивидуальных клетках.

Наиболее приемлемым в молочный период, способствующий выращиванию здоровых, хорошо развитых животных, является беспривязный способ содержания молодняка. Телок первого периода (от 15–20-дневного возраста до 5–6-месячного) содержат в групповых клетках по 8–10 голов, остальных периодов – группами в секциях с боксами, при свободном выходе на выгульно-кормовые площадки. Числу животных в секции должно соответствовать количество боксов и мест для кормления. Секции следует использовать по принципу «пусто – занято».

Уровень кормления ремонтного молодняка должен обеспечивать их нормальный рост и развитие, достижение среднесуточных приростов и живой массы, отвечающих установленным показателям (табл. 1.1.1). В летний период необходимо использовать возможность лагерного содержания всех технологических групп и кормления молодняка зеленой массой путем подвоза или выпаса [6]. К концу молочного периода телята хорошо приспособлены к поеданию и перевариванию растительного корма.

Однако основную долю до 6 месяцев должны составлять концентраты. Для получения среднесуточного прироста 700–750 г молодняку в этом возрасте скармливают 1,5–2 кг концентратов. Грубые и сочные корма дают вволю. Средняя поедаемость их в 6-месячном возрасте составляет: силоса кукурузного – до 10 кг, силоса из однолетних злаково-бобовых смесей – до 8 кг, сена – до 1 кг.

Таблица 1.1.1

План роста ремонтных телок и нетелей

При выращивании коров живой массой 500–550 кг, живая масса при рождении 30–33 кг			При выращивании коров живой массой 600–650 кг, живая масса при рождении 35–38 кг		
Возраст, месяцев	Живая масса в конце периода, кг	Среднесуточный прирост, г	Возраст, месяцев	Живая масса в конце периода, кг	Среднесуточный прирост, г
0–6	155	650–700	0–6	175	750–800
7–12	260	550–600	7–12	300	650–700
13–18	345	450–500	13–18	405	550–600
19–24	430	450–500	19–24	495	450–500
25–28	495	500–550	25–28	567	550–600

1.2 Технология выращивания ремонтных телок и нетелей

Выращивание ремонтных телок – единый процесс в системе мероприятий по созданию стада высокопродуктивных животных. Для телок старше 6 месяцев рекомендуется применять такой тип кормления, на котором предполагается в последующем вести раздой коров. Приспособленность организма к определенному типу кормления оказывает положительное влияние на использование им питательных веществ корма, особенно в первую лактацию и способствует повышению продуктивности на 10–15% при одновременном снижении затрат кормов на производство продукции на 15–18% по сравнению с разнотипным кормлением в период выращивания и лактации. В процессе выращивания телок допускается выбраковка отстающих в росте, хронически больных особей, бесплодных животных и с другими пороками в границах 15–20%, в т.ч. в профилакторный период – 4%, от 2 до 6 месяцев – 3,5%, от 6 до 12 месяцев – 3,5%, от 12 до 18 месяцев – 2,0%, от 18 до 24 месяцев – 2,0%. Отбор телок для воспроизводства стада осуществляется поэтапно: до 20-дневного возраста – по происхождению, живой массе при рождении, отсутствии пороков; в 6–12-месячном возрасте – по энергии роста, состоянию здоровья; в 12–18-месячном возрасте – по экстерьеру, живой массе и оплодотворяемости.

Каждое животное оценивается индивидуально, предварительно проверив наличие и соответствие номера особи данным племенного учета. Осеменяют ремонтных телок в возрасте 16–18 месяцев. Увеличение возраста телок при первом осеменении приводит к снижению их воспроизводительной способности. Чаше это бывает в тех случаях, когда недостатки предыдущего выращивания пытаются компенсировать путем интенсивного кормления молодняка в условиях ограниченного моциона [7]. Нетелей на 5–6 месяце стельности подготавливают к отелу. Основные методы подготовки нетелей к отелу: кормление, которое по типу должно быть максимально

приближено к кормлению дойных коров, массаж вымени 3–4 мин, кратность массажа должна соответствовать кратности доения.

Технология содержания и кормления нетелей за 3–4 месяца до отела должна быть такой же, как и дойного стада в конкретном хозяйстве. Производственные группы, сформированные из нетелей определенного периода стельности, после отела не переформируют до установления их продуктивности. Период подготовки к отелу и лактации составляет 3–3,5 месяца, в том числе за 20–24 дня до перевода в родильное отделение животных приучают к доильной установке непосредственно в стойлах. Для этого рядом с ними на 3–4 минуты ставят включенный доильный аппарат и одновременно проводят легкий массаж вымени. При беспривязном содержании, для закрепления выработанного условного рефлекса на доильную установку, в каждый сеанс в индивидуальную кормушку насыпают 0,5–0,7 кг концентратов. Через 7–8 сеансов нетели начинают самостоятельно заходить на доильную площадку, после этого приступают к массажу вымени. Механический массаж вымени по сравнению с ручным массажем позволяет повысить производительность труда в 3–4 раза и сократить сроки адаптации животных к машинному доению [8]. В помещениях для содержания нетелей зимой поддерживается температура 10–14°C, относительная влажность воздуха – 70–75%, воздухообмен – 17 м³/ч на 1 ц живой массы. Содержание аммиака не должно превышать 0,02 мг/л.

При появлении признаков отела животных помещают в индивидуальные денники. Количество денников должно составлять 2% общего поголовья дойного стада на ферме. При отсутствии денников отел проводят в стойле. Перед отелом обязательна санитарная обработка животных: обмывают наружные половые органы теплой водой и дезинфицирующим средством, очищают или моют грязные места на теле. Через 30–45 минут после отела, если первотелка и теленок чувствуют себя нормально, их поднимают. У коровы подмывают вымя и сдаивают первые струйки молока, одновременно проводят контроль на мастит. Если подсосное содержание невозможно из-за мастита, то теленка из денника переводят в профилакторий и выпаивают ему молозиво другой здоровой коровы [9].

1.3 Технология раздоя и оценки первотелок

Организация раздоя включает: авансирование кормами ожидаемой прибавки к удою; полноценный массаж вымени и трехкратное доение. Размер авансирования зависит от начального удою и планируемого прироста продуктивности. Т

Техника раздоя заключается в следующем: первые 2–3 недели после отела питательность рациона должна быть несколько ниже физиологической нормы. Обильное кормление в этот период, когда молочная железа еще не пришла в норму, сохранился отек вымени, может вызвать маститы, заболевания желудочно-кишечного тракта, атонию рубца.

Убедившись в том, что корова способна поедать больше кормов, чем она поедала вначале, учитывая ее продуктивность и другие признаки, характеризующие здоровье животного, начинают раздой.

Раздояют первотелок путем дачи малых авансов корнеплодов и концентрированных кормов. Этот способ заключается в том, что сверх потребности в кормах

на фактический удой корове дают дополнительно 0,5–1,0 кормовых единиц и контролируют, когда наступает отдача молоком на эту добавку.

При повышении удоя на определенное количество молока снова прибавляют корм, и так до тех пор, пока не прекратится добавка продукции. Когда животное уже не реагирует на добавку, сложившийся уровень кормления необходимо выдержать еще одну декаду, а затем постепенно, в течение 3–5 дней уменьшить дозу концентратов и корнеплодов, одновременно следя за удоем.

При стабилизации надоя составляют рацион согласно нормам потребности, по фактической продуктивности [10]. Весь период раздоя составляет 100 дней, но пик лактации обычно приходится на конец четвертой – начало пятой декады. Для получения высокой продуктивности у первотелок очень важно строго соблюдать правила машинного доения.

С первого же дня лактации их доят только аппаратами без ручного додаивания. Особенно осторожно доят первотелок первые 3–4 дня лактации, когда молочная железа еще не пришла в норму. Ручное додаивание в этот период приводит к тому, что в последующем животное задерживает молоко в вымени [11].

По результатам раздоя проводят отбор среди первотелок. На первом этапе животных отбирают по высшему суточному удою на 1–3 месяце лактации. Низкопродуктивных не осеменяют, их выбраковывают и переводят на откорм. На втором этапе оставшихся первотелок оценивают по законченной лактации.

Важным элементом эффективного раздоя и управления лактацией является программирование продуктивности животных. Суть метода состоит в прогнозировании возможной продуктивности первотелок, проектировании индивидуальной лактационной кривой, доведении декадных заданий по раздоя и нормам подкормки концентратами до оператора машинного доения, контроль работы оператора с каждым животным.

Первая оценка по молочной продуктивности первотелок проводится на 20-й день после отела (при организации раздоя). Определяют суточный удой ($УН$), используя переводной коэффициент 1,3 (он же коэффициент раздоя – KP) рассчитывают ожидаемый удой за период раздоя ($УМ$):

$$УМ = УН \times KP . \quad (1.4.1)$$

Ожидаемую молочную продуктивность за лактацию определяют с помощью переводного коэффициента, который вычисляется заранее по лактациям коров в типичных условиях.

1.4 Поточно-цеховая система производства молока

1.4.1 Цех воспроизводства стада

Цех воспроизводства стада комплектуют нетелями за 3–4 месяца до отела и коровами из цеха производства молока после запуска за 60 дней до отела. Технологические группы формируют с учетом срока ожидаемого отела, нетелей содержат в обособленных группах. При поступлении в цех животных взвешивают для установления уровня кормления и планируемого прироста живой массы. Кормление их

должно обеспечить 50–60 кг прироста живой массы за период подготовки к отелу [12]. Рекомендуется беспривязное групповое содержание животных. Размер групп – 25–50 голов в зависимости от поголовья скота на ферме. В помещениях оборудуют групповое логово из расчета 4,5–5 м² на одну голову, можно использовать для этого boxes.

При содержании на глубокой подстилке расходуют солому из расчета 10 кг на одну голову при первом внесении и по 3–2,5 кг в день в течение всего последующего периода. Подстилочный материал должен быть сухим и не иметь плесени [13]. Фронт кормления для животных в помещении и на выгульно-кормовых площадках – не менее 1 м на одну голову.

Воду для поения стельных коров в зимний период подогревают до 18–20°C. Зимой животные должны иметь свободный выход на выгульно-кормовые площадки с твердым покрытием, оборудованные кормушками под навесами или получать ежедневный активный моцион по 2,5–3 км.

В летний период сухостойных коров и нетелей содержат на пастбище. При отсутствии таковых допускается кормление животных зеленой массой на выгульно-кормовых площадках с обязательным проведением активного моциона. За состоянием вымени глубоко стельных животных устанавливают постоянный контроль. Стельных коров и нетелей за 60 и 30 дней до отела исследуют на субклинический мастит, больных животных изолируют и лечат с последующим контролем состояния молочной железы за 5–10 дней до отела. Для контроля за функциональным состоянием организма проводят клинические и биохимические исследования один раз в два месяца у группы животных, составляющей 10–12% общего поголовья в цехе [14].

В помещениях для содержания сухостойных коров и нетелей зимой поддерживается температура 10–14 °С, относительная влажность воздуха – 70–75%, воздухообмен – 17 м³/ч на 1 ц живой массы. Содержание аммиака не должно превышать 0,02 мг/г. Коров и нетелей переводят в родительное отделение за 10 дней до отела после санитарной обработки и ветеринарного осмотра. Столько же дней они находятся здесь после отела.

В предродовый период животных содержат на привязи в стойлах длиной 2,0–2,2 м и шириной 1,5 м. Можно применять также беспривязное содержание на глубокой подстилке, что способствует лучшей подготовке к отелу [15]. При появлении признаков отела животных помещают в индивидуальные денники. Количество денников должно составлять 2% общего поголовья дойного стада на ферме. Для фермы на 400 коров нужно иметь 15–16 денников.

Профилакторий располагают в одном здании с родильным отделением и отгораживают его сплошной перегородкой. Внутри профилакторий разделяют сплошными перегородками на изолированные секции не более чем на 20 телят в каждой, что дает возможность поочередного использования, санитарной обработки и дезинфекции этих помещений.

Каждая секция профилактория функционирует автономно, имеет отдельные входы, вентиляцию, канализацию и используется по принципу «все занято – все свободно». В секции размещают 7–20 индивидуальных клеток для телят на расстоянии 1 м друг от друга. Выращивание телят в многосекционных профилакториях по

сравнению с односекционными повышает сохранность телят с 88 до 99%. При наличии на ферме 400 коров и нетелей в каждой секции четырехсекционного профилактория размещают 6–8 клеток. Помещение должно быть чистым, сухим, теплым.

Каждая секция имеет оборудование для обогрева телят и ультрафиолетовые лампы. Телят облучают по 10–15 минут ежедневно ультрафиолетовыми лампами, расположенными на расстоянии 1 м от животного.

Циклограмма использования четырехсекционного профилактория показана на рисунке 1.4.1. Для определения количества секций в профилактории сначала устанавливают общее количество скотомест в нем по формуле:

$$KM = \frac{KT \cdot KD}{T} KH \quad (1.4.1)$$

где KM – необходимое количество скотомест; KT – количество телят; KD – количество дней оборачиваемости (цикла) секции; T – продолжительность всего производственного цикла; KH – коэффициент неравномерности отелов.

Количество секций определяют путем деления количества скотомест в профилактории на желаемую вместимость секции.



- - заполнение секции новорожденными телятами - 3-4 дня
- - содержание телят - 8 дней
- - перевод телят из секции, очистка, мойка, дезинфекция клеток и секции - 1 день
- - вторая дезинфекция клеток и секции, обеззараживание воздуха - 1 день
- - проветривание и просушивание - 2 дня

Рисунок –1.4.1 Циклограмма использования профилактория

В каждом хозяйстве ежегодно составляют план осеменения коров и телок, который дает возможность организовать своевременное осеменение, установить календарные сроки отела и примерное поступление молока в планируемом году, определить количество телят и сроки их получения в течение года.

План осеменения составляют по месяцам года, в него вносят клички и номера коров, нетелей и телок, которые будут осеменены в планируемом году [16]. Осеменяют коров после отела в течение первых трех месяцев. Если после покрытия или осеменения очередная охота не наступает, оплодотворенных коров или нетелей через полтора-два месяца проводят ректальное исследование на стельность. Время ожидаемого отела коров после оплодотворения устанавливают по календарю стельности (табл. 1.4.1).

Таблица 1.4.1

Календарь стельности коров

Время осеменения	Время отела	Время осеменения	Время отела	Время осеменения	Время отела	Время осеменения	Время отела
Январь	Октябрь	Февраль	Ноябрь	Март	Декабрь	Апрель	Январь
1	12	1	13	1	11	1	10
5	17	5	17	5	15	5	15
10	22	10	22	10	20	10	20
15	27	15	27	15	25	15	25
20	1 ноября	20	2 декабря	20	30	20	30
25	6 ноября	25	7 декабря	25	4 января	25	4 февраля
Май	Февраль	Июнь	Март	Июль	Апрель	Август	Май
1	10	1	13	1	12	1	12
5	14	5	17	5	16	5	17
10	19	10	22	10	21	10	22
15	24	15	27	15	26	15	27
20	1 марта	10	1 апреля	20	1 мая	20	1
25	6 марта	15	6 апреля	25	6 мая	25	6
Сентябрь	Июнь	Октябрь	Июль	Ноябрь	Август	Декабрь	Сентябрь
1	12	1	12	1	12	1	12
5	17	5	17	5	17	5	16
10	22	10	22	10	22	10	21
15	27	15	27	15	27	15	26
20	2 июля	20	1 августа	20	1 сентября	20	1 октября
25	7 июля	25	6 августа	25	6 сентября	25	6 сентября

Основной метод выявления коров в охоте – визуальный в сочетании с ректальным контролем состояния матки и яичников. Главный признак выбора коров для осеменения – рефлекс неподвижности. Животное периодически занимает устойчивую позу неподвижности и позволяет вспрыгивать на себя коровам.

Во время охоты коровы проявляют признаки беспокойства, мычат, плохо поедают корм. После выявления коровы в охоте ее отделяют от стада, ставят на привязь или в специальный станок, уточняют номер, срок последнего отела или интервал от предшествующего осеменения, затем проводят ректальное исследование.

Основная цель ректального исследования – определение состояния половых органов. При этом обращают внимание на величину и состояние матки и шейки матки, уточняют наличие, размер и степень зрелости фолликулов и желтых тел в яичниках, пригодность к осеменению. После этого назначают срок осеменения [17]. Осеменяют коров обычно перед дойкой. Это связано с тем, что гормон гипофиза ок-

ситоцин оказывает сократительное действие на матку и способствует лучшему всасыванию в нее спермы. Если корову осеменить после дойки, то окситоцин оказывается израсходованным на процесс молокоотдачи, поэтому сокращение матки вялое, результативность осеменения низкая.

У малопродуктивных коров после осеменения очередную дойку пропускают, высокопродуктивных – доят. В обоих случаях коров после осеменения выделяют из стада и ставят на привязь в специальном отделении пункта искусственного осеменения, если такого нет – то в стойле основного помещения. На привязи животное выдерживают после осеменения не менее 4 часов, а при двукратном осеменении – 12–16 часов [18].

1.4.2 Цех производства молока

Назначение цеха – поддерживать высокие надои коров при плавном их снижении, обеспечивать нормальное течение стельности, не допускать заболеваний вымени и проводить своевременный запуск коров в конце лактации. Из цеха раздоя коровы поступают хорошо раздоенными и осемененными. Надо стремиться как можно реже изменять состав групп, так как любое перемещение коров из группы в группу приводит к снижению надоя на 5–16%.

При беспривязном содержании коров комплектуют группы за 10–20 дней с разницей в сроках отела не более 30 дней. Для этого выделяют накопительные секции. Численность коров, дополнительно вводимых в неполную группу, не должна превышать 20% общего количества животных в технологической группе с аналогичным основному поголовью сроком после отела.

Основными критериями при комплектовании технологических групп (секций) служат дата отела и продуктивность. Постоянство сформированных групп сохраняют в течение 6–7 месяцев. По истечении этого срока животных во вторую половину стельности переводят в предзапусковую зону, остальных формируют в новые производственные группы с учетом уровня продуктивности и физиологического состояния.

Перемещение технологических групп в производственной зоне допускается не более 2 раз; новотельных коров на раздое – не ранее 120 дней лактации. Величина технологической группы определяется общей численностью коров на ферме (комплексе) и может быть от 24 до 48 голов. Животных разных групп содержат в отдельных секциях коровника. Принадлежность коров к определенной группе может обозначаться биркой с номером секции или биркой определенного цвета [19].

При привязном содержании в зависимости от принятой в хозяйстве технологии коров из родительного отделения можно возвращать на свои основные места или в группу новотельных коров. По второму варианту первое передвижение животных в зону размещения после раздоя коров осуществляют через 120–150 дней лактации в зависимости от фактической продуктивности. На крупных фермах, (комплексах) группы первотелок комплектуют отдельно от взрослых коров и сохраняют их постоянно в течение всей лактации, включая летний пастбищный период [20].

Цех производства молока обслуживают специальные звенья, работающие в одну или две смены. Нагрузка на оператора доения – 50–120 коров и более. При двух-

сменном режиме рабочие разных смен объединяются для обслуживания сдвоенной группы животных. При таком режиме труда и отдыха значительно снижаются непроизводительные затраты времени, рабочий день становится непрерывным.

При привязном и беспривязном содержании с доением коров в доильном зале организуют профессиональные звенья по выполнению основных технологических операций: доению, кормлению, уходу, осеменению животных, выращиванию телят. На фермах и комплексах с привязным содержанием и доением в стойлах больше подходит бригадно-звеньевая организация труда с закреплением животных за основными работниками [21].

При беспривязном содержании и наличии цеха раздоя и цеха производства молока труд операторов по доению коров может быть организован по двум вариантам: 1 – за каждым цехом закрепляют операторов, которые выполняют работу только в одном цехе; 2 – создают межцеховые звенья операторов, которые обслуживают коров двух цехов [22]. При трехцеховой системе производства молока животных закрепляют за оператором на весь период пребывания их на ферме с временной передачей в другие цеха на период сухостоя и отела.

1.5 Технологии содержания высокопродуктивных коров

При содержании высокопродуктивных коров актуальной проблемой является оптимизация среды обитания. Потребление большого количества энергетически насыщенного корма, высокий уровень белкового, углеводного и минерального обмена сопровождаются напряжением ряда физиологических функций, в том числе и уровня естественных защитных сил, что обуславливает большую уязвимость организма действию технических стрессов.

Использование животных в так называемой «жесткой» среде промышленных комплексов не оправдывает себя при эксплуатации высокопродуктивных коров. Поэтому необходимо учитывать биологические потребности животных, как одну из главных предпосылок успешного ведения скотоводства.

Применение рациональных технологических решений и технических средств, не противоречащих биологическим требованиям животных, позволяет создать близкие к оптимальным условия жизнеобеспечения. В странах с развитым молочным скотоводством накоплен достаточно большой опыт производства молока по интенсивным технологиям с использованием современного технологического оборудования. Анализ тенденций технологических решений в разных странах и регионах показывает, что будущее в товарном молочном скотоводстве за беспривязной технологией содержания коров (табл. 1.5.1).

Предпочтение в Европе и США отдается круглогодичному содержанию коров в помещении беспривязного содержания с выгулом непосредственно рядом с коровником. Для доения используются стационарные установки [23].

Беспривязная технология содержания дает возможность максимально внедрять автоматизированные системы и компьютеризацию при управлении технологическими процессами. При этом на первом плане стоит не столько сокращение трудозатрат, сколько расширение возможностей племенной работы с помощью компьютера, улучшение кормления благодаря точному составлению

рационов, повышение технологической дисциплины на основе автоматизированного управления процессов доения и съема доильных аппаратов.

Современные способы содержания животных в молочном скотоводстве предусматривают функциональные помещения с машинами и оборудованием, обеспечивающие хорошие условия для животных и получение качественной продукции.

Применение рационального способа содержания крупного рогатого скота и использование соответствующей технологии являются основным условием получения высокой продуктивности животных, повышения производительности труда и улучшения качества продукции [24].

Существующие молочные фермы в Республике Беларусь можно условно разделить на пять типов:

а) для привязного содержания, с доением в переносные ведра (коровники на 100 и 200 голов, имеющие небольшие молочные блоки);

б) для привязного содержания и доения в молокопровод (коровники на 200 голов с большими молочными блоками для размещения оборудования и емкостей для сбора молока);

в) спроектированные для автоматического привязного содержания и доения в доильных залах и перестроенные для доения в ведра или молокопровод (коровники на 200 или 400 голов с доильным залом, который не используется по назначению);

г) спроектированные для беспривязного боксового содержания с доением в доильном зале и перестроенные для привязного содержания и доения в ведра или молокопровод (коровники по размерам соответствуют расположению боксов и кормового стола, имеют доильный зал, который не используется по назначению);

д) для беспривязного боксового содержания с доением в доильном зале (эксплуатируется в соответствии с проектной технологией).

Общим для большинства перечисленных ферм является то, что оборудование отслужило 2–3 нормативных срока и требует полной замены. Дальнейшая эксплуатация устаревшего оборудования увеличивает затраты труда и потери молока до 40%, делая ферму нерентабельной. Кроме того, капитального ремонта, как правило, требуют и помещения. В этой связи целесообразно модернизировать весь комплекс, изменив технологию содержания скота и организацию труда [25].

В большинстве хозяйств республики преобладает привязное содержание молочного скота. Областью распространения привязного содержания скота в хозяйствах являются как многочисленные комплексы типовых коровников павильонного типа, построенные в 80–90-х годах XX века, так и малые молочные фермы на 100–200 коров.

Данный способ содержания имеет свои преимущества (особенно в племенном скотоводстве). При привязном содержании животных благоприятные условия для индивидуального кормления и обслуживания каждой коровы в соответствии с ее продуктивностью и физиологическими особенностями обеспечиваются наличием постоянного места кормления и поения, отдыха и доения.

В то же время этот способ затрудняет проведение систематического моциона животных и механизацию ряда технологических операций, снижая нагрузку и производительность труда оператора. Применяемые на таких фермах доильные

аппараты в большинстве своем характеризуются единообразно-неадаптивным воздействием вакуума на молочную железу выдаиваемого животного при неизменяемых рабочих параметрах доения. Они не обладают свойством гибко приспосабливаться к изменению молокоотдачи, учету физиологических особенностей лактирующих особей.

Таблица 1.5.1

**Использование технологий производства молока
в различных странах и регионах**

Показатели	Удельный вес, %		
	Россия	Европа	США
Доение коров			
В ведра	44	10-12	1-2
В молокопровод	21	60-65	14-15
В доильном зале	21	25-30	84-85
Робот	-	1-2	0,5-1
Вручную	35	-	-
Применение концентратов при доении			
Да	80-85	15-16	5-7
Нет	15-20	80-82	92-93
Кормовые станции	1	25-30	3-5
Раздача кормов			
Раздельно	98-99	25-30	3-5
Кормосмесь	1-2	70-75	95-97
Способ содержания коров			
На привязи	95	30-32	15-16
Без привязи	5	68-70	84-86
Без выпаса	-	15-20	30

Беспривязный способ содержания животных позволяет коровам больше двигаться и обеспечивать собственные потребности, получая активный моцион и снижая выбраковку по бесплодию (на 15-25%). Производственные площади лучше используются и создаются более благоприятные условия для работы операторов машинного доения и обслуживающего персонала – снижаются затраты труда на доение и обслуживание, повышается производительность.

Однако преимущества беспривязного содержания реализуются только при наличии хорошей кормовой базы и опытного персонала. Беспривязный способ содержания коров рекомендуется в трех основных вариантах:

- боксовый – с разделением зон кормления и отдыха животных кормонавозным проходом;
- комбибоксовый – в боксах, примыкающих к кормушкам (кормовым столам);
- групповой – на глубокой несменяемой или периодически сменяемой подстилке.

При беспривязном содержании помещение коровника разделяется на секции для раздельного содержания различных групп (коровы первых двух месяцев после отела, коровы средней продуктивности, высокопродуктивные коровы, сухостойные; допускается выделение группы первотелок). В каждой секции должен быть выход на выгульно-кормовую двор. При боксовом содержании для каждой коровы в секции определено индивидуальное место для отдыха.

Боксы могут быть изготовлены из дерева, металла, а также при комбинированном использовании этих двух материалов. В помещениях боксовые стойла могут быть расположены однорядно, двухрядно и с комбинированным решением, при постоянном и съемном их обустройстве. Многорядное размещение индивидуальных боксов в секциях производится аналогично размещению стойл при привязном содержании [25].

Высокопродуктивные коровы должны отдыхать лежа 12 часов в сутки. Поэтому им нужны комфортабельные боксы с теплой гигиенической подстилкой (резиновые, пластик с воздушными полостями, многослойные матрасы, солома, грунт). Разделители боксов предусматривают из одного или двух горизонтальных или гнутых элементов (брусков, труб).

Нижний горизонтальный ограждающий элемент для взрослого крупного рогатого скота делают на высоте 0,50–0,55 м от пола бокса. При устройстве в конце боксов (комбибоксов) решетчатого пола длина сплошной части бокса должна быть 1,4–1,6 м.

Направление элементов решеток следует выбирать перпендикулярно основному движению животных. Планки решетчатого пола должны иметь сплошную рабочую поверхность.

Ширина планок и просветов железобетонных решеток должна составлять 12 и 4,5 см, а решеток из других материалов 5 и 3,5 см соответственно. Размер боксов (табл. 1.5.2) определяется таким образом, чтобы длина позволяла корове свободно отдыхать лежа, а ширина – поворачиваться на другой бок. При комбибоксовом содержании применяют устройство, ограничивающее передвижение коровы в сторону кормового стола или кормушки.

При определении количества коров в группах, содержащихся в одном помещении, руководствуются таким правилом: численность коров должна делиться без остатка на число мест в доильной установке, а коров должно быть не более 100 в одном помещении (секции). Это условие необходимо соблюдать при любом варианте беспривязного содержания коров.

Если вместимость помещения в несколько раз больше, чем рекомендуемое число коров для одной секции, то помещение разделяют на секции перегородками, которые не должны препятствовать удалению навоза и свободному проходу коров к местам для отдыха, кормления и на выгульную площадку. Поилки для воды нельзя устанавливать в местах отдыха коров.

Для обеспечения нормальных зоогигиенических условий содержания, организации обслуживания животных и поддержания удовлетворительного санитарного состояния большое значение имеют размеры кормонавозного прохода. Ширина его (расстояние между конечной частью пола и линией кормораздачи) должна быть не менее 2,7 м.

При четырехрядном продольном размещении боксов такие размеры могут быть обеспечены при внутренней ширине коровника не менее 21 м. При ширине коровника 24 м можно устраивать вдоль продольных стен служебные проходы.

Учитывая нормы технологического проектирования для ферм крупного рогатого скота, рациональное расположение машин и оборудования, их габаритные размеры, ширина кормонавозных проходов, каждый комплект машин, увязанный между собой по производительности, должны быть предусмотрены и размещены в коровнике таким образом, чтобы достигнуть максимальной вместимости животноводческого помещения.

Таблица 1.5.2

Оптимальные размеры боксов для коров черно-пестрой породы, см

Годовой удой, кг	Живая масса, кг	Боксы для отдыха		Комбибоксы (совмещенные с кормушками)	
		Ширина	Длина	Ширина	Длина
3000 – 3500	400 – 450	100	200	105	155
3500 – 4000	450 – 500	105	205	110	160
4000 – 4500	500 – 550	110	210	115	165
4500 – 5000	550 – 600	115	215	120	170
5000 – 5500 и выше	600 – 650	120	220	125	175

2 УСТРОЙСТВО ДОИЛЬНЫХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

2.1 Принципиальные схемы доильных установок

При привязном способе содержания коров применяют два конструктивных варианта доильных установок – с ведрами и с молокопроводом [26]. Доильная установка – устройство, предназначенное для доения коров машинным способом с доением в ведра (рис. 2.1.1) или в молокопровод (рис. 2.1.2). Их общими элементами являются вакуумный насос и регулятор вакуума, вакуумные трубопроводы и доильные аппараты.

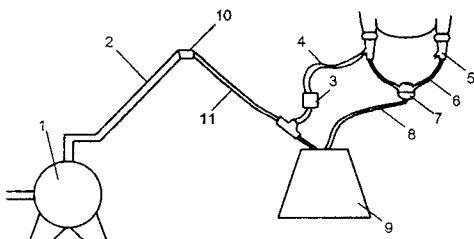


Рисунок- 2.1.1 Принципиальная схема доильной установки с доением в ведра:
1 – вакуумный насос; 2 – трубопровод; 3 – пульсатор; 4 – шланг; 5 – гильза; 6 – резина сосковая; 7 – коллектор; 8 – шланг молочный; 9 – ведро доильное; 10 – кран; 11 – шланг

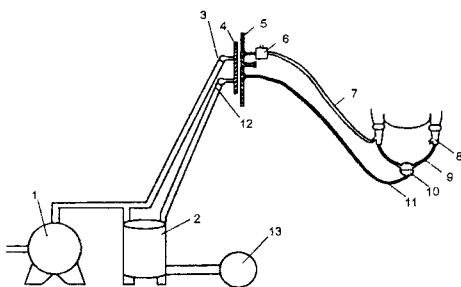


Рисунок- 2.1.2 Принципиальная схема установки с доением в молокопровод:
1 – вакуумный насос; 2 – молокоприемник; 3 – трубопровод; 4 – движжок; 5 – ручка; 6 – пульсатор; 7 – шланг; 8 – гильза; 9 – резина сосковая; 10 – коллектор; 11 – шланг; 12 – трубопровод; 13 – насос молочный

Схема доильной установки с доением в молокопровод сложнее, что обусловлено выводом молока из-под вакуума. Для этого молоко из молокоприемника периодически откачивается молочным насосом в танк-охладитель. Эти установки отличаются друг от друга наличием переносных или стационарных доильных аппаратов. Схема доильной установки проще, так как в ней отсутствуют молочный трубопровод и молочный насос. Однако она требует больших затрат ручного труда по переносу доильного ведра.

Установки с доением в ведра применяются наиболее эффективно в индивидуальных хозяйствах для доения одной или одновременно двух коров. Они являются передвижными, смонтированными на двухколесной тележке. На установке размещены доильная аппаратура, вакуумный агрегат и органы управления и регулировки. Основой вакуумных агрегатов являются пластинчатые и водокольцевые насосы малой мощности (0,5 кВт). Схемы установок индивидуального доения с использованием этих насосов приведены на рисунке 2.1.3.

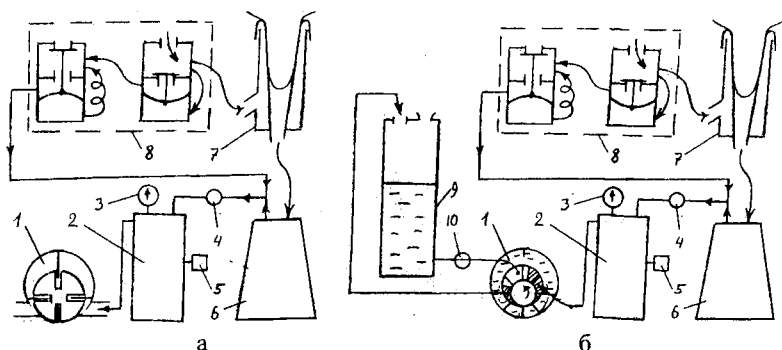


Рисунок- 2.1.3 Схемы установки для индивидуального доения коров:
 1 – ротационный насос; 2 – ресивер; 3 – вакуумметр; 4 – кран; 5 – регулятор; 6 – ведро доильное; 7 – стакан доильный; 8 – вибропульсатор; 9 – емкость для воды; 10 – кран

Практически на всех крупных фермах применяются доильные установки с доением в молокопровод. Технология процесса доения в них требует создания двух вакуумных систем. Первая вакуумная система создается в вакуумных трубопроводах и обеспечивает вакуум в межстенном пространстве доильных стаканов. Вторая вакуумная система создает вакуум под соском коровы и обеспечивает транспортировку молока по молочным трубопроводам в молокоприемник. Взаимосвязанная работа двух систем создает необходимый такт работы сосковой резины, регулируемый пульсатором (рис. 2.1.4а). Доильные установки с переносными доильными аппаратами (например, АДМ-8, АДС-100), как правило, применяются в коровниках со стойловым содержанием коров. В этих установках большая нагрузка ложится на доярку, переносящую доильный аппарат от крана одной пары коров к крану другой пары. Принципиальная технологическая схема (рис. 2.1.4б) доильной установки АДС-100 включает один поперечный магистральный вакуумный трубопровод (10) и две рабочие ветви.

Каждая рабочая ветвь включает в себя молочный (1) и вакуумный (11) трубопроводы. Вакуумные трубопроводы каждой ветви тупиковые. Молочные трубопроводы закольцованы и соединены с молокоприемником (4). Молоко из доильного стакана (13) попадает в коллектор (15). После коллектора молоко может двигаться по молочному трубопроводу (1) как влево к дозатору (3), так и вправо к подъемной петле. В узлах подъемной петли устанавливают разделители (16), перекрывающие молочный трубопровод (1). Молоко, попадая в дозаторы (3), дозировано по трубопроводу (14) переправляется в молокоприемник (4). Трубопровод (2), также соеди-

няющий молокоприемник с дозаторами (3), предназначен для создания вакуума в дозаторах. Молоко из молокоприемника (4) откачивается молочным насосом (на рисунке 2.1.4б не показан).

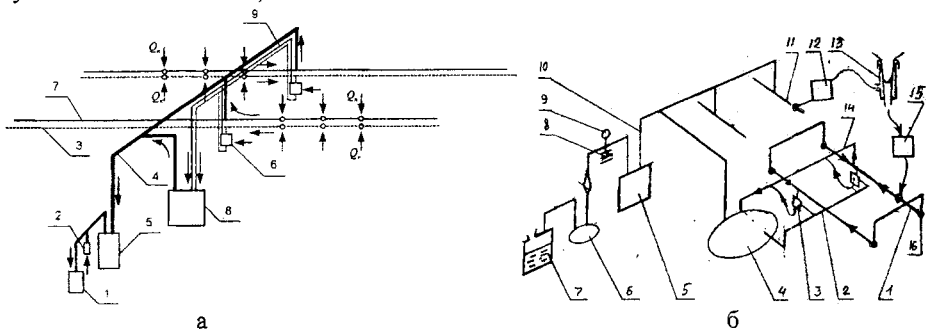


Рисунок- 2.1.4 Доильная установка АДС-100:

а) схема молочно-воздушных потоков (1 – вакуумный насос; 2 – регулятор; 3 – трубопровод молочный; 4 – трубопровод магистральный; 5 – баллон; 6 – дозатор; 7, 9 – трубопровод; 8 – молокоприемник); б) схема принципиальная (1 – молочный трубопровод; 2 – трубопровод; 3 – дозатор молока; 4 – молокоприемник; 5 – баллон; 6 – насос водокольцевой; 7 – емкость для воды; 8 – регулятор вакуумный; 9 – вакуумметр; 10 – трубопровод магистральный; 11 – трубопровод вакуумный; 12 – пульсатор; 13 – стакан доильный; 14 – трубопровод транспортный; 15 – коллектор; 16 – разделитель)

Схема доильной установки АДМ-8А (рис. 2.1.5) отличается от доильной установки АДС-100 тем, что дозаторы в ней устанавливаются не в коровнике, а в молочном блоке. При этом в коровнике уменьшается количество сборных узлов, повышая гигиену молока.

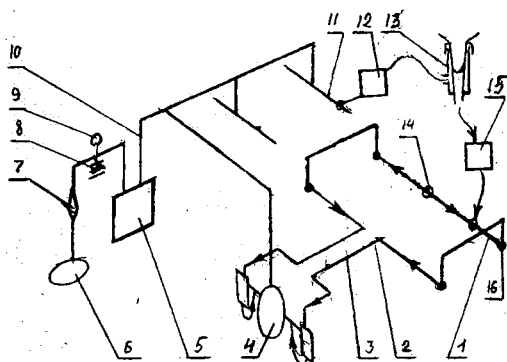


Рисунок- 2.1.5 Схема доения коров на установке АДМ-8 на 100 голов:

1 – молочный трубопровод; 2 – вакуумный трубопровод; 3 – дозатор молока; 4 – молокоприемник; 5 – баллон вакуумный; 6 – насос водокольцевой; 7 – предохранитель; 8 – регулятор вакуумный; 9 – вакуумметр; 10 – трубопровод магистральный; 11 – трубопровод рабочий; 12 – пульсатор; 13 – стакан доильный; 14 – разделитель; 15 – коллектор; 16 – теплелодъемник

Однако путь движения молока и количество автоматических устройств подъема петель увеличивается. Большая протяженность молочного трубопровода способствует нарушению его прямолинейности и ухудшению стабильности вакуумных режимов, образованию молочных пробок и потере жирности молока. Гигиена доения в стойлах со сбором молока в ведра или молокопровод не может обеспечить требования к высокому качеству и безопасности молока. Невозможно исключить попадание навоза на соски вымени животного. Характерная для привязного содержания технология доения в стойле, когда подсасывается совершенно негигиеничный воздух из коровника коллектором (8–10 л/мин) для транспортировки молока. Это приводит к контаминации молока вредными микроорганизмами и загрязнению механическими включениями в виде частиц почвы, навоза, подстилки, волосяного покрова животных и споровидных бактерий. На гигиену вымени и качество молока отрицательно влияет и тот факт, что в дождливый период, особенно в осенний, почва с пастбища или навоз с выгульных дворов заносится животными и оседают в стойлах коровника. Животные после их перегона стремятся сразу же после выдаивания лечь в стойлах, что является одной из причин загрязнения сосков вымени и мастита дойного стада.

Доение в стойлах создает серьезные физические трудности и для дояров, которые вынуждены делать сотни приседаний за период дойки и находиться в неудобной позе. Принудительная технология содержания коров нарушает формы естественного поведения животных, что приводит к недостаточной подвижности. Попытки решить эту проблему путем организаций ежедневных прогулок стада на практике, как правило, приводят к повышению затрат труда и увеличению нежелательных факторов для животных, особенно в осенние и зимние периоды выгулов. При неблагоприятных погодных условиях коровы попадают из помещения с влажным и теплым (+10...+15°C) воздухом на выгульную площадку с наружной температурой зимой до -15...-20°C. Это часто приводит к простудным заболеваниям коров, что является одной из причин потерь высокопродуктивных животных.

Машинное доение в стойлах морально устарело и неэкономично. Характерное для отечественных молочных ферм поголовье в 400 голов, содержащееся в стандартном коровнике (2х200) на привязи, обслуживается 8 операторами, а при доении в доильных залах, например, на установке «Параллель» 2х20, будет обслуживаться двумя операторами. Доводы об экономичности использования большого количества операторов, в качестве альтернативы техническому перевооружению, несостоятельны и приводятся все реже – желающих работать на ферме попросту становится все меньше.

Эксплуатационно-производственной особенностью доильных установок с ведрами является переноска отяжелевших доильных аппаратов – сцепок от коровы к корове по мере их выдаивания. Например, вес автоматизированного устройства Milkmaster в сборе составляет 6,2 кг, что требует от дояра дополнительных физических усилий. Устранить эти недостатки позволяет применение транспортирующей линии Easyline – смонтированного вдоль коровника монорельса с перемещающейся подвеской для доильной аппаратуры. Монорельс имеет ответвления к каждому краю – подключения к молокопроводу. Данное приспособление радикально улучшает условия работы и повышает производительность труда дояров – операторов [26]. При модернизации существующих ферм рекомендуется ликвидировать кормушки,

заменяя их кормовым столом. Монтируются стойловое оборудование ОСК-25 с отбойным брусом, доильная установка – с молокопроводом. Следует при этом улучшить вентиляцию помещения, потому что минусовые температуры (до – 10°C) благоприятны для здоровья коров и секреции молока, а плюсовые (до + 30°C) резко снижают аппетит коровы и до 50% сокращают молочную секрецию. Возможен вариант открытого фонаря по всему коньку крыши.

Технология привязного содержания обеспечивает более эффективное производство молока при использовании современного доильного оборудования. Ведущие производители доильного оборудования оснащают линейные доильные установки системами, позволяющими осуществлять:

- автоматизацию массажа сосков (различного по продолжительности у конкретных лактирующих особей) для эффективной стимуляции молокоотдачи;
- адаптивное регулирование вакуума и частоты пульсации сосковой резины в зависимости от молокоотдачи коровы;
- определение – учет массы получаемого молока с отображением этого показателя на цифровом дисплее;
- световая (звуковая) индикация окончания молокоотдачи;
- система додаивания и съема с вымени подвесной части аппарата (на базе пневматических цилиндров).

Так, фирмой WestfaliaSurge поставляется на рынок электронно-управляющее устройство Stimopuls, производящее стимуляцию молокоотдачи и доение посредством изменения вакуума и вибропульсации сосковой резины индивидуально для каждой коровы. При комплектации приставками Stimopuls создана гамма аппаратов «гибкого вакуума», предназначенных для использования в различных вариантах привязного содержания. Для доения в переносное ведро предлагается Stimopuls V, для доения в молокопровод – пульсационные блоки constant и микропроцессорные преобразователи вакуума Stimopuls C, Autopuls C с дисплеем и автоматикой снятия доильных стаканов. Достижением WestfaliaSurge стало представление на рынок автоматизированного средства One – Touch для молокопровода. Конструктивно это удобная ручка-кран для подключения к молочной магистрали с небольшим табло (One – Touch означает «одно прикосновение») в сцепке с доильным аппаратом и пневмоцилиндром съема стаканов. Цифровое табло показывает количество надоенного молока и осуществляет информационно-мониторинговое обеспечение процесса доения. Применение One – Touch делает возможным оптимизацию получения молока от каждой коровы как по физиологии лактации, так и в аспекте повышения производительности труда дояров-операторов [27]. Восточно-германское предприятие ITEC GmbH разработало оригинальное микропроцессорное устройство ESG в различных исполнениях, позволяющее автоматизировать дойку коров в молокопровод и улучшить информированность оператора о ходе процесса. Модификации следующие: ESG 3000 – наиболее простое исполнение, работает в сцепке с доильным аппаратом; ESG 3000 А – вариант с пневмоцилиндром снятия стаканов с сосков (масса прибора в сборе – 3,9 кг); ESG 3000 В – вариант, отличающийся от ESG 3000 А автоматической подзарядкой аккумуляторов во время промывки прибора. Фирма S.A. Christensen Co (SAC) предлагает на рынке переносной компактный блок-сцепку Unico 1 (комплект стаканов, электронный пульсатор, пневмоцилиндр съема) для программно управляемого доения коров на привязи в молокопровод.

Использование Unico 1 реализует программу индивидуального режима дойки для каждой легко- или тугодойной особи: преддоильную стимуляцию молокоотдачи, индикацию мастита на ранних стадиях и количества получаемого молока, додаивание и снятие стаканов с вымени. Анализируя рынок автоматизированной доильной техники для ферм с привязным содержанием скота, необходимо отметить микропроцессорные устройства – приставки Flowprocessor II (Lemmer Fullwood), Pulsatronic S+/S assu (Impulsa AG), Melkautomat (Flaco Cerate GmbH), Soffimat (Stangko A/S). Эти системы, как и выше рассмотренные, качественно выполняют все технологические функции и обеспечивают простой, быстрый и ресурсосберегающий процесс получения молока, отвечающий современным требованиям [28].

При любом способе содержания животных на их физиологическое состояние и продуктивность большое влияние оказывают параметры технологического оборудования. Для привязного способа основным элементом оборудования является стойло. Его размеры, конструкция, устройство покрытия пола, а также конструкция узлов, ограничивающих продольное и поперечное перемещение животных, в большей или меньшей степени сказываются на загрязнении кожного покрова коров, повреждении вымени, состоянии конечностей и уровне продуктивности. При этом существенным фактором, определяющим технологические операции, связанные с удалением навоза, чистой стойл и обеспечением животным комфортных условий, и влияющим на затраты труда, является длина стойла. Длина стойла определяется величиной животного и видом привязи и составляет в среднем 190–200 см.

Существенное сокращение загрязненности помещений и животных, а, следовательно, и затрат на очистку стойла, достигается только в том случае, если стойла оборудованы боковыми разделителями. Поэтому возможна установка со стороны кормушки (кормового стола) вдоль стойл надхолочного бруса из металлической трубы и разделителей стойл. Ограничители продольного перемещения коров должны выполняться подвижными и постоянно регулироваться в зависимости от высоты животных в холке.

Использование стойлового оборудования, оснащенного устройством для автоматической самофиксации животных, позволяет сократить затраты труда на привязывание и отвязывание коров в 1,7 раза, повысить производительность труда обслуживающего персонала на 41,6%. Анализ структуры затрат позволяет выделить следующий фактор модернизации привязного содержания: перепланировка коровников под мобильную уборку навоза и раздачу кормов универсальным агрегатом (измельчитель + смеситель + кормораздатчик), что дает возможность на 50% сократить удельный расход топлива и освободить операторов машинного доения от выполнения неквалифицированных операций по раздаче кормов и очистке стойл.

Доильные установки со стационарными доильными аппаратами (например, «Тандем», «Елочка», «Карусель»), как правило, применяются в коровниках с беспривязным содержанием коров. Поэтому в этих установках доение коров осуществляется не в коровнике, а в доильном зале (рис.2.1.6). В центре доильной площадки имеется траншея для доярки. Глубина траншеи выбирается таким образом, чтобы доярка могла легко надевать доильный аппарат на вымя коровы. Молочные трубопроводы (12) прокладываются на стенках траншеи (рис. 2.1.6б).

Такое конструктивное решение выгодно отличает эти установки от установок с переносными доильными аппаратами, где молочные трубопроводы устанавливаются

ся сверху стойла и в шлангах создается избыточное гидростатическое давление. Еще ниже молокопроводов в траншее монтируются промывочные трубопроводы (1), которые отсутствуют в доильных установках с переносными доильными аппаратами. Это связано с тем, что переносные доильные аппараты моют в ваннах с моющим раствором. Вакуумные трубопроводы (13) монтируют в верхней части ограждения стойла.

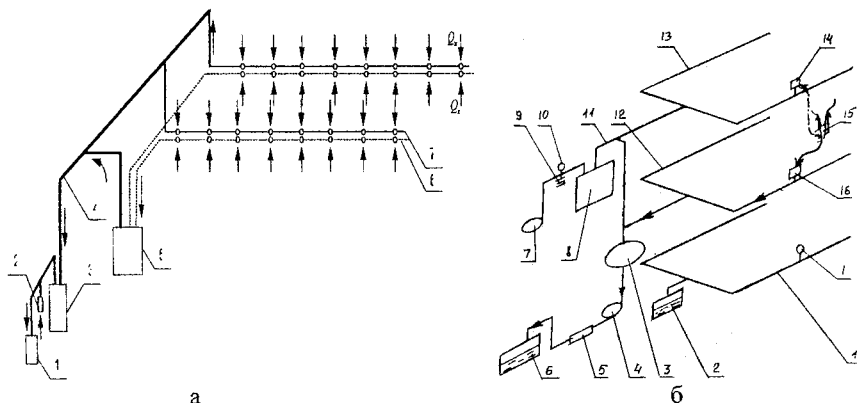


Рисунок- 2.1.6 Доильная установка с доением на площадке:

а) схема молочно-воздушных потоков (1 – вакуумный насос; 2 – регулятор; 3 – вакуумный баллон; 4 – трубопровод магистральный; 5 – молокоприемник; 6 – трубопровод молочный; 7 – трубопровод вакуумный); б) принципиальная схема (1 – трубопровод промывочный; 2 – автомат промывки; 3 – молокоприемник; 4 – насос молочный; 5 – фильтр; 6 – установка молокоохладительная; 7 – насос вакуумный; 8 – баллон вакуумный; 9 – регулятор; 10 – вакуумметр; 11 – трубопровод магистральный; 12 – трубопровод молочный; 13 – трубопровод рабочий; 14 – пульсатор; 15 – стакан доильный; 16 – счетчик молока; 17 – головка моечная)

В доильных установках «Тандем» (рис. 2.1.7а) коров доят в индивидуальных станках. Такими установками доят высокопродуктивных коров, которые при доении изолированы друг от друга и меньше мешают друг другу. В доильной установке «Елочка» (рис. 2.1.7б) коров доят в групповом станке. При этом выпустить коров из станка можно только после их выдаивания. В результате тугодойки коровы задерживают всю группу и снижают производительность установки. Особой формой установок типа «Елочка» являются доильные установки «Параллель», в которых коровы расположены под прямым углом к траншее доярки. Большинство этих установок оснащаются устройствами быстрого выгона: передние барьеры всех станков поднимаются одновременно, выпуская коров. Однако увеличение затрат на подвижные заградительные решетки и дополнительные площади повышает пропускную способность этих установок всего на 6–7%.

Одна из причин – сложность контроля передних четвертей вымени коров во время доения. Доильная площадка типа «Карусель» представляет собой вращающуюся платформу, на которой радиально, последовательно или под углом расположены доильные станки (рис. 2.1.7в). Преимущество таких установок в том, что смена животных у доильных станков происходит почти полностью автоматически. Поэтому затраты времени дояра на организацию смены животных минимальны.

Недостатком карусельных установок являются существенно более высокие затраты на приобретение и обслуживание. Доильно-молочные блоки (ДМБ) предназначены для доения коров, а также сбора, обработки и кратковременного хранения молока на фермах с беспривязным содержанием скота. В странах с развитым молочным скотоводством применяются различные объемно-планировочные решения доильных залов. Так, есть залы типа polygon (многоугольник) с ромбическим или треугольным расположением групповых станков-секций «Елочка» по сторонам помещения. Получили распространение треугольные доильные залы trigon («треугольник»). Залы trigon проектируют обычно таким образом, чтобы две его стороны составляли прямой угол.

Оптимальное количество доильных станков в подсобных помещениях колеблется от 12 до 18, причем отдельные секции (стороны площадки) могут иметь разное число мест, например 4x5x5 или 5x5x6. Существуют также четырехугольные доильные залы с ромбовидным расположением доильных станков. При общем входе в такой зал, оборудованный четырьмя секциями типа «Елочка», коровы группами располагаются по сторонам ромба. Доильные залы типа «ромб» имеют обычно по 20–28 скотомест (от 4x5 до 4x7). Основные размеры установок с доением на площадках в зависимости от количества станков приведены в таблицах 2.1.1–2.1.3.

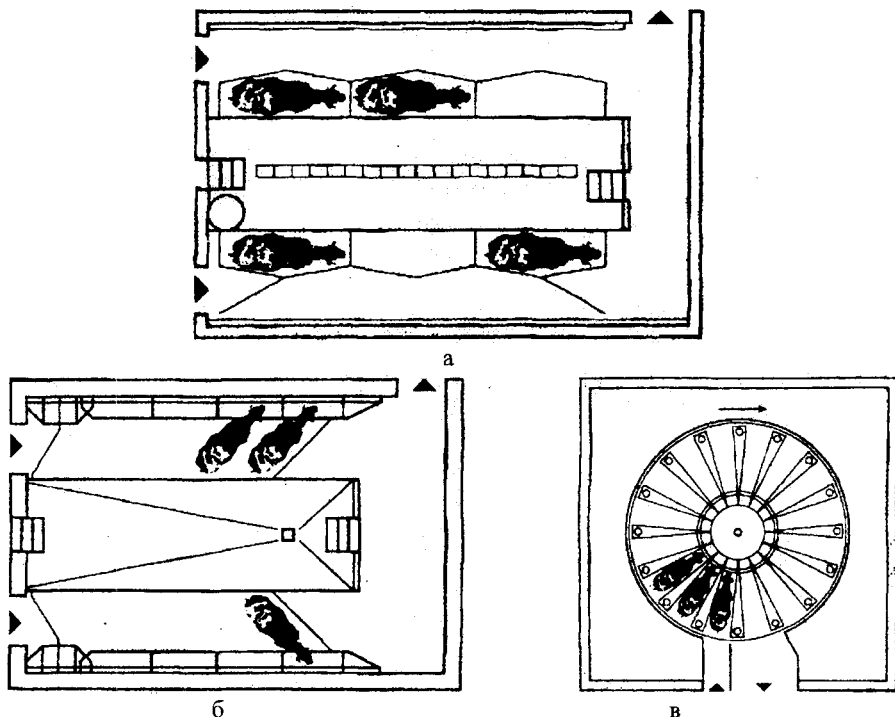


Рисунок- 2.1.7 Схемы доильных установок:
 а) «Елочка»; б) «Тандем»; в) «Карусель»

Таблица 2.1.1

Длина помещений для основных размеров установок «Елочка», м

Схема установки	Количество станков									
	2×2	2×3	2×4	2×5	2×6	2×7	2×8	2×9	2×10	2×12
	4400	5600	6500	8000	9200	10400	11600	12800	14000	16400
	5550	6750	7950	9150	10350	11550	12750	13950	15150	17550
	5300	6500	7700	8900	10100	11300	12500	13700	14900	17300
	6450	7650	8850	10050	11250	12450	13650	14850	16050	18450

Таблица 2.1.2

Длина помещений для установок «Тандем», м

Схема установки	Количество станков				
	2×2	2×3	2×4	2×5	2×6
	8750	11300	13850	16400	18950
	6800	9350	11900	14450	16700
	7900	10450	-	-	-
	8100	10550	13200	15750	18300
	6150	8700	11250	13800	16350
	7250	9850	-	-	-

Таблица 2.1.3

Диаметр карусельных доильных установок, м

Количество станков	Тип установки	
	Тандем	Елочка
12	9750	7854
14	11750	8700
16	13000	9300

При выборе наиболее рациональных планировочных решений ДМБ важную роль играют функциональное разделение и взаимосвязь всех подразделений блока. ДМБ как специализированный центр получения молока на ферме характеризуется наличием различных производственно-функциональных зон: доильной, молочной, бытовой. К доильной зоне относятся: скотопрогоны для перемещения коров на дойку и для возвращения в помещение, где они содержатся; преддоильные площадки для коров; собственно доильные залы; вакуум-насосные отделения. Определяющими факторами рационального размещения подразделений в доильной зоне является применяемая система доения и обусловленные маршруты поступления животных в доильный зал.

Правильное расположение скотопрогонных путей, преддоильных площадок и доильных залов имеет большое значение для эффективного использования доильных установок. Скотопрогонные пути должны обеспечивать свободный (без перекрещиваний) и по возможности кратчайший перегон коров в доильный зал и возвращение их обратно. Во избежание травмирования животных не допускается резкое изменение направления движения (повороты более чем на 90°). Большое число поворотов снижает скорость передвижения скота.

Рекомендуемые размеры скотопрогонных коридоров: ширина для группового прогона – 1,25–1,80 м, для перегона коров поодиночке – 0,8–0,9 м. Если проходы устроены вдоль стены здания, то необходимо повесить две направляющие штанги на высоте 0,5 и 1,2 м от пола. Скотопрогоны оборудуют разделительными и заградительными решетками и воротами (поворотными, раздвижными, подъемными) из стальных труб высотой 1,2 м.

Между параллельными противонаправленными скотопрогонами (на дойку и обратно) предусматривается проход для подгонщиков шириной не более 0,7 м, позволяющий работникам легко обгонять передвигающиеся группы и регулировать их перемещение.

Одним из важнейших требований эффективной эксплуатации доильных залов является наличие специальных накопительных площадок, в которых коровы находятся в ожидании дойки, обеспечивая непрерывную и последовательную загрузку доильных установок. Площадь накопительного помещения, его конфигурация, окраска стен, освещение, покрытие пола и другие особенности планировки и интерьера должны создавать привычную внешнюю обстановку для коров, не вызывать у них стрессового состояния под воздействием внешних факторов и обеспечивать удобство работы обслуживающего персонала.

Полы скотопрогонов и преддоильных площадок должны иметь шероховатую поверхность (вышербленный бетон, бесфенольный асфальт). Пол целесообразно устраивать без острых углов и выступов на одном уровне с доильными станками. На преддоильных площадках желателен небольшой уклон в сторону, противоположную от доильного зала, для предотвращения попадания навоза и навозных стоков в доильный зал.

Независимо от типа установок необходимо доильные станки, пол преддоильных и последоильных площадок, а также проходы для коров устраивать на одном уровне. Это связано с тем, что при горизонтальном расположении тела вестибулярный аппарат коровы чутко реагирует на различные вертикальные наклоны и ступенчатые переходы.

Планировка, устройство и оборудование доильного зала зависят от типа и конструкции применяемой системы доения. Однако существуют также некоторые общие планировочно-конструктивные и эксплуатационные требования к ним. Внутренняя планировка и оборудование доильного зала должны способствовать быстрому заходу коров в станки, надежной фиксации животных и выходу из них. Медленное движение коровы при заходе в станок не только увеличивает затраты рабочего времени операторов, но и задерживает продвижение других животных.

Необходимо располагать все отделения, входные и выходныe проходы и станки таким образом, чтобы при подходе коров к месту доения было минимальное количество поворотов и дверей, которые замедляют их движение. Необходимо максимально сокращать передвижение операторов во время доения и протяженность вакуумных и молочных трубопроводов.

Организация рабочей зоны оператора в доильном зале должна обеспечивать необходимые условия для качественного (с точки зрения выполнения правил машинного доения) и высокопроизводительного труда. Органы управления системы доения располагают в пределах оптимальной досягаемости для оператора (как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях) в последовательности их использования.

Наиболее применяемые органы управления должны быть компактно расположены, легко доступны и хорошо различимы. Все контролируемые объекты на установке должны находиться в поле зрения оператора, то есть под углом 30° от уровня глаз. Высота размещения органов управления для операторов различного роста на установках типа "Тандем" и "Елочка" приведены в таблице 2.1.4.

Таблица 2.1.4

Высота размещения органов управления на доильных установках, м

Рост оператора	Высота над полом траншеи			
	до локтя оператора	максимально допустимая для органов управления	до крючка для подвешивания доильных аппаратов	до пола доильных станков
1,58	0,98	1,80	0,98	0,72
1,69	1,07	1,90	1,06	0,80
1,80	1,12	2,00	1,12	0,90

Молочная зона в структуре ДМБ предназначена для сбора надоенного молока, его первичной обработки и кратковременного хранения. Планировочные решения молочных отделений определяют специфические факторы: концентрация животных на ферме, территориальные условия ее размещения и организационно-технологические формы транспортирования молока с фермы на предприятие молочной промышленности.

Площади молочных помещений зависят от габаритов устанавливаемого технологического оборудования, площадок для его обслуживания, размеров проходов, расстояний от стен здания до оборудования. При проектировании расстановки тех-

нологического оборудования используют метод плоскостного моделирования на плане молочного отделения, выполненного в принятом масштабе. Размещают оборудование, стараясь создать прямолинейный, кратчайший из возможных путь движения молока, удобство обслуживания машин и монтажа трубопроводных коммуникаций.

Одновременно с расстановкой технологического оборудования уточняют размеры помещений молочного отделения. Площади (m^2) помещений молочного отделения ориентировочно рассчитывают по формуле:

$$F = \mathcal{E} \sum F_{mo}, \quad (2.1.1)$$

где F_{mo} – суммарная площадь, занятая под технологическим оборудованием без учета площадок обслуживания, m^2 ; \mathcal{E} – коэффициент запаса площади (для аппаратов и машин площадью до $1 m^2$, $\mathcal{E} = 7-8$; площадью $1-10 m^2$, $\mathcal{E} = 4$).

При реконструкции молочных отделений переоборудование помещений следует проводить при минимуме дополнительных строительно-монтажных работ. Взаимозависимое размещение коровников и ДМБ, их планировочные решения и функционально-производственная связь между собой должны исключать факторы, вызывающие стрессовые ситуации при содержании, передвижении и доении коров, предусматривать эффективное применение средств механизации и автоматизации, обеспечивать поточность выполнения технологических процессов и высокопроизводительную организацию работ.

Обобщение передового опыта производства молока на промышленной основе, анализ проектов ферм и планировок ДМБ показывают, что обязательными условиями рационального ДМБ является оптимальное сочетание следующих основных факторов:

- планировка и протяженность скотопрогонов;
- удаленность ДМБ от зон кормоприготовления, кормления и уборки (хранения) навоза;
- расположение отделения ДМБ относительно сторон света и направления господствующих ветров;
- обеспечение необходимых норм освещенности и микроклимата;
- возможность переоснащения и доукомплектования ДМБ при реконструкции и расширении фермы или комплекса.

Интенсивно-индустриальная форма использования доильных залов предъявляет более высокие требования к качеству и точности технологического проектирования, основной задачей которого является правильное определение рационального типа и необходимого числа доильных установок при заданных организационно-технологических ограничениях. Необходимое количество доильных единиц установок в ДМБ фермы (комплекса) рассчитывают по формуле:

$$N = \frac{A}{W_s \cdot T}, \quad (2.1.2)$$

где A – число лактирующих животных, выдаваемых в доильном зале, короводоек; T – продолжительность разового доения этого поголовья или время использования установок, ч; W_s – эксплуатационная производительность установок, короводоек/ч.

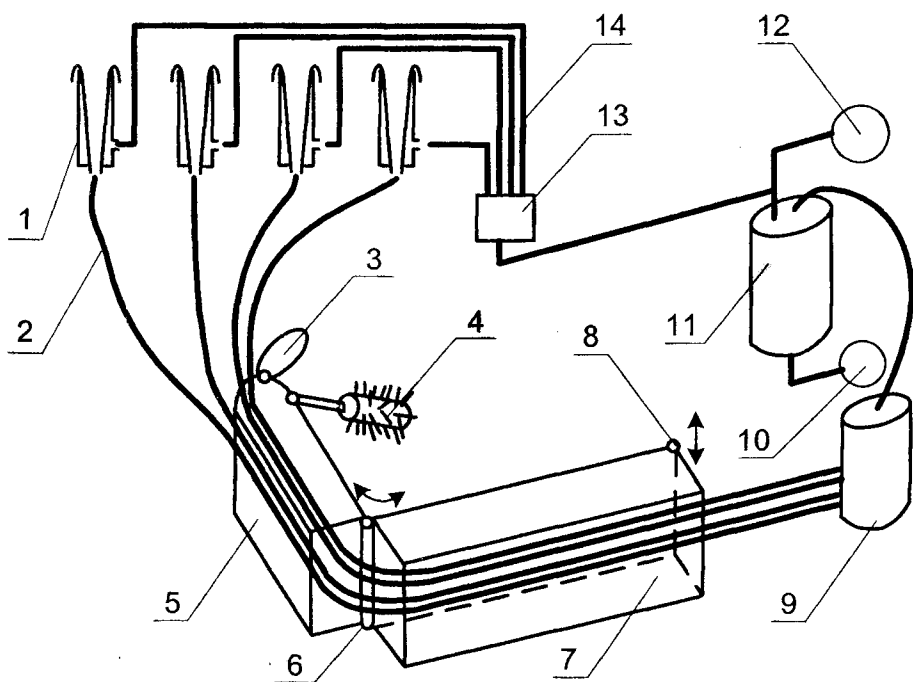
Характеристика доильных установок приведена в таблице 2.1.5 [29].

Технические характеристики доильных установок

Типы	Марки	Количество доильных станков	Обслуживаемое поголовье, гол.	Количество операторов	Производительность установок коров/час	Количество доильных аппаратов	Вакуума в вакуумпроводе, %	Вакуума в молокопроводе, %
Передвижные	УИД-10, УДП-1		10	1	8		45	
	УИД-20		20	1	15		45	
Стационарные	УИД-10С		10	1	8		45	
Доение в ведра	УДБ-100		100	3-4	68		53	
Доение в молокопровод	УДМ-50		50	1	25-50		45	49
	УДМ-100		100	2	50-100		45	49
	УДМ-200, МВС-12		200	4	100-200	12	45	49
Доение на площадках	УДА-8	8	160	1	62-70	8	50	50
	УДЕ-16, УДЕ-24, УДТ-24	16	200	1-2	80	16	50	50
	УДА-16, УДА-24П	16	200	1	70	16	50	50
	Де Лаваль, Вестфалия, Импульс	6, 12, 16, 24, 40, 60	180, 220, 300, 600, 1200	1-2	80-120	6, 12, 16, 4, 40, 60	48	48
	Де Лаваль, Вестфалия, Дусельдорф, Тройт-элевейд		180, 300, 600	1-2	80-110	12, 16, 24	50	50
Передвижные	УДА-8 на пастбищах	8	100	2	50	8	50	50
	УДЛ-12 в летних лагерях	12	150	2	60	12	50	50

Проводимое в доильных залах, машинное доение является совокупностью действия механических устройств и выполняемой человеком физической работы (операции перед дойкой и надевание доильных стаканов). В отличие от этого физическая работа в системах с роботом заменена полностью автоматическими устройствами. Новейшую технологию доения коров представляют собой доильные роботы (рис. 2.1.8а-б). Роботизированная установка представляет собой огражденную с четырех сторон доильную площадку, на которой может поместиться одна корова. После того как корова заходит в помещение доения, козух (7) получает сигнал и опускается на шарнире (8) для выполнения операции доения. Подвижный рукав (5), на конце которого расположено сканирующее устройство (3) и щетки (4), поворачивается вокруг шарнира (6) в направлении к вымени коровы. После сканирования вымени и очистки щетками на соски надеваются доильные аппараты (1).

Если надой коровы превышает определенный уровень (обычно 7 л), то корова получает специальную корм, стимулирующий ее к следующему заходу в доильный робот. Применение доильных роботов AMS (Automatic Milking System), AM-system, RMS (Robotnic Milking System), VMS (Voluntary Milking System) изменяет все стороны функционирования хозяйства – количество и качество труда, систему управления [29]. Доение роботом в большой степени учитывает физиологические потребности коровы и устраняет возможные ошибки и недосмотры дояра. В конструкциях роботов применяются технические устройства, выполняющие без участия операторов такие операции, как локализация (распознавание) и мойка сосков, массаж вымени и надевание доильных стаканов. Во всех доильных роботах применяется двойная система локализации сосков: приближенная и точная. Для этой цели используют лазерные или механические измерители положения, цифровые камеры, а также оптические и ультразвуковые устройства. Главную роль в них выполняют компьютерные системы, в которых данные о геометрическом расположении сосков сохраняются и после каждой дойки анализируются. Оптимальные параметры расположения сосков представлены на рисунке 2.1.8в. Неправильно или плохо развитое вымя и искривленные соски приводят к тому, что устройство не сможет надеть доильные стаканы на соски, хотя некоторые доильные роботы могут надевать их на соски с отклонением до 45° [30].



а

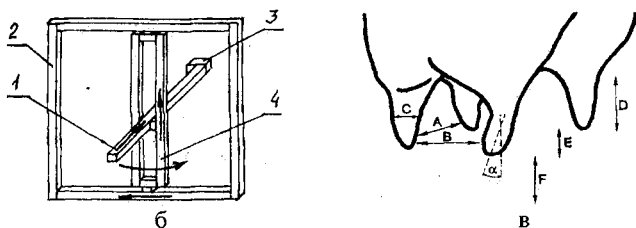


Рисунок- 2.1.8 Схемы доильного робота:

а) принципиальная (1 – доильный аппарат; 2 – шланг молочный; 3 – сканер; 4 – щетки; 5 – рукав; 6 – шарнир; 7 – козлук; 8 – ось; 9 – счетчик молока; 10 – насос молочный; 11 – молокоприемник; 12 – насос; 13 – блок пульсаторов; 14 – шланг вакуумный); б) конструктивная (1 – рукав; 2 – рама; 3 – аппарат доильный; 4 – рамка поворотная); в) геометрическая характеристика вымени для роботизированных систем (А – минимальное расстояние между правыми и левыми сосками (3 см); В – минимальное расстояние между передними и задними сосками (7 см); С – диаметр сосков (1,5...3,5 см); D – минимальная длина сосков (3 см); E – максимальное отклонение расположения концов сосков относительно общей плоскости (3 см); F – минимальное расстояние концов сосков от пола (33 см); α – максимальный угол отклонения сосков (30°))

Соски моют одной или двумя вращающимися щетками, в доильных стаканах или в специальном стакане. В доильных роботах применяются два способа надевания доильных стаканов. В первом, применяемом, например, в роботах Astronaut (Lely), манипулятор перемещается под вымя. Тогда расстояние от манипулятора до сосков уменьшается. Другое решение, применяемое, например, в VMS – манипулятор надевает доильные стаканы, каждый раз забирая их по одному из камеры для промывки, находящейся на расстоянии около 1 метра. Характерной особенностью является доение четвертями: доильные стаканы надеваются поочередно и снимаются отдельно после выдаивания каждой четверти вымени.

Таким образом, вымя обрабатывается в одном режиме, а доение проводится в одних постоянных условиях. В результате происходит улучшение состояния здоровья вымени коров, что приводит к большей прибыли. При автоматическом доении собирается много информации о животных. Это дает возможность улучшать состояние здоровья вымени и повышать рентабельность производства молока. Необходимым условием применения роботов является бесперебойное обеспечение коровника электрической энергией. В среднем один раз в две недели случаются отказы доильного робота, обусловленные загрязнением определителя локализации сосков. Поэтому один человек должен постоянно находиться поблизости. Роботы могут быть одноместные или многомestные. Одноместные доильные роботы размещаются непосредственно в коровнике. Ими выдаивается стадо в 55–65 коров. Многостаночные роботы (от 2 до 4 мест) размещаются в отдельном помещении и могут обслуживать до 160 коров. Основные достоинства и недостатки некоторых технических решений вышеупомянутых доильных установок с учетом условий и производительности труда представлены в таблице 2.1.6 [31].

В хозяйствах Республики Беларусь в рамках реализации государственных программ проводится широкомасштабное техническое переоснащение отрасли молочного животноводства на базе внедрения перспективных технологий. При этом характерными особенностями проводимого перевооружения является перевод молоч-

ного скота на беспривязное содержание с доением в специальных помещениях (залах), оснащенных современным технологическим оборудованием. В настоящее время РО «Белагросервис» поставило и сдало в эксплуатацию в хозяйствах областей 159 комплектов для доения и охлаждения молока. За последние годы введено в строй действующих более 200 доильных залов. Среди поставленного оборудования – высокопроизводительные установки различного типа (преимущественно типа «Елочка» и «Параллель») известных на мировом рынке производителей – *Westfalia-Surge* и *Impulsa* (Германия), *BouMatic* (США) и других. Следует отметить, что две трети парка современных доильных машин Беларуси составляет техника отечественного производства.

Разработаны и прошли государственные испытания доильные установки типа «Елочка» – УДА-24 «Александрина» (РО «Белагросервис») и УДА-24Е («Гомельагропромкомплект» и РУНИП «Институт механизации сельского хозяйства НАН Беларуси»), предназначенные для молочнотоварных ферм на 400 голов с беспривязным содержанием животных и продуктивностью 3000–4000 л на корову в год. При производстве вышеперечисленных доильных установок используются как импортные, так и отечественные комплектующие составные части.

Таблица 2.1.6

Достоинства и недостатки технических решений доильных установок

Система доения	Достоинства	Недостатки
АДМ, АДС	– простое обслуживание; – непосредственное транспортирование молока; – высокая производительность труда	– необходимость часто сгибаться оператору машинного доения; – неудовлетворительные условия работы
«Елочка»	– большой диапазон размеров зала; – высокая производительность труда	– тугодойная корова определяет время смены группы; – быстрая смена группы требует больших затрат труда
«Параллель»	– короткие пути движения; – высокая производительность труда; – малый риск травм дояра; – быстрый вход и выход животных	– тугодойная корова определяет время смены группы; – плохой осмотр коров; – дояр и аппарат подвергаются загрязнению навозом и мочой
«Тандем»	– высокая производительность труда; – хороший осмотр коров и вымени; – возможность разной формы зала; – равномерная работа без стресса животных	– требуется большая площадь доильного зала; – длинный путь движения; – высокие требования к дояру
Роботы	– увеличение молочной продуктивности вследствие более частого доения; – доение роботом в большей степени учитывает физиологические потребности коровы и устраняет возможные ошибки и недосмотры дояра; – собирается много информации о животных; – нет непосредственного влияния человека на процесс доения	– некоторые коровы не приходят на доение; – эффективность очистки сосков вымени техническими средствами хуже, чем это делает аккуратный дояр; – в коровниках с эксплуатацией роботов выше эксплуатационные издержки: расход электроэнергии, воды, а также стоимость технического сервиса и ремонта

2.2 Доильные аппараты

Доение животных на вышеупомянутых доильных установках осуществляется доильными аппаратами, которые присоединяются к вымени только на время доения: два-три раза в сутки. Причем присоединение аппарата выполняют вручную. После этого процесс доения проходит автоматически. Следовательно, животное и доильный аппарат представляют собой автоматическую систему, подвергающуюся внешним воздействиям.

Эта система может быть условно расчленена на регулируемый объект и автоматический регулятор (автоматическое управляющее устройство). Животное как регулируемый объект по каналу доения следует рассматривать с учетом всех существующих в организме связей. Автоматическое управляющее устройство для выполнения возложенных на него функций должно иметь определенную структуру и свойства. На животное как на биологический объект автоматического управления действует ряд возмущающих воздействий (рис. 2.2.1).

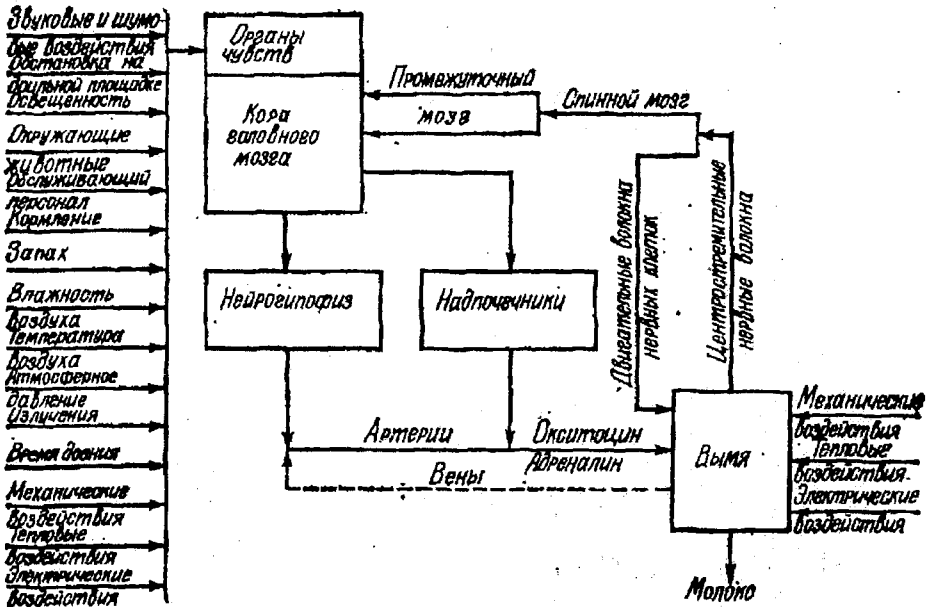


Рисунок- 2.2.1 Схема возмущающих воздействий биологического объекта

Отдельные воздействия следует стабилизировать или вовсе исключить. При подготовке животного к доению раздражаются нервные окончания – рецепторы. Импульсы по центростремительным нервным волокнам достигают спинного мозга. В поясничной части сигналы раздваиваются. Одни направляются по двигательным волокнам нервных клеток к мышечным элементам молочной железы, другие по спинному, промежуточному мозгу – к коре головного мозга [32]. Под действием первой группы сигналов через 5–10 секунд происходит расслабление и увеличение объемов молочной цистерны и крупных протоков.

Под действием второй группы сигналов из нейрогипофиза в кровь выделяется гормон окситоцина. Выделившийся окситоцин с потоком крови достигает молочной железы через 21–26 секунд. Окситоцин сокращает миоэпителиальные клетки альвеол, в результате чего молоко поступает в цистерну вымени и может быть удален отсасыванием или выжиманием. Окситоцин циркулирует вместе с кровью и обеспечивает непрерывное выделение молока из альвеол, однако необходимая для этого его концентрация в крови поддерживается обычно около 5 мин. Поэтому доение животных должно происходить очень быстро.

Болевое раздражение, испуг или другие возмущающие воздействия вызывают выделение в кровяное русло гормона надпочечников – адреналина. Адреналин сильно сужает капилляры альвеол и тем самым препятствует поступлению окситоцина к миоэпителиальным клеткам. Альвеолы расслабляются, и выделение молока в молочную цистерну прекращается. Торможение молокоотдачи может произойти и по причине частичной или полной задержки поступления в кровь окситоцина.

Это, как правило, связано с тем, что сигналы от вымени не достигают нейрогипофиза или оказываются ослабленными в результате проявления возмущающих воздействий. Животное является сложным объектом автоматического управления. Так как процесс молокоотдачи является физиологическим актом всего организма животного, то определить характеристики животного математическим путем сложно. Поэтому большое значение приобретают характеристики, полученные опытным путем. На основании работ отечественных и зарубежных ученых сделан вывод, что животное представляет собой ряд последовательно соединенных звеньев: со статической характеристикой, чистого запаздывания и аperiodического первого порядка (рис. 2.2.2) с параметрами: время запаздывания – $\tau_0 = 3$ секунды и постоянной времени животного – $T_0 = 8$ секунд [32].

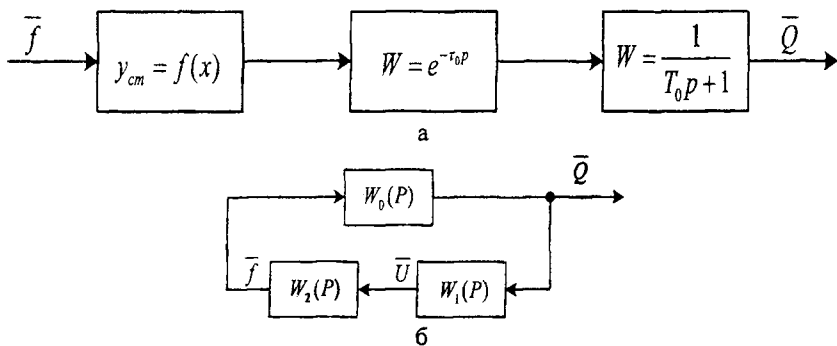


Рисунок- 2.2.2 Математические характеристики биологического объекта:
а) передаточная функция, б) структурная схема автоматического управления

Доильные аппараты различаются в зависимости от способа отсасывания молока из сосков. Отсасывание молока может быть непрерывным или прерывистым. Непрерывное отсасывание ускоряет процесс доения, но часто оказывает вредное действие на соски коров. Поэтому в основном применяются доильные аппараты с прерывистым отсасыванием молока (рис. 2.2.3).

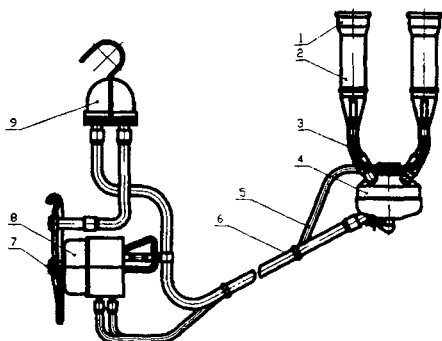


Рисунок- 2.2.3 Схема доильного аппарата:

1 – сосковая резина; 2 – гильза; 3 – трубка; 4 – коллектор; 5 – шланг; 6 – шланг молочный;
7 – ручка доильного аппарата; 8 – пульсатор; 9 – потокомер

Если под соском постоянно будет вакуум (рис. 2.2.4а), то процесс отсасывания идет непрерывно (такт сосания). Если на какое-то время сосок изолирован от вакуума (рис. 2.2.4б), то в течение этого времени молоко не извлекается (такт отдыха). По такому принципу работает доильный аппарат с однокамерным стаканом. Соотношение между тактами в однокамерном стакане примерно следующее: сосание 60% и отдых 40%. В доильном аппарате с однокамерными стаканами вакуум и атмосферный воздух подаются в одну и ту же камеру (под сосок в гильзу). При доении однокамерными доильными стаканами во время такта сосания происходит удлинение соска, конец которого входит в конусную часть гильзы. После этого вакуум вокруг остальной части поверхности стаканов уже не повышается, и действительно высокого вакуума подвергается только конец соска, из которого вытекает молоко. При такте отдыха сосок укорачивается и его кончик освобождается. С каждой пульсацией длина соска уменьшается, и через некоторое время сосок перестает выходить из гильзы во время такта отдыха. Скорость доения сильно снижается и приходится оттягивать стаканы вниз. Кроме того, в однокамерных стаканах плохо массируется сосок коровы.

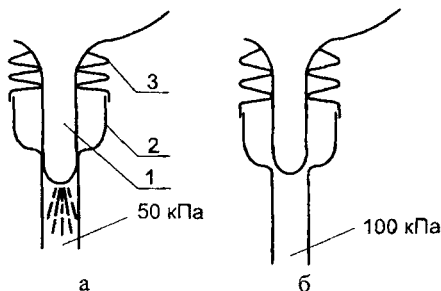


Рисунок- 2.2.4 Схема работы однокамерного доильного стакана:

а) такт сосания (1 – сосок; 2 – гильза; 3 – гофрированный присосок); б) такт отдыха

Для улучшения условий доения соска применяется сосковая резина. Ее работа обеспечивается двумя камерами: одна под соском, а вторая – между сосковой резиной и гильзой. Доильный аппарат с двухкамерным доильным стаканом может быть двух- (рис. 2.2.5а) или трехтактным (рис. 2.2.5б).

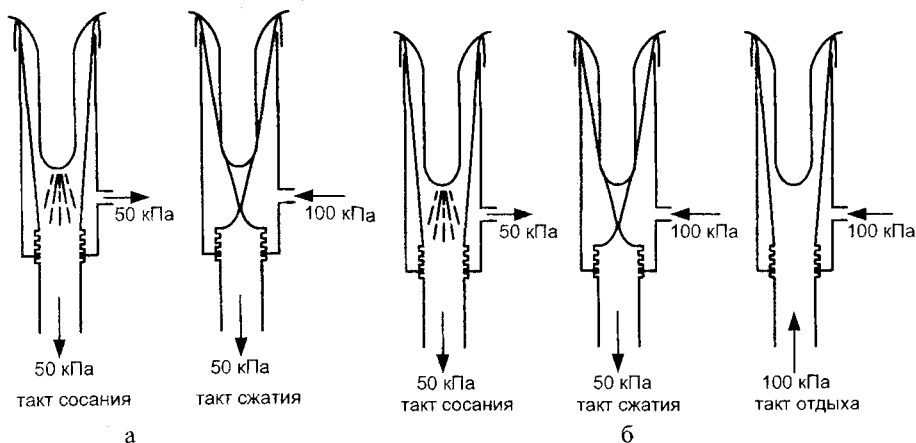


Рисунок- 2.2.5 Схема работы двухкамерного доильного аппарата:
а) двухтактный; б) трехтактный

В двухтактном доильном аппарате длительность такта сосания составляет примерно 70%, а такта сжатия – 30%. В трехтактном доильном стакане длительность такта сосания составляет 60%, сжатия – 10%, отдыха – 30%. Трехтактная доильная машина выдаивает более полно, чем двухтактная (так как не причиняет боли соскам), и не приводит к заболеванию вымени коров. Однако решению задачи интенсификации процесса доения наиболее полно удовлетворяет двухтактный доильный аппарат с двухкамерными доильными стаканами. Длительность такта сосания в них достигает 70%. В процессе доения идет постоянное чередование тактов. Это чередование обеспечивается пульсатором, подключаемым к патрубку гильзы. Основная задача пульсатора – обеспечить требуемую длительность тактов. Рассмотрим работу двухтактного пульсатора (рис. 2.2.6а). Откачка воздуха со средней камеры вызывает подъем мембраны и перекрытие клапаном отверстия, сообщающегося с атмосферой (рис. 2.2.6б). Начинается такт сосания. Во время его в верхней камере вакуумметрическое давление поддерживается на уровне 50 кПа.

В нижней управляющей камере в течение этого времени вакуумметрическое давление постепенно снижается от 100 кПа до 50 кПа. Постепенность снижения давления в этой камере обеспечивает калиброванный канал – щель малого сечения и большой длины. Снижение вакуумметрического давления в управляющей камере до 50 кПа вызывает опускание клапана (рис. 2.2.6в). Атмосферный воздух, проникая в пространство между сосковой резиной и металлическим стаканом, сжимает сосковую резину. Начинается такт сжатия. Постепенно атмосферный воздух заполняет нижнюю камеру. Рост давления в этой камере вызывает подъем клапана. Начинается очередной такт сосания.

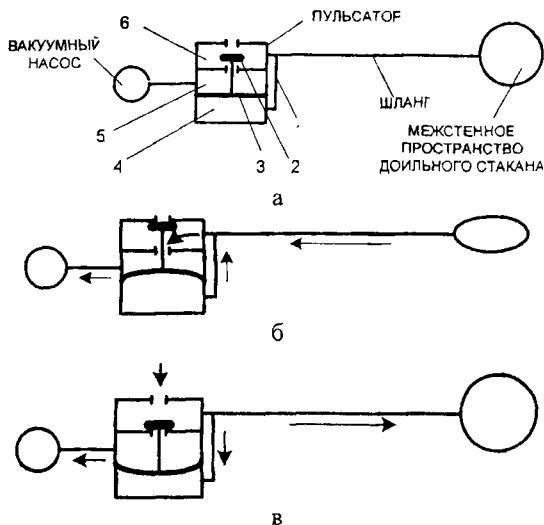


Рисунок - 2.2.6 Принципиальная схема работы пульсатора:

а) схема (1 – калиброванный канал; 2 – клапан; 3 – мембрана; 4 – управляющая камера; 5 – камера постоянного вакуума; б – камера переменного вакуума); б) откачка воздуха; в) напуск воздуха

Трудность при изучении принципа работы пульсатора заключается в понимании силовых факторов, обуславливающих движение клапана. Рассмотрим силы, действующие на клапан во время его работы (рис. 2.2.7). Изначально во всех камерах имеется воздух. При включении насос из средней камеры пульсатора моментально откачивает воздух и поддерживает в ней во время всей дойки вакуумметрическое давление 50 кПа. Под действием давления воздуха на мембрану со стороны нижней камеры пульсатора возникает сила F_1 , стремящаяся прогнуть мембрану вверх (рис. 2.2.7а). Под действием давления атмосферного воздуха на клапан возникает сила F_2 , стремящаяся прогнуть клапан вниз. Величины этих сил определяются перепадом давления $\Delta p = 50$ кПа и соответствующими площадями мембраны S_1 и клапана S_2 . Направление движения штока определяет результирующая сила ΔF

$$\begin{cases} F_1 = \Delta p \cdot S_1 \\ F_2 = \Delta p \cdot S_2 \end{cases} \rightarrow \Delta F = F_1 - F_2 = \Delta p \cdot S_1 - \Delta p \cdot S_2 \quad (2.2.1)$$

Так как площадь мембраны больше площади клапана ($S_1 > S_2$), то результирующая сила ($\Delta F > 0$) в первом такте направлена вверх. Эта результирующая сила прогнет мембрану вверх. Начинается такт сосания. В результате нижняя камера соединяется только с вакуумным насосом, и давление в ней начинает падать. Идет такт сосания. В некоторый момент давление в нижней и средней камерах уравнивается. Тогда сила, действующая на мембрану, также станет равной нулю. Результирующая сила, действующая на клапан, шток и мембрану, станет равной

$$\Delta F = 0 - F_2 = 0 \cdot S_1 - \Delta p \cdot S_2 = -F_2. \quad (2.2.2)$$

За счет давления атмосферного воздуха клапан опустится вниз (рис. 2.2.7б). Начинается такт сжатия. Далее процесс повторится.

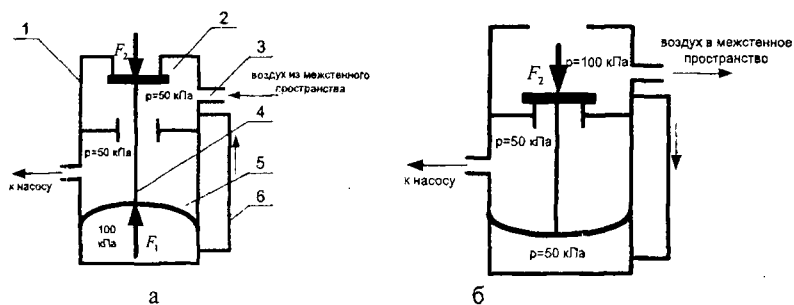


Рисунок- 2.2.7 Схема сил, действующих на клапан и мембрану пульсатора:
 а) такт сосания (1 – корпус; 2 – клапан; 3 – патрубок; 4 – шток; 5 – мембрана;
 б – калиброванный канал); б) такт сжатия

Итак, пульсатор обеспечивает необходимую длительность тактов. Сбор молока из доильных стаканов обеспечивается коллектором. В коллекторе доильного аппарата с однокамерными доильными стаканами имеется четыре камеры (рис. 2.2.8): две камеры переменного вакуума (1) и (4), одна камера атмосферного давления (3) и одна камера постоянного вакуума (5). Камера переменного вакуума (1) подключается к верхней камере пульсатора. Она отделена от других мембраной. Мембрана с клапанами (6) и (7) связана стержнем. Доильные стаканы подключаются к наклонным патрубкам камеры переменного вакуума (4). Схема работы коллектора в однокамерном доильном аппарате представлена на рисунке 2.2.8а-б.

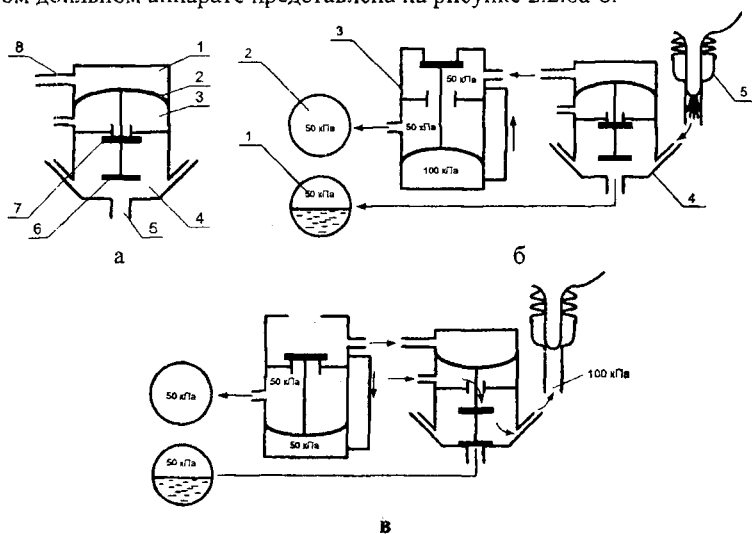


Рисунок- 2.2.8 Однокамерный доильный аппарат:
 а) коллектор (1, 4, 5 – камеры; 2 – мембрана; 3 – воздушная камера; 6, 7 – клапан);
 б) такт сосания (1 – молокопровод; 2 – вакуумпровод; 3 – пульсатор; 4 – коллектор;
 5 – доильный стакан); в) такт отдыха

Коллектор двухкамерного трехтактного доильного аппарата отличается от коллектора однокамерного доильного аппарата наличием в верхней камере дополнительного патрубка, соединяющего межстенное пространство доильного стакана с этой камерой. Схема работы такого коллектора в данном доильном аппарате показана на рисунке 2.2.9. Особенностью схемы работы двухкамерного трехтактного доильного аппарата является короткий такт сжатия. Его небольшая длительность обусловлена тем, что после такта сосания впуск воздуха в межстенное пространство доильных стаканов немного опережает поступление воздуха под соски.

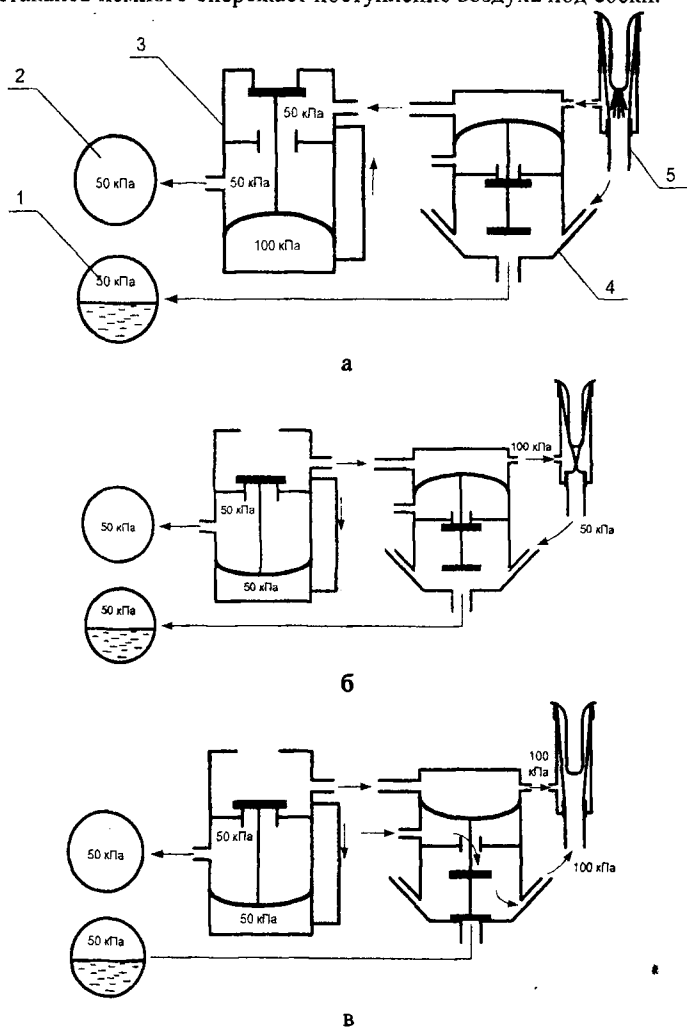
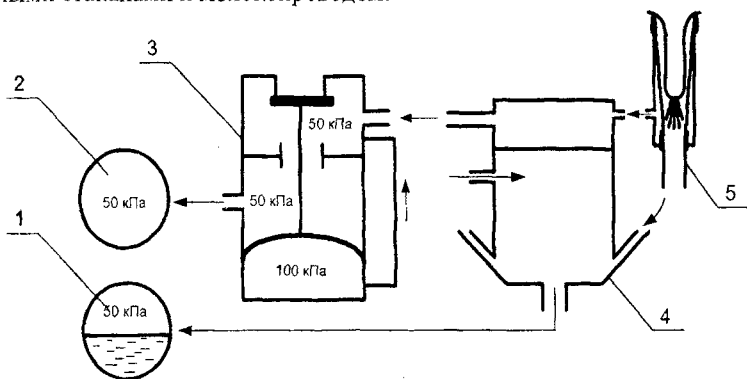
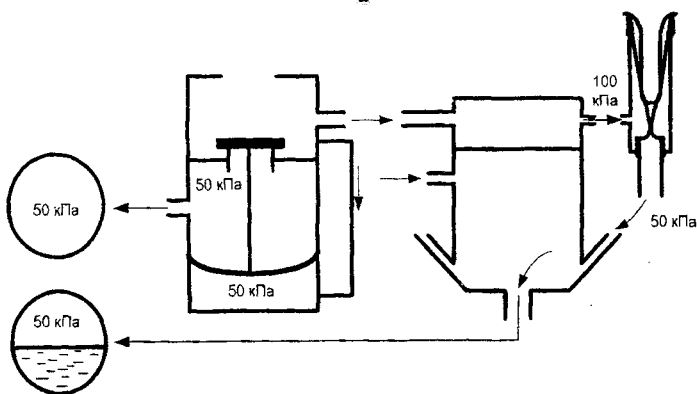


Рисунок- 2.2.9 Схема работы трехтактного доильного аппарата:
а) такт сосания (1 - молочный трубопровод; 2 - вакуумпровод; 3 - пульсатор; 4 - коллектор; 5 - доильный стакан); б) такт сжатия; в) такт отдыха

Эвакуация молока из коллектора двухкамерных двухтактных доильных аппаратов основного исполнения осуществляется путем постоянного напуска воздуха в такте сосания и в такте сжатия (рис. 2.2.10). Для этого в корпусе коллектора имеется лишь две камеры. Верхняя (воздушная) камера соединяется с пульсатором и межстенным пространством доильного стакана, нижняя (молочная) камера соединяется с доильными стаканами и молокопроводом.



а



б

Рисунок- 2.2.10 Принцип работы доильного аппарата:

а) такт сосания (1 – молочный трубопровод; 2 – вакуумпровод; 3 – пульсатор; 4 – коллектор; 5 – стакан); б) такт сжатия

Недостатком данной конструкции является то, что постоянный напуск воздуха в такте сосания является энергозатратным и ненужным. Поэтому разработан коллектор, осуществляющий напуск воздуха в молочную камеру только во время такта сжатия (рис. 2.2.11). Для таких коллекторов передержка доильных стаканов на сосках коров менее опасна. Это происходит вследствие меньшей величины рабочего вакуума и впуска атмосферного воздуха в молочную камеру коллектора в период такта сжатия.

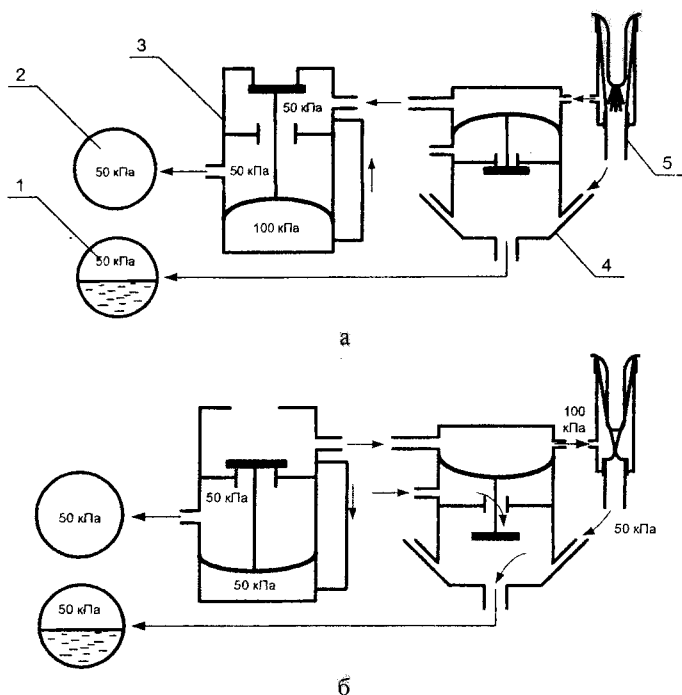


Рисунок- 2.2.11 Принцип работы низковакуумного доильного аппарата:
 а) такт сосания (1 – молочный трубопровод; 2 – вакуумпровод; 3 – пульсатор; 4 – коллектор;
 5 – доильный стакан); б) такт сжатия

Разработаны другие пути стимуляции сосков, причем не только во время такта сосания, но и перед доением. Основная масса молока находится в альвеолах. Только если корову стимулировать перед дойкой внешними раздражителями, можно извлечь все накопленное в вымени молоко. Доказано, что содержание в плазме крови дойной коровы гормона окситоцина (рис. 2.2.12а), характеризующего рефлекторное сокращение гладких мышц вымени, незначительно при машинном доении. Молокоотдача при полной готовности коровы к доению происходит быстрее. Более эффективен процесс сосания молока телятком. Отличительной особенностью этого процесса является наличие высокочастотных колебаний вакуумметрического давления амплитудой 1 кПа в такте сосания (рис. 2.2.12б). На таком принципе основана работа стимулирующего пульсатора, состоящего из двух обычных пульсаторов, соединенных последовательно (рис. 2.2.12в). Один из двух калиброванных каналов пульсатора имеет повышенную проводимость. Хорошее начинание не получило распространения из-за конструктивной недоработки эксплуатационного характера. При разборке и техническом обслуживании сборка производилась без учета различия управляющих камер. Поэтому высокочастотный блок находился на месте низкочастотного блока, и наоборот. Могли на одном пульсаторе оказаться и два высокочастотных или низкочастотных блока. Такая сборка делала пульсатор практически не-

работоспособным и обусловила негативное отношение доярок к стимулирующему пульсатору. Попытки ввести отличия управляющих камер в виде маркировок (буква П – дросселирующий, буква С – стимулирующий), введения специальных фиксаторов (выступов, пазов) не дали ожидаемого результата и не смогли переломить сложившееся отношение.

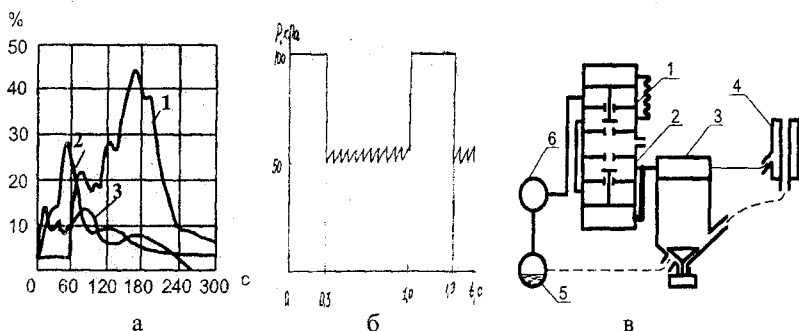
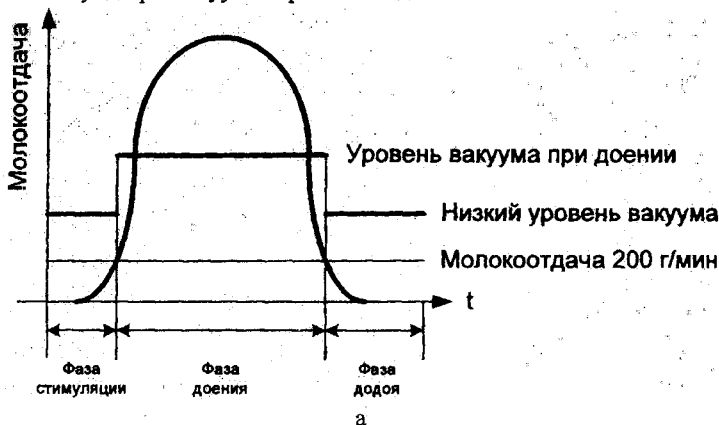
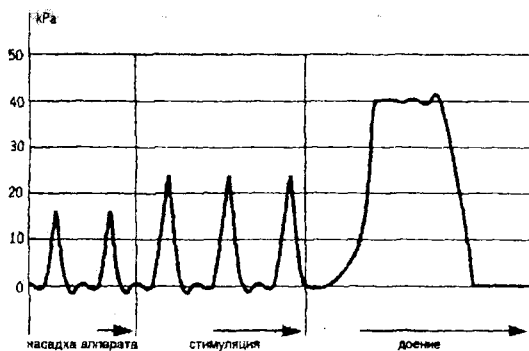


Рисунок- 2.2.12 Методы стимуляции молокоотдачи:

а) содержание гормона окситоцина в плазме крови (1 – сосание теленком; 2 – ручное доение; 3 – машинное доение); б) физическая модель изменения давления в межстенном пространстве доильного стакана вибрационным пульсатором; в) схема устройства стимулирующего доильного аппарата (1 – низкочастотный блок; 2 – высокочастотный блок; 3 – распределитель вакуума; 4 – стакан доильный; 5 – молокопровод; 6 – вакуумпровод)

Для лучшей стимуляции коровы перед доением применяется принцип двойного вакуума. Он состоит в том, что при малой молокоотдаче в начале доения используют высокочастотную стимуляцию при низком вакууме (20–33%). В середине доения при большой молокоотдаче применяют вакуумметрическое давление 40–50 кПа. Додой производят также при низком вакуумметрическом давлении (рис. 2.2.13а). Высокочастотная стимуляция вымени (рис. 2.2.13б) сокращает стадию додаивания, улучшает кровоснабжение вымени. Продолжительность стимуляции составляет 20, 40, 60 или 90 секунд при вакуумметрическом давлении 20 кПа.





б

Рисунок- 2.2.13 Динамические характеристики доения коров:
а) изменение вакуума; б) изменение пульсаций при стимуляции доения

Практически осуществление принципа двойного вакуума применено в доильном аппарате Дуовак (рис. 2.2.14). Корпус Дуовака соединен с вакуумной линией, которая постоянно поддерживает вакуумметрическое давление 50 кПа. Датчик потока соединен с молочной линией, имеющей такой же уровень вакуума, как и вакуумная линия. Поплавок в датчике потока имеет магнит. Другой передвижной магнит находится в блоке управления. Эти два магнита и являются той технической новинкой, которая позволяет регулировать уровень вакуума в зависимости от количества выделяемого молока в единицу времени.

В фазе нормального доения вакуум (50%) создается через Дуовак в пульсаторе и доильном аппарате. Большое количество выделяемого молока поднимает поплавок. При высокой молокоотдаче молоко поднимает поплавок, который, в свою очередь, поднимает дренажную трубку и дает возможность свободному выходу молока в молокопровод. В верхнем положении магнит поплавок не может притягивать магнит в блоке управления. Вход воздуха открыт. Вследствие перепада давления мембрана (14) прогибается вниз, и благодаря этому вакуумная линия напрямую соединена с пульсатором (рис. 2.2.14а).

В фазе стимуляции и в фазе додаивания Дуовак уменьшает вакуум (рис. 2.2.18б), подаваемый на пульсатор и доильный аппарат, до 33 кПа. При низкой молокоотдаче дренажная трубка и поплавок находятся на дне датчика и все молоко может пройти через отверстие в днище дренажной трубки. Во время фазы стимуляции или додаивания низкий вакуум подается сверху диафрагмы (9) блока молокоотдачи. Диафрагма создает тот же низкий уровень вакуума в молочном шланге путем сохранения расстояния к отверстию в датчике молокоотдачи, сбалансированном с воздухом и вакуумными уровнями. Молокоотдача настолько мала, что оно проходит через дренажную трубку и не поднимает поплавок. Магнит в блоке управления переходит в верхнее положение и закрывает вход воздуха в воздушный канал (11). При подаче вакуума в камеру диафрагма (14) перемещается вверх и поднимает клапан (1), который переключает прямой путь вакуума к пульсатору. Вместо этого ва-

куум подается в пульсатор через редукционный клапан (3). Пружина в редукционном клапане балансирует вакуум на уровне 33 кПа. Верхняя сторона диафрагмы (9) в блоке регулирования соединена с малым вакуумом через контрольную трубку. Диафрагма под давлением перемещается в нижнее положение и перекрывает отверстие, ведущее к датчику потока (молокоотдачи). Уровень вакуума в доильном аппарате уменьшается, поскольку воздух начинает поступать непрерывно. Диафрагма поддерживает вакуум на уровне 33 кПа. Для того, чтобы вручную перейти от низкого уровня вакуума к рабочему уровню для фазы доения, оператору необходимо перевести в верхнее положение клапан (12) на корпусе Дуовака. Воздух поступает в камеру через отверстие на оси клапана. Клапан (1) открывается, и вакуум фазы доения поступает в пульсатор и на верхнюю сторону диафрагмы (9) в блоке регулирования. Когда молокоотдача увеличивается, воздух поступает в камеру обычным путем — по каналу (11). Клапан (1) возвращается в исходное положение, и уровень вакуума снова автоматически регулируется.

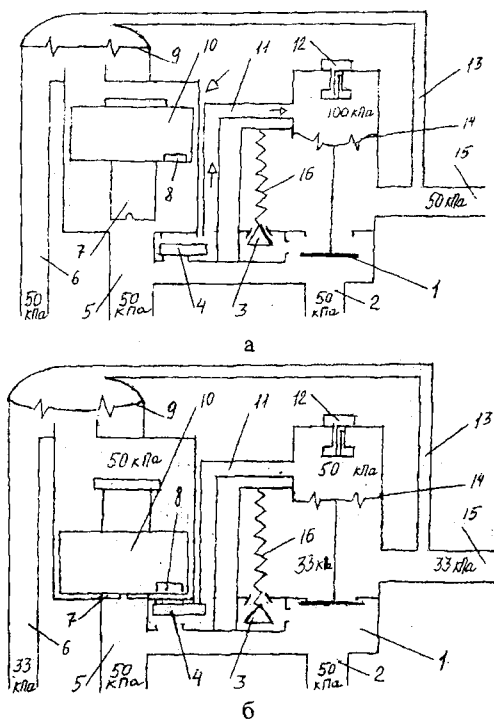


Рисунок- 2.2.14 Принципиальная схема работы датчиков системы Дуовак:

а) режим доения (1 – клапан; 2 – патрубок, соединяющий блок управления с вакуумным трубопроводом; 3 – клапан дроселирующий; 4, 8 – магниты; 5 – патрубок, соединяющий блок молокоотдачи с молочным трубопроводом; 6 – патрубок; 7 – дренажная трубка; 9, 14 – мембраны; 10 – поплавок; 11 – воздушный канал; 12 – клапан ручной настройки уровня вакуума для фазы доения; 13 – канал; 15 – патрубок, соединяющий блок управления с распределителем вакуума на крышке коллектора; 16 – пружина); б) режимы стимуляции и додаивания

Аналогичный принцип действия двухрежимного отечественного аппарата «Сож» (Рисунок- 2.2.15). Особенностью его конструкции является специально разработанный регулятор вакуума, который обеспечивает функционирование аппарата в режимах массажа и додаивания на низком вакууме 34–38 кПа с частотой пульсации 50 пульсов/мин, а в режиме основного доения на номинальном вакууме 47–49 кПа с частотой пульсаций около 60 пульсов/мин. Регулирование величины вакуума и частоты пульсации производится в зависимости от интенсивности молокоотдачи коровы. После подготовки вымени коровы оператором и одевания доильного аппарата молокоотдача низкая (рис. 2.2.15а), аппарат работает на низком вакууме и осуществляет стимуляцию.

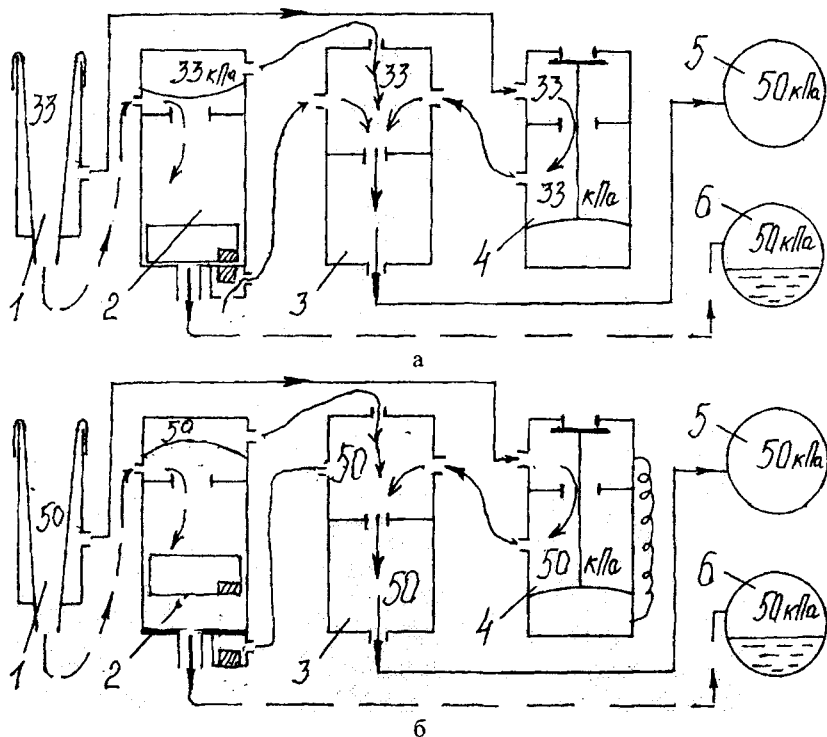


Рисунок-2.2.15 Аппарат доильный АДС-24 «Сож»:

а) режим стимуляции и додаивания (1 – стакан доильный; 2 – потокомер; 3 – регулятор; 4 – пульсатор; 5 – вакуумный трубопровод; 6 – молочный трубопровод); б) режим доения

Этому способствует то, что магнит, жестко закрепленный в поплавке, притягивает подвижный магнитный клапан магнитоуправляющего устройства и позволяет воздуху просачиваться в камеру переменного вакуума регулятора. Уменьшение вакуумметрического давления до 33 кПа позволяет гибкой мембране прогибаться и уменьшать пространство, связывающее доильный аппарат и поплавковую камеру. В подсосковом пространстве создается также низкий вакуум. После того как молокоотдача увеличится до 200 г/мин, происходит автоматическое переключение на но-

минальный (рабочий) вакуум. Когда молокоотдача уменьшается ниже 200 г/мин, аппарат переключается на низкий вакуум и производит додаивание четвертой вымени в мягком режиме, обеспечивая полное освобождение вымени и предотвращая «сухое доение».

Аналогичный потокомер применен в доильном модуле «Майстар», применяемом на автоматизированных установках УДА-24Е, УДА-24Т и УДП-24. Этот модуль состоит из стойки и установленных на ней блока клапанов и устройства управления, доильного аппарата и счетчика молока (рис. 2.2.16), составные части которого соединены между собой согласно приведенной схеме. После одевания доильного аппарата на вымя коровы и пуска модуля включается пульсатор. Молоко из коллектора перетекает в потокомер и далее – в счетчик. Из счетчика молоко периодически эвакуируется в молочный трубопровод. При отсутствии молокоотдачи происходит отключение доильного аппарата от вакуума и его снятие посредством цилиндра.

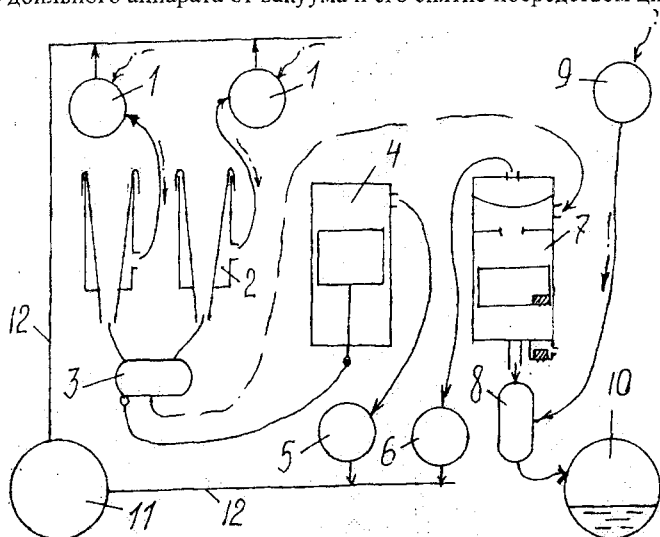


Рис.2.2.16 Схема манипуляторов доильных установок УДА-24Е, УДА-24Т, УДП-24:

1 – пульсаторы; 2 – доильные стаканы; 3 – коллектор; 4 – цилиндр съема; 5, 6 – клапаны; 7 – потокомер; 8 – счетчик; 9 – клапан; 10 – молокоприемник; 11 – насос; 12 – трубопровод.

У большинства коров отдельные четверти вымени резко различаются по продуктивности и продолжительности выдаивания (рис. 2.2.17а). Соотношение молока, выдаиваемого из задних и передних сосков, составляет 60:40, а соотношение времени доения – 53:47. Неравномерное выдаивание четвертой вымени приводит к холодному доению отдельных сосков. Этот фактор вызывает целесообразность применения парного доения (например, когда у передних сосков такт сосания, то у задних – такт сжатия). Принцип парного доения оказывает массирующее воздействие на вымя, уменьшает одновременную нагрузку на вымя и соски, улучшает транспортировку молока из коллектора в молочный трубопровод [33]. Для обеспечения парного доения применяются мембранные, гидравлические и электромагнитные пульсаторы. Отличительная особенность мембранного пульсатора парного доения – наличие

двух патрубков переменного вакуума. Каждый патрубок снабжает пульсирующим вакуумом два доильных стакана (рис. 2.2.176). Основной стержень имеет два клапана, попеременно закрывающие камеру постоянного вакуума. В нем ниже мембраны расположены одна над другой две камеры, разъемные клапанами, расположенными на стержнях. В этих камерах и получается сдвинутый по фазе на 180° пульсирующий вакуум.

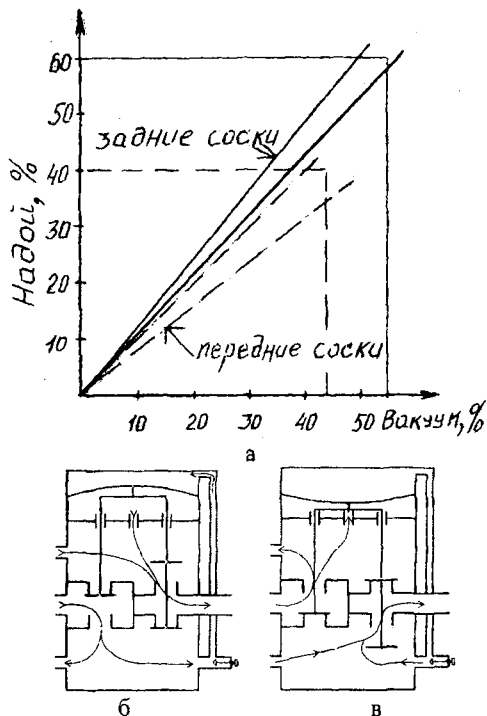


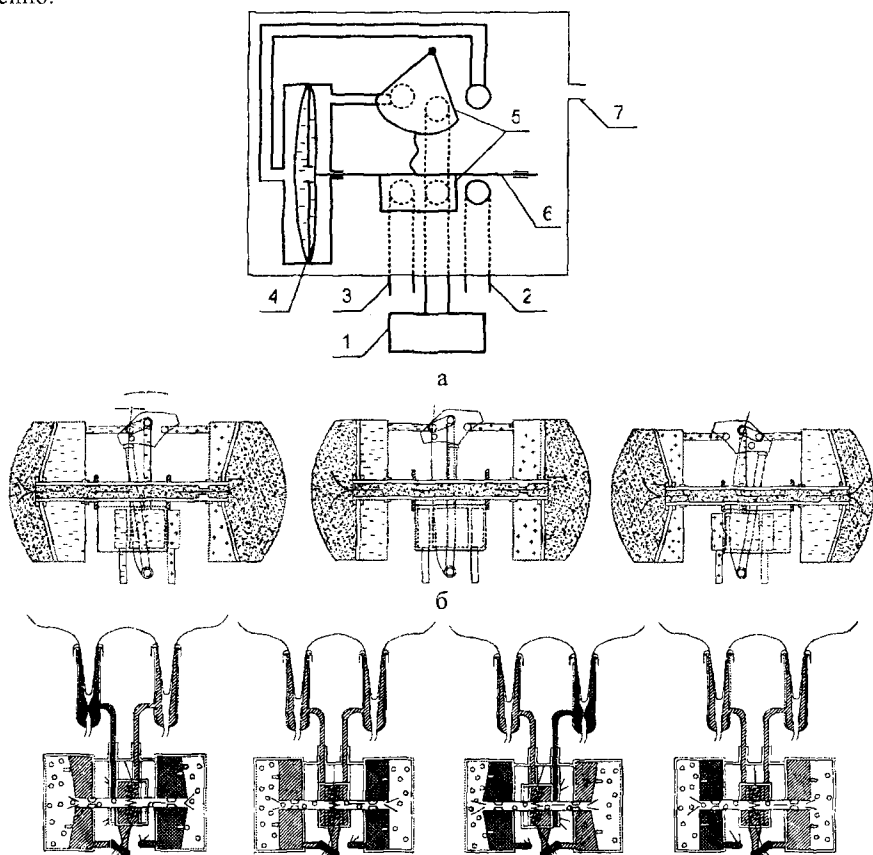
Рисунок- 2.2.17 Схема мембранного пульсатора парного доения сосков:
 а) соотношение молока из передних и задних сосков вымени; б-в) такты сосания и отдыха

Пульсатор гидравлический (рис. 2.2.18) имеет камеру постоянного вакуума (соединяющуюся с помощью патрубка с камерой коллектора), две рабочие камеры переменного вакуума (каждая из которых соединяется с межстенными камерами двух доильных стаканов с помощью штуцеров), две гидравлические камеры в поршне пульсатора. К резиновой стенке мембраны одной из гидравлических камер поршня жестко прикреплен шток, на котором перемещается ползун, соединяющий при возвратно-поступательном движении камеру постоянного вакуума с рабочими камерами переменного вакуума.

Механизм управления, состоящий из пружины и поворотного кулачка, приводится в движение ползуном и подключает одну управляющую камеру к атмосферному, а другую — к вакуумметрическому давлению. Под действием атмосферного давления жидкость перемещается из одной гидравлической камеры поршня в другую и, наоборот, через отверстие, сечение которого может изменяться перемещением

ем пластины, находящейся внутри поршня на стенке регулятора, в стороны обозначений (+ или -), намаркированных на стенке мембраны поршня. Изменение пропускной способности отверстия используется для изменения частоты пульсации при настройке пульсатора и в случае изменения (уменьшения или увеличения) вакуумметрического давления в пределах от 40 до 53 кПа.

Распределение фаз в патрубках доильного аппарата попарного доения приведено на рисунке 2.2.18г-ж. Если вакуум (рис. 2.2.18г) создан в правом патрубке (1) пульсатора, то дойка производится правой половины вымени. Одновременно подается воздух в левый патрубок (2) и осуществляют массаж левой половины вымени. Затем в оба патрубка (рис. 2.2.18д) подается вакуум, и тем самым выдаиваются две половины вымени одновременно. Далее воздух подается в правый патрубок (1), производя массаж правой половины вымени, а вакуум (рис. 2.2.18е) в левом патрубке (2) способствует дойке левой половины вымени. Затем в оба патрубка подается вакуум, и тем самым (рис. 2.2.18ж) обе половины вымени выдаиваются одновременно.



В

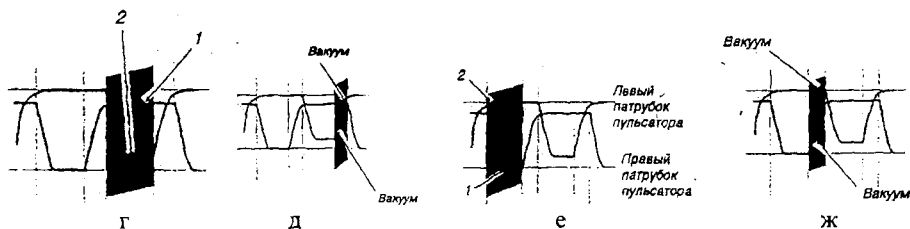


Рисунок- 2.2.18 Схемы гидравлического пульсатора парного доения:

а) принципиальная (1 – насос вакуумный; 2–3 – патрубки переменного вакуума; 4 – поршень; 5 – колпаки; 6 – стержень; 7 – патрубок атмосферный); б) функциональная; в) доения; г– ж) распределение фаз в патрубках (1 – правый патрубок; 2 – левый патрубок)

Применяются также (рис. 2.2.19) электромагнитные пульсаторы парного доения. Они действуют от постоянного или переменного электрического тока напряжением 12 В (по требованию техники безопасности). При протекании электрического тока по обмотке пульсатора стержень из ферромагнитного материала втягивается внутрь и закрывает отверстие в центре пульсатора, отключая камеру под электромагнитом от атмосферного воздуха и соединяя ее с постоянным вакуумом.

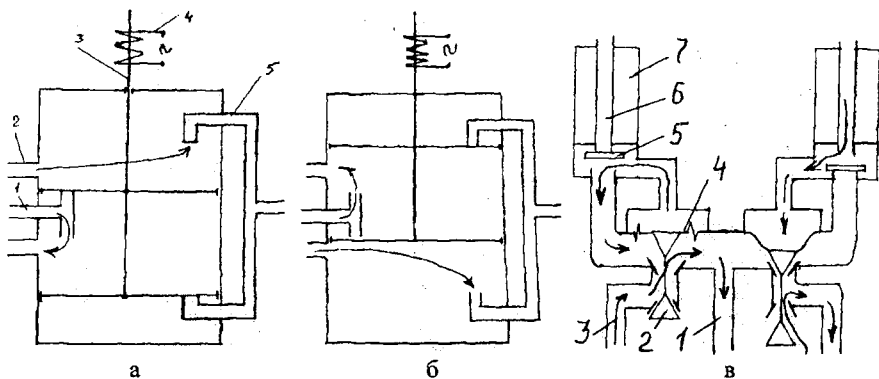


Рисунок- 2. 2.19 Схема электромагнитного пульсатора парного доения сосков:

а–б) одноклапанный (1 – патрубок атмосферного воздуха; 2 – патрубок пульсирующего вакуума; 3 – механизм клапанный; 4 – электромагнит; 5 – патрубок постоянного вакуума); в) двухклапанный (1 – патрубок постоянного вакуума; 2 – клапан воздушный; 3 – патрубки переменного вакуума; 4 – мембраны; 5 – клапан; 6 – патрубок воздушный; 7 – корпус электромагнита)

Конструкция электромагнитного пульсатора приведена на рисунке 2.2.20а. Пульсатор содержит сердечник (1) и катушку (6). Корпус электромагнита вместе с основанием (2) образует камеру переменного вакуума (12). Камера переменного вакуума связана с вакуумным трубопроводом нижним штуцером, а с атмосферой – отверстием (11). При обесточенной катушке электромагнита якорь находится в нижнем положении, перекрывая подачу вакуума. Атмосферный воздух, входящий через отверстие (11), поступает в камеру переменного вакуума и далее через штуцер (4) в межстенное пространство доильных стаканов. Когда на катушку электромагнита

подается напряжение, якорь притягивается, перекрывая отверстие (11), в камеру переменного вакуума и в межстенное пространство доильных стаканов подается вакуум. Электромагнитный пульсатор обеспечивает заданную частоту пульсаций и соотношение тактов благодаря малому ходу якоря и параметрам электромагнитного исполнительного элемента. В момент возврата якоря в исходное состояние он присасывается к осевому отверстию в основании. Клапан пульсатора – плоский якорь электромагнита. Такой электромагнит (рис. 2.2.20б) имеет поступательно движущийся якорь цилиндрической формы. Два воздушных зазора образуются якорем и цилиндрическим сердечником, а также якорем и плоским торцом корпуса [32].

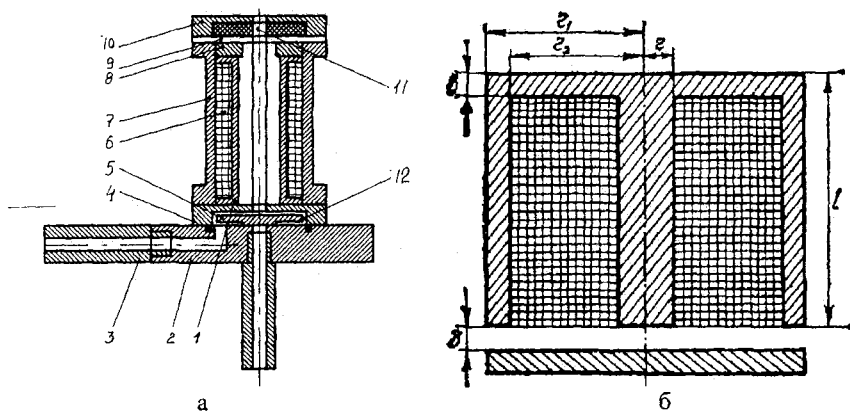


Рисунок- 2.2.20 Электромагнитный пульсатор:

а) схема (1 – сердечник; 2 – основание; 3 – штуцер; 4, 9 – прокладки; 5 – якорь; 6 – катушка; 7 – корпус; 8 – шайба; 10 – крышка; 11 – отверстие; 12 – клапан); б) электромагнит

Недостатком парного доения сосков являются обратные токи молока (рис. 2.2.21а). Кроме того, обратные токи могут проходить и из молочного шланга. Молоко из длинного молочного шланга транспортируется в молокопровод порциями (в виде пробок). Когда молоко и воздух поступают вместе, колебания вакуума неизбежны. Таким образом, опасные колебания вакуума у сосков вызывают болезни вымени. Колебания вакуума наиболее свойственны доильной установке с верхним молокопроводом. В этом случае установка вынуждена работать с относительно высоким вакуумом (около 50 кПа), чтобы поднимать молоко в молокопровод. Этот вакуум, имеющий величину в 50 кПа в начале такта доения, с увеличивающимся потоком молока снижается у сосков, так как при транспортировке молока в высокорасположенный молокопровод возникает гидродинамическое сопротивление.

При снижении потока молока в конце доения автоматически повышается вакуум у сосков до 50 кПа к моменту слепого доения (доение без молока). Корова подвергается воздействию повышенного вакуума и его колебаниям с постоянной опасностью воспаления вымени из-за сильной нагрузки на ткани сосков [33]. Устранение обратных токов молока возможно путем разделения потоков молока и воздуха в коллекторе в системе вымящающего доения (рис. 2.2.21). Перетечки предотвращаются клапанами (14). Во время фазы сосания открыты клапаны (14) обратного

впрыска перед четырьмя штуцерами на коллекторе. Таким образом, по отдельному воздушному шлангу (9) в процессе доения подводится низкое вакуумметрическое давление (43 кПа). Транспортировка молока ни в коей мере не влияет на этот процесс. В это время обратный клапан (13) в длинном молочном шланге (12) закрыт. Обратный поток и колебания молока исключены.

Во время фазы отдыха клапаны обратного впрыска (14) закрыты. Обратный клапан (13) в длинном молочном шланге, напротив, открыт; молоко, поступившее во время такта всасывания, стекает. Через воздушную трубку (6) в коллектор дозируется атмосферный воздух под управлением пульсатора. Молоко непрерывно транспортируется. В это время соски отдыхают. Перенос бактерий между долями вымени исключается благодаря закрытым клапанам обратного впрыска (14). Стабилизация вакуумного режима благотворно сказывается на вымени. Благодаря этому становится возможным доение с низким вакуумом – 43%.

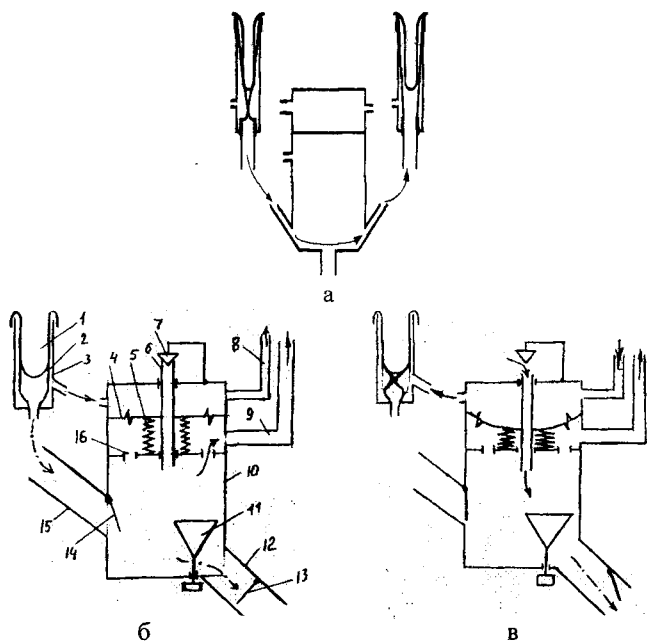


Рисунок- 2.2.21 Схема работы коллектора с разделением потоков молока и воздуха: а) обратный поток молока при парном доении сосков; б) такт сосания (1 – сосок вымени; 2 – резина сосковая; 3 – гильза доильного стакана; 4 – мембрана; 5 – пружина; 6 – трубка; 7, 13-14 – клапан; 8, 9, 12 – шланги; 10 – корпус; 11 – клапан; 15 – штуцер; 16 – отверстие для откачки воздуха из молочной камеры); в) такт отдыха

Научные исследования показали, что при наличии-самых совершенных доильных аппаратов без додаивания вручную или с помощью вспомогательных технических средств у значительного числа коров остается в вымени более 200 граммов молока. Однако к концу доения вымя становится более мягким, соски глубже засасываются в доильные стаканы, канал между цистерной вымени и полостью соска су-

жается или перекрывается совсем (рис. 2.2.22а), и молоко перестает поступать в аппарат. Поэтому современные автоматизированные доильные установки оснащают соответствующими техническими средствами. Применение машинного додаивания увеличивает продолжительность доения коровы (рис. 2.2.22б), облегчает труд доярки. Автоматика додаивания обеспечивает выдаивание молока из всех сосков (надавливая на коллектор доильного аппарата) и увеличивает надой, повышает жирность надоя и удаляет продукты секреции и бактерий при наличии заболеваний вымени.

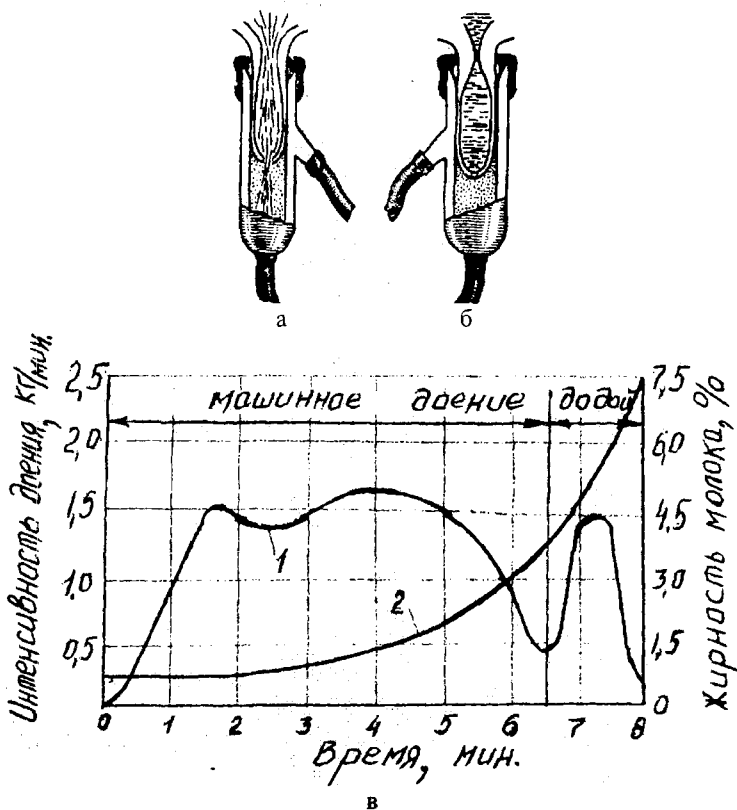


Рисунок- 2.2.22 Наполнение доильного стакана на сосок:

а) доение; б) перекрытие молочного канала; в) интенсивность доения и жировыведения при использовании машинного додая (1 – интенсивность доения; 2 – интенсивность жировыведения)

Для осуществления додая и снятия доильных аппаратов применяются пневматические манипуляторы. Манипулятор состоит из закрепленного на стойке трехзвенного механизма с пневмоцилиндрами отвода, додаивания и поддержания, связанного с подвесной частью доильного аппарата, которая молочным шлангом соединена с молокопроводом. Автомат управления имеет поплавковый датчик, соединенный вакуумными шлангами с пневмоцилиндрами. В процессе доения поршни

пневмоцилиндров (рис. 2.2.23а) находятся в нейтральном положении. При снижении интенсивности до 400 грамм/мин молокоотдачи опускается поплавок датчика молока (6). Камера датчика соединяется со шлангом пневматического цилиндра додея (4). Поршень пневмоцилиндра додея движется в правое крайнее положение, немного опуская подвесную часть доильного аппарата. Тем самым, соски натягиваются. При этом наполнение доильных стаканов на соски коровы исключается. При дальнейшем снижении интенсивности молокоотдачи до 200 грамм/мин поплавок датчика молока опускается (рис. 2.2.23в). Штуцер пневматического цилиндра додея сообщается с атмосферой, а штуцер пневматического цилиндра снятия соединяется с камерой постоянного вакуума. Подвесная часть доильного аппарата снимается с сосков и выводится из-под коровы.

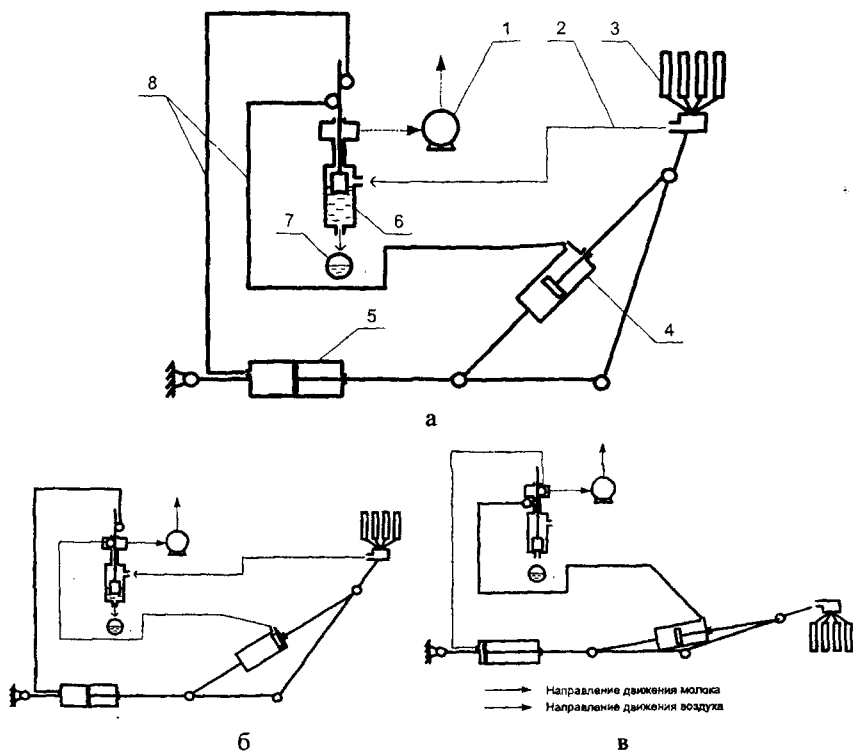


Рисунок- 2.2.23 Автоматический манипулятор для доения:

а) доение (1 – вакуумный насос; 2 – шланг; 3 – подвесная часть; 4–5 – пневмоцилиндры; 6 – датчик потока; 7 – молокопровод; 8 – шланг вакуумный); б) додой; в) снятие доильного аппарата

Недостатком рассмотренного манипулятора является большое число пневмоцилиндров и значительные затраты на эксплуатацию. Надежнее и проще конструкция аппарата додея и снятия, основанная на использовании груза (рис. 2.2.24а). Груз управляется пневмоцилиндром. Во время доения груз подтягивается вверх. При

окончании доения (при додое) вакуум отключается, и груз под действием своего веса отжимает подвесную часть доильного аппарата вниз. Приспособление для выдаивания коров представлено на рисунке 2.2.24б. После насадки доильного аппарата производится выравнивание присасывающейся платы и затем она прижимается. Во время придавливания открывается вакуумный клапан и плата присасывается. Подъем резиновой фаски позволяет подать воздух на плату, а также откорректировать ее положение. При снятии доильного аппарата воздух автоматически подается на присасывающуюся плату и снимается вместе с ней. Встроенный фильтр предотвращает загрязнение клапанного узла.

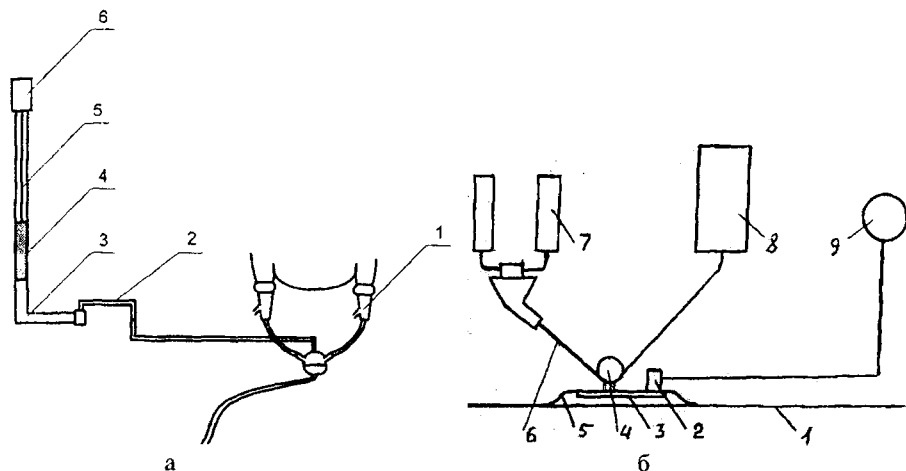


Рисунок- 2.2.24 Схема действия автомата додоя и снятия:

а) доильный аппарат (1 – подвесная часть; 2 – рычаг; 3 – труба; 4 – груз; 5 – трос; 6 – пневмопоршень); б) устройство фиксирующее (1 – пол; 2 – клапан; 3 – плата; 4 – блок; 5 – мембрана; 6 – тросик; 7 – доильный аппарат; 8 – пневмоцилиндр; 9 – насос)

Однако одной подготовки вымени и возбуждения, возникающего через стимулирующую сосковую резину, а также проводимого додоя недостаточно для достижения быстрого и полного опорожнения вымени. Недостаточность стимуляции приводит к потерям надоев молока до 10%. Для преодоления дефицита стимуляции применяют альтернативное повышение частоты пульсаций в течение всего времени основного доения, обеспечивая повышенный уровень окситоцина и тем самым быстрое выдаивание при большом потоке молока. При этом через каждые 10 секунд стандартной пульсации происходит повышение частоты пульсации до 200 тактов в минуту в течение 5 секунд (рис. 2.2.25).

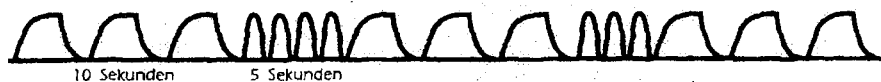


Рисунок- 2.2.25 Высокочастотная стимуляция вымени в процессе основного доения

Среди идей модернизации доильных установок интерес представляет система доения коров с объединенным пульсоколлекторным узлом. Такая конструкция доильного аппарата позволяет осуществлять доение только с помощью молочного трубопровода. В результате исчезает потребность в стальных вакуумных трубопроводах. Пульсоколлекторный узел такой установки состоит из четырех доильных стаканов и пульсоколлектора. Доильный стакан является исполнительным органом доильного аппарата и практически мало отличается от отечественных доильных стаканов.

Пульсоколлектор доильного аппарата сделан двухтактного типа. Он предназначен для сбора молока, поступающего от доильных стаканов, и для преобразования постоянного вакуума в переменный, необходимый для создания пульсаций сосковой резины при доении. Вакуум из молочной камеры (I) пульсоколлектора поступает через отверстие (а) в камеру переменного давления (II), откуда распространяется в вакуумные патрубки (1) и межстенные камеры доильных стаканов. Начинается такт сосания (Рисунок- 2.2.26).

Одновременно вакуум заполняет всю камеру переменного давления (II) через отверстие (б) во внутренней стенке пульсатора и через щель (г) под клапаном (2). По калиброванному отверстию (в) клапана (2) вакуум распространяется в полость (п) между клапаном (2) и мембраной (3), что способствует присасыванию их друг к другу. Затем по калиброванному отверстию (е) в мембране вакуум распространяется в камеру переменного вакуума (III), что вызывает в ней разряжение.

Камера постоянного атмосферного давления (IV) постоянно связана с атмосферой. В тот момент, когда разряжение в камере переменного вакуума (III) достигло определенного уровня, давление атмосферного воздуха с обратной стороны мембраны преодолевает сопротивление пружин (5) и силу сопротивления мембраны (3), вследствие чего мембрана, защемленная крышкой (4) и корпусом пульсоколлектора, прогибается, сжимая пружину (5).

Одновременно с прогибанием мембраны (3) поднимается присосавшийся к ней клапан (2) до момента закрытия щели (г). Далее мембрана под продолжающимся воздействием атмосферного давления прогибается еще больше и отсоединяется от клапана. При этом воздух из камеры атмосферного давления (IV) поступает через щель между клапаном и внутренней стенкой пульсоколлектора и через отверстие (б) во внутренней стенке пульсоколлектора в вакуумные патрубки (1) и межстенные камеры доильных стаканов. Начинается такт сжатия (рис. 2.2.26а).

Клапан (2) возвращается в исходное положение и воздух через калиброванное отверстие (в) клапана (2) поступает в камеру переменного давления (II), откуда через отверстие (а) он попадает в молочную камеру (I). Количество воздуха, просачивающегося в камеру (I) достаточно для обеспечения эвакуации молока из молочной камеры в молочный трубопровод.

При дальнейшем поступлении воздуха в камеру переменного вакуума (III) давление в ней выравнивается с давлением в камере постоянного атмосферного давления, и мембрана (3) под действием пружины (5) возвращается в исходное положение (распрямляется). Этим самым изолируются от атмосферы камеры переменного давления (II) и переменного вакуума (III). Вакуум из камеры (I) через отверстие (а) распространяется по вышеизложенному пути, и цикл повторяется. Другой вариант подобной конструкции представлен на рисунке 2.2.27.

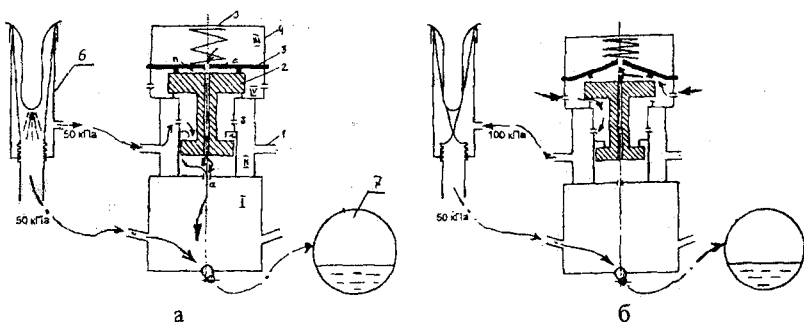


Рисунок- 2.2.26 Такты доильного аппарата с пульсоколлектором:
 а) такт сосания (I – камера молочная; II, III – камеры переменного вакуума; IV – камера атмосферная; 1 – патрубкок; 2 – клапан; 3 – мембрана; 4 – крышка; 5 – пружина; 6 – стакан доильный; 7 – молочный трубопровод); б) такт сжатия

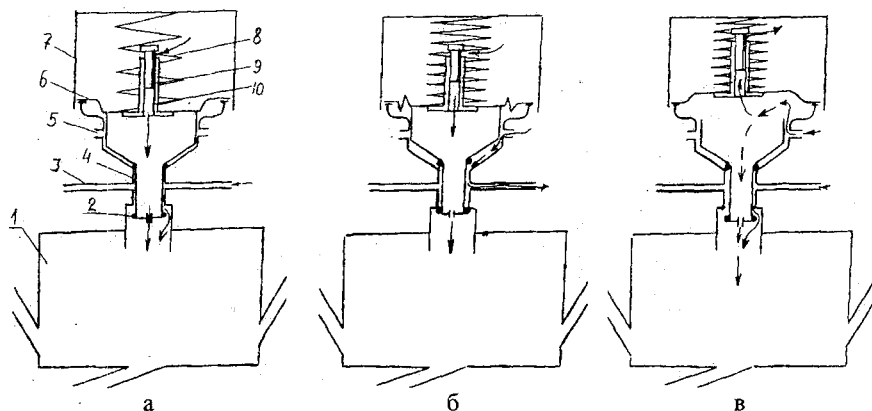


Рисунок- 2.2.27 Схема работы доильного аппарата с пульсоколлектором:
 а) вакуумирование (1 – коллектор; 2 – кольцо уплотнительное; 3 – патрубкок молочного шланга; 4 – катушка; 5 – патрубкок воздушный; 6 – мембрана; 7 – крышка; 8 – пружина; 9 – регулятор пульсаций; 10 – втулка); б) такт сжатия; в) такт сосания

Перспективными представляются доильные аппараты со стаканами, имеющими клапаны включения и отключения. В настоящее время снятие доильных аппаратов облегчает клапаны коллектора. В данном случае (рис. 2.2.28) эту функцию выполняет клапан каждого стакана. Каждый доильный стакан можно отключать вручную. При доении вручную клапан (9) с помощью затвора (4) (рис. 2.2.28а) устанавливают в открытое положение. Патрубкок (5) обеспечивает вакуум в подсосковом пространстве, а патрубкок (3) – переменное давление в межстенном пространстве. Для снятия доильного стакана затвором (4) клапан переводится (рис. 2.2.28б) в нижнее положение. Технические характеристики доильных аппаратов отечественного и импортного производства приведены в таблице 2.2.1.

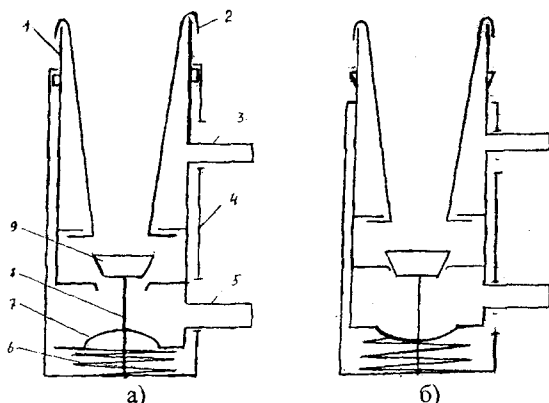


Рисунок- 2.2.28 Схема совмещенного доильного стакана:

а) доение (1 - гильза; 2 - резина сосковая; 3, 5 - патрубки вакуумные; 4 - затвор; 6 - пружина; 7 - мембрана; 8 - шток; 9 - клапан); б) исходное положение

Таблица 2.2.1

Технические характеристики двухтактных доильных аппаратов

Марки доильных аппаратов	Давление вакуумметрическое, кПа	Продолжительность такта сосания, %	Продолжительность такта сжатия, %	Продолжительность такта отдыха, %	Частота пульсаций в минуту	Емкость молочной камеры, дм ³	Масса подвесной части аппарата
ДА-2М	49	66	34		80	0,07	2,85
АДУ-1.02	47	66	34		67	0,1	2,7
АДУ-1.03	45	60-65	40-35		65	0,12	2,0
АДУ-1.09	48	60-65	40-35		66 (600)	0,07	2,6
ДАФ-50	48	60-65	40-35		60	0,1	2,5
ДАФ-70	48	60	40		60	0,25	2,1
Стимопульс, Вестфалия	48	60	40		60 (600)	0,3	2,8
Автопульс, Вестфалия	48	60	40		60	0,3	2,8
Дуовак-300В, Де-Лаваль (попарный)	32,50,32	50/50	60/40		60	0,3	2,8
Дуовак-НСС150, Де-Лаваль (попарный)	38,46,38		60/40		60	0,15	2,8
Дуовак-300С, Дуовак-400, Де-Лаваль (попарный)	38,46,38		60/40		60	0,15/0,3	2,8
Моновак, Де-Лаваль (попарный)	38,46,38	60/40			50 (600)	0,15	2,8
IS-100, Импульс (попарный)	50	50/50	60/40	60/40	60	0,095	2,65
IS-160 АТ, Импульс (попарный)	50	50/50	60/40	60/40	60	0,14	2,65

2.3 Вакуумные насосы

Вакуумные насосы создают в откачиваемом объеме (вакуумные и молочные трубопроводы, доильные стаканы, молокоприемник) давление ниже атмосферного. В вакуумной технике различают понятия давления и вакуумметрического давления (рис. 2.3.1а). Вакуумметрическое давление – это разность между атмосферным давлением и давлением в откачиваемом сосуде. Так, например, если давление в сосуде составляет 60 кПа, то вакуумметрическое составит $100 - 60 = 40$ кПа. Процентное отношение вакуумметрического давления к атмосферному давлению называется вакуумом. Так, в рассмотренном примере величина вакуума составит 40%. Основное уравнение молекулярно-кинетической теории газов устанавливает связь между давлением (p), характеризующим газ, как целое, и измеряемым на опыте, и микроскопическими величинами – массой молекулы (m), числом частиц в единице объема (n), плотностью $m \cdot n = \rho$, средним квадратом скорости молекул ϑ^2 :

$$p = \frac{1}{3} mn\vartheta^2 \rightarrow p = \frac{1}{3} \rho \vartheta^2 \quad (2.3.1)$$

Создаваемое давление идеального газа пропорционально произведению плотности газа и среднего квадрата скорости движения молекул. Вакуумные насосы могут снижать как плотность газа (объемные насосы), так и скорость молекул (физико-химические насосы). Объемные насосы снижают плотность воздуха путем откачивания его из сосуда. Физико-химические насосы уменьшают скорость молекул понижением температуры, поглощением и другими способами. Основными параметрами любого вакуумного насоса являются быстрота действия, производительность, предельное давление, наименьшее рабочее давление, наибольшее рабочее давление, наибольшее давление запуска и наибольшее выпускное давление. Быстроту откачки насоса S_i в произвольном сечении соединительного трубопровода определяет объем газа, проходящий через это сечение в единицу времени: $S_i = dV_i/dt$. Производительность насоса при данном выпускном давлении p_n определяется из выражения

$$Q_i = S_i \cdot p_n \quad (2.3.2)$$

Предельное давление насоса (p_{np}) – это минимальное давление, которое может обеспечить насос, работая без откачиваемого объекта (закрыт всасывающий патрубок). Быстрота действия насоса при приближении к предельному давлению стремится к нулю (рис. 2.3.1в). Предельное давление большинства вакуумных насосов определяется газовыделением материалов, из которых изготовлен насос, перетеканием газов через зазоры и другими явлениями, возникающими в процессе откачки [34–42]. Наименьшее рабочее давление вакуумного насоса (p_n) – это минимальное давление, при котором насос длительное время сохраняет номинальную быстроту действия. Оно примерно на порядок выше предельного. Использование насоса для работы при давлениях между предельным и наименьшим рабочим ухудшает его удельные характеристики. Качество насоса тем лучше, чем шире диапазон давлений, в пределах которого быстрота действия насоса мало изменяется. Наибольшее рабочее давление вакуумного насоса (p_e) – это максимальное давление, при котором насос длительное время сохраняет номинальную быстроту действия. В рабочем диапа-

зоне от наименьшего до наибольшего рабочего давления обеспечивается эффективное использование насоса. Давление запуска вакуумного насоса (p_z) – это максимальное давление во входном сечении насоса, при котором он может начать работу.

Быстрота действия многих насосов зависит от рода откачиваемого газа. Для каждого типа насосов существует кривая зависимости быстроты действия насоса от давления. Вакуумные насосы по назначению бывают сверхвысоковакуумные (диапазон давлений $0 \dots 10^{-4}$ Па), высоковакуумные ($0,0001 \dots 0,1$ Па), средневакуумные ($0,1 \dots 100$ Па) и низковакуумные ($100 \dots 100000$ Па). Физико-химические методы получения (рис. 2.3.1в) обеспечивают достижение высокого и сверхвысокого вакуума. Существенное преимущество физико-химических насосов (испарительных, ионно-сорбционных, криоконденсационных, криoadсорбционных) перед механическими заключается в возможности устранения загрязнения откачиваемой камеры парами рабочих жидкостей, которые присутствуют во многих механических насосах для смазки и герметизации.

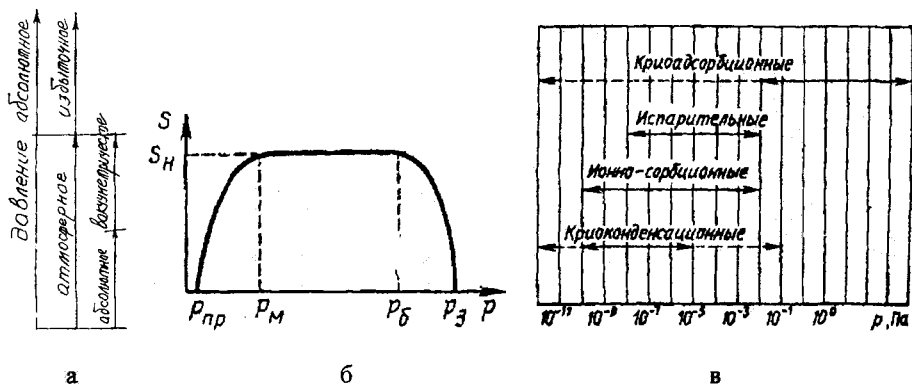


Рисунок- 2.3.1 Характеристики физико-химических вакуумных насосов:

а) схема давлений; б) зависимость быстроты действия от давления ($p_{пр}$ – минимальное остаточное давление насоса; p_m – минимальное рабочее давление; p_b – максимальное рабочее давление; p_z – давление запуска); в) диапазоны рабочих давлений насосов

Принцип действия физико-химических насосов основан на адсорбции или конденсации газа, а также на поглощении газа пленками геттера. При соприкосновении газа с твердым телом всегда происходят одновременно два пропорциональных явления: поглощение газа твердым телом (сорбция) и выделение газа из твердого тела (десорбция). В зависимости от температуры, давления и количества газа в твердом теле одно явление может преобладать над другим, но если температуру поддерживать постоянной, то обязательно наступит динамическое равновесие. Если мы сможем создать условия, благоприятствующие сорбции, то равновесие наступит при более низком давлении газа и лучшем вакууме. Это достигается использованием веществ с большой сорбционной способностью. Различают адсорбцию (поглощение газа удерживанием его на поверхности твердого тела) и абсорбцию (поглощение газа внутри твердого тела). В вакуумных насосах, откачивающих газ из сосуда, ис-

пользуется принцип адсорбции. Процесс возникновения конденсации основан на том, что при температурах, близких к температуре жидкого водорода или гелия, большинство веществ имеет низкую упругость паров. Поэтому поверхность, заключенная в герметичный сосуд и охлажденная до температур, близких к точке кипения гелия, будет конденсировать практически молекулы всех газов. Физико-химические насосы наиболее эффективно работают в области низких давлений (10^{-11} – $1,0$ Па) [36, 38].

Направленное движение предварительно заряженных молекул газа под действием электрического поля является основой работы ионных насосов. Однако трудности обеспечения эффективной ионизации газа являются причиной больших удельных энергетических затрат на единицу быстроты откачки. Это препятствует промышленному применению насосов даже в области низких давлений. Испарительные насосы работают по принципу хемосорбции. Присутствие углеводородов в составе остаточных газов не позволяет получить остаточное давление ниже 10^{-6} ... 10^{-8} Па. Максимальное рабочее давление также низкое – 10^{-1} Па. Физическая адсорбция и конденсация используются для откачки газов крионасосами. Характер сорбционных процессов, протекающих при взаимодействии молекул газа с поверхностью твердого тела, зависит от химической природы и энергетического состояния молекул газа, природы и температуры сорбирующей поверхности, наличия электрических и магнитных полей [11]. Условия существования криоконденсационной откачки, то есть процесса десублимации газа, следуют непосредственно из диаграммы состояния веществ при фазовых превращениях (Рисунок- 2.3.2а).

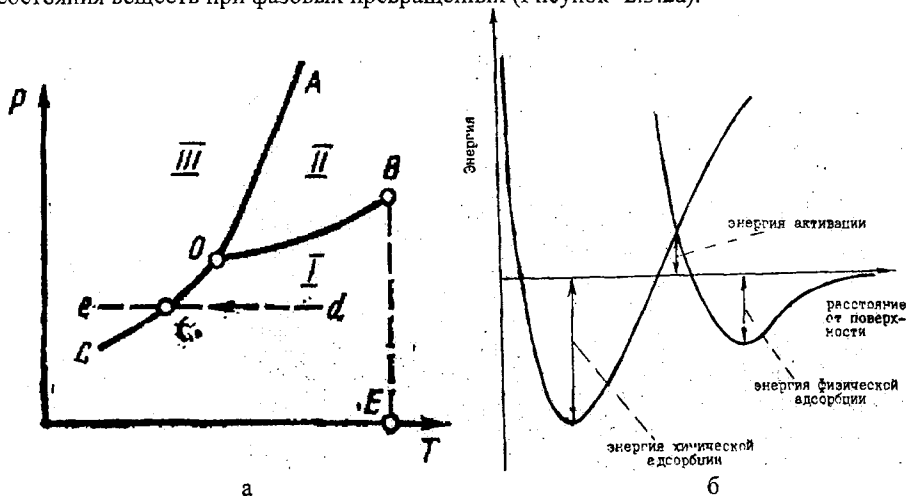


Рисунок- 2.3.2 Диаграммы крионасосов:

а) диаграмма состояния вещества; б) энергетика процессов физической и химической адсорбции

На диаграмме нанесены линии равновесного состояния фаз: линия OB соответствует равновесному состоянию парообразной и жидкой фаз; линия OA – равновесному состоянию жидкой и твердой фаз; линия CO – равновесному состоянию парообразной и твердой фаз. Эти линии разделяют плоскость диаграммы на три об-

ласти: область I (справа от кривой *COB*) соответствует газо- или парообразному состоянию вещества, область II (между линиями *AO* и *OB*) – жидкой фазе и область III (слева от кривой *COA*) – твердой фазе.

В области, расположенной выше критической точки *B*, стирается различие между жидким и газообразным состояниями, и при температуре выше критической вещество может находиться только в газообразном состоянии. Точка *O*, называемая тройной, соответствует равновесному состоянию трех фаз: газообразной, жидкой и твердой. Направление криооткачки на диаграмме показано прямой *ed*. Точка *f* соответствует десублимации газа. Минимальное предельное давление такого насоса обеспечивает низкая температура криоповерхности от применения жидких газов. Специфика физических процессов действия насоса (2.3.2.6) не позволяет эти насосы рассматривать как альтернативу промышленного применения для доения коров.

Рабочие диапазоны давлений объемных вакуумных насосов в основном определяются их принципом действия и показаны на рисунке 2.3.3а (пунктир соответствует лабораторным образцам насосов). Молекулярные насосы работают за счет передачи молекулам газа количества движения от твердой, жидкой или парообразной быстро движущейся поверхности.

В этой области законы движения газов определяются взаимодействием отдельных молекул с ограничивающими их поверхностями. Поэтому, если одна из поверхностей полости, в которой находится газ, непрерывно движется, то молекулы, которые сталкиваются с ней, получают направленный импульс, что приводит к массовому движению газа относительно неподвижных поверхностей. На этом и основан механизм молекулярной откачки газа, простейшее конструктивное воплощение которого изображено на рисунке 2.3.3б.

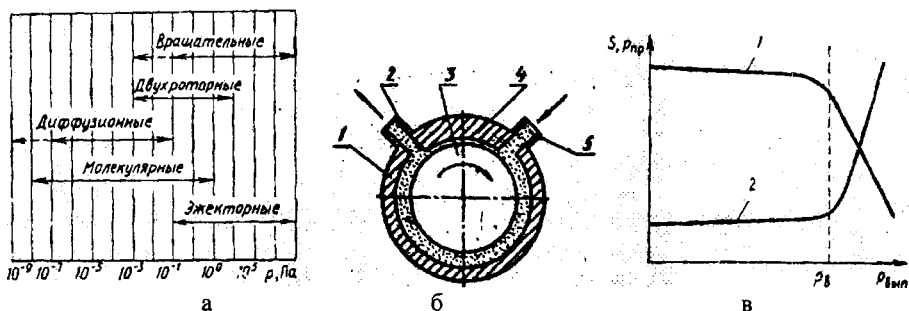


Рисунок- 2.3.3 Схема молекулярного насоса:

а) диапазоны рабочих давлений механических вакуумных насосов; б) схема работы (1 – статор; 2, 5 – отверстия; 3 – ротор; 4 – перегородка); в) зависимость быстроты откачки и предельного давления от выпускного давления (1 – быстрота откачки; 2 – предельное давление)

Для обеспечения большего перепада давлений длина канала должна быть значительно больше расстояния по дуге между входным и выходным отверстиями. Основной недостаток молекулярных вакуумных насосов заключается в высокой точности изготовления и сборки. При увеличении зазоров между вращающимся ротором и корпусом более $(2 - 5) \cdot 10^{-5}$ м возрастает количество перетекающего газа из канала

в канал или со стороны всасывания на сторону нагнетания, что значительно ухудшает его откачные характеристики. При выпускных давлениях, меньших выпускного давления p_0 (максимальное давление в выходном сечении насоса, при котором он может осуществлять откачку), быстрота откачки и предельное давление насосов слабо зависят от выпускного давления.

Если выпускное давление превышает значение p_0 , то происходит так называемый срыв насоса, сопровождающийся резким ухудшением его предельного давления и быстроты откачки (рис. 2.3.3в). Поэтому молекулярные вакуумные насосы работают в области молекулярного режима течения газа, обеспечивая значительные отношения давлений (до $10^6 \dots 10^7$) при относительно небольшой скорости действия $10^{-4} \dots 10^{-1} \text{ м}^3/\text{с}$. Поэтому эти насосы работоспособны лишь в диапазоне давлений соответствующего молекулярному режиму течения газов.

Применение механических вакуумных насосов других типов обусловлено спецификой и разнообразием технологических процессов переработки сельскохозяйственных продуктов. Основой многих технологических процессов, обеспечивающих техническое перевооружение агропромышленного комплекса республики, является вакуумная техника. Продукты длительного хранения, например, консервируются вакуумным вымораживанием, а скоропортящиеся фрукты и овощи – вакуумной расфасовкой. Вакуумное выпаривание применяется при производстве сахара и солеварении.

Вакуумные технологии позволяют избежать проблем, обуславливаемых традиционными методами. Они сокращают длительность технологического процесса, снижают энергетические затраты и повышают качество продукции.

Традиционная тепловая сушка, например, пиломатериалов или изоляции обмоток электродвигателей (горячим воздухом в течение 7–9 дней) продолжительнее вакуумной сушки (24 часа). Время выдержки (10 минут) при варке варений в вакуумных аппаратах меньше, чем в котлах атмосферного давления (5–6 часов).

Процессы вакуумного охлаждения, плодов и овощей, пищевой зелени и шкур убойных животных происходят за 5–30 минут. Процессы выпаривания воды из молока, варенья, соков, рыбной муки при низкой температуре (менее 100°C) предотвращают качественные химические изменения – свертывание белка, образование глютена. Желатина, полученная в вакууме, легко растворяется холодной водой.

Вакуумированный фарш дольше сохраняет цвет и свежесть мясных продуктов, а фруктовый сок обладает более высокими вкусовыми качествами. Вакуумное измельчение мясных полуфабрикатов повышает плотность фарша на 5–7% и уменьшает расход колбасной оболочки. Вакуумное консервирование шкур убойных животных исключает применение поваренной соли и антисептиков [43–46]. Процессы вакуумного размораживания исключают затраты энергии на подогрев продуктов.

Большинство вакуумных технологических процессов требуют удаления больших объемов воды. Откачка больших объемов водяных паров осуществима насосами определенной быстроты действия. Ряд же вакуумных технологических процессов (размораживание пищевых продуктов, смешивание молочного порошка, сушка древесины и блокировка теплопритоков) сопровождается малым выделением водяных паров, но требует низких давлений (от 0,01 до 1000 Па) (табл. 2.3.1).

Первый вид технологий обеспечивают струйные насосы (рис.2. 3.4а–в). Применяются вакуумные агрегаты на базе пароструйного и водоструйного эжекторов. Однако агрегаты, скомпонованные опытным путем насосами различных типов, часто мало совместимы по воздушному потоку и давлению, увеличивают энергопотребление и требуют большого расхода пара и воды [39]. Вторичные пары, образующиеся в вакуумных выпарных аппаратах, могут выходить из них только в пространство с еще более высоким вакуумом. Удаление вторичных паров насосами малоэкономично: удельный объем паров низкого давления велик и требуются насосы больших размеров и производительности.

Наиболее простой способ создания вакуума – это конденсация вторичных паров в герметическом сосуде (конденсаторе) холодной водой (рис. 2.3.4д). Объем конденсируемых паров, уменьшаясь тысячекратно, способствует созданию вакуума. Однако лишь конденсацией вторичных паров в конденсаторе сложно стабилизировать вакуум. Объясняется это повышением парциального давления просачивающегося воздуха вследствие нарушения герметичности конденсатора и снижения парциального давления паров.

Таблица 2.3.1

Параметры вакуумных технологических процессов

Технологический процесс	Абсолютное давление, Па	Удельный объем пара, м ³ /кг
Дистилляция соевого масла	0,01	1450000
Сублимационная сушка пищевых продуктов	10	14500
Вакуумная блокировка теплопритоков	10...15	14500
Производство технических жиров	750	168
Сушка яичного белка, патоки	1000	129
Выпаривание соков, размораживание продуктов	2000	65
Деаэрация соков, получение подсолнечного масла	5000	29
Фильтрация навозных стоков, жидкостей и суспензий	8000	
Выпаривание молока, обрат, сыворотки	10000	14,5
Варка плодово-ягодного пюре и варенья	20000	7,6
Консервирование рыбопродуктов	25000	5,3
Производство рыбной муки	30000	4,8
Доение коров	50000	
Выпаривание сахарной свеклы	90000	1,8

Обычно одна ступень пароводяного эжектора сжимает газ в 5–10 раз. Эжекторы, превышающие десятикратную степень сжатия, не конструируют по экономическим соображениям, связанным с увеличением расхода пара при больших степенях сжатия. Следовательно, одна ступень эжектора, работающая с выпуском газа в атмосферу, может создавать остаточные давления около 10 кПа. Для получения более низких давлений необходимо устанавливать ряд ступеней. Поэтому устойчивость вакуума в нем обеспечивается откачкой скапливающегося воздуха ротационными водокольцевыми насосами.

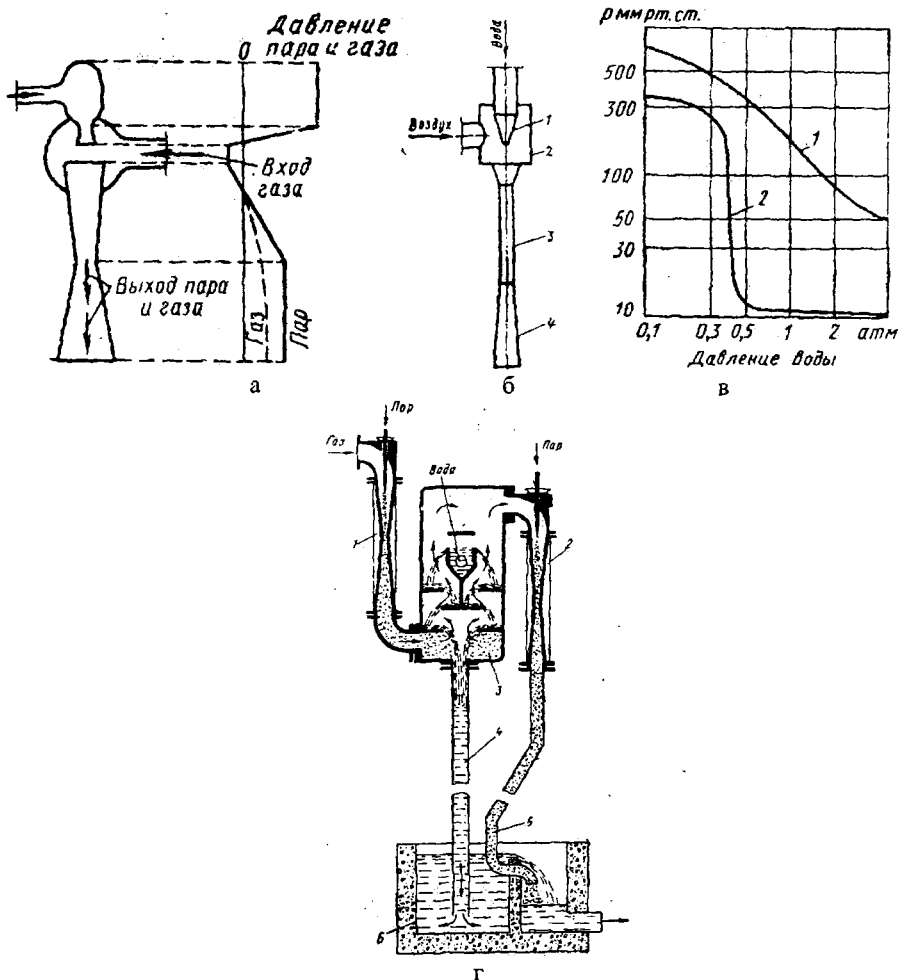


Рисунок- 2.3.4 Струйные вакуумные насосы:

а) пароструйный эжектор; б) водоструйный эжектор (1 – сопло; 2, 3 – камеры; 4 – диффузор); в) распределение давлений водоструйного эжектора (1 – плохой насос; 2 – хороший насос); г) двухступенчатый эжекторный насос (1 – первая ступень; 2 – вторая ступень; 3 – конденсатор смешения; 4 – сливная труба; 5 – выпускная труба; 6 – барометрический колодец)

Ротационные насосы осуществляют откачку за счет периодического изменения объема рабочей камеры. Имеется несколько конструктивных вариантов таких насосов: поршневые, водокольцевые, пластинчатые, двухроторные. На первом этапе освоения доильные установки комплектовали вакуумными насосами поршневого типа. Вакуумные поршневые насосы классифицируют по устройству органов распределения и перепуска (рис. 2.3.5а).

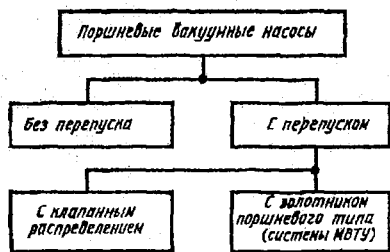
Насосы без перепуска применяют при давлении всасывания более 15–20 кПа в одноступенчатом исполнении и 10–20 кПа в двухступенчатом. Диапазон скорости действия насосов без перепуска составляет от 0,01 до 2,5 м³/с. Предельное остаточное давление таких насосов в одноступенчатом исполнении 3–6,5 кПа [37]. Для снижения предельного давления в насосе применяют перепуск газа высокого давления, оставшегося в защемленном объеме (А) (рис. 2.3.5б) после процесса нагнетания, в полость (В) цилиндра, в которой закончился процесс всасывания. Для этого на зеркале цилиндра выполняют перепускные каналы, сообщающие полости (А) и (В). По перепускным каналам газ протекает из полости (А) в полость (В), и давления в этих полостях выравниваются.

Таким образом, обратное расширение газа в полости (А) начинается с давления смешения, то есть с более низкого, чем давление нагнетания, при котором газ остается в защемленном объеме после процесса нагнетания. При этом ход поршня, необходимый для обратного расширения газа, уменьшается. В результате перепуска количество газа, всасываемого в цилиндр насоса при определенном отношении давлений, увеличивается, а предельное остаточное давление на всасывании уменьшается.

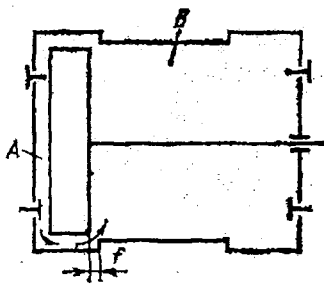
Перепуск газа увеличивает мощность, так как энергия, затраченная на сжатие газа, оставшегося в защемленном объеме, не полностью возвращается в процессе обратного расширения. Давление газа в полостях в конце процесса перепуска различно, что объясняется гидравлическим сопротивлением и недостаточным временем сечения при перепуске. Насосы без перепуска выполняют на базе существующих поршневых компрессоров.

Теоретические и действительные индикаторные диаграммы таких насосов не отличаются от диаграмм поршневых компрессоров. Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра имеют номинальную скорость действия до 2,5 м³/с, а их применение целесообразно при давлениях всасывания более 1,5–2 кПа.

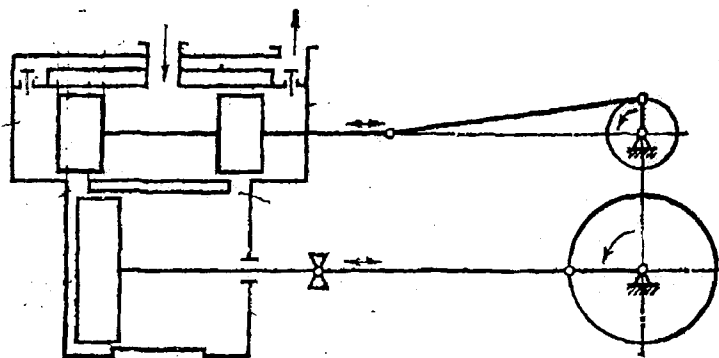
Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра двойного действия имеют четыре – восемь перепускных каналов, равномерно расположенных по окружности цилиндра и занимающих до 50% его периметра [37]. Применяют насос с золотником поршневого типа и перепускными каналами, выполненными на зеркале цилиндра. Особенностью насоса (рис. 2.3.5в) является использование золотника для дополнительного сжатия откачиваемого газа до давления нагнетания.



а



б



В

Рисунок-2.3.5 Схемы поршневых вакуумных насосов:

а) классификация; б) схема процесса перепуска; в) схема насоса с толкателем поршневого типа и перепускными каналами на зеркале цилиндра

Эти поршневые насосы отличались большими размерами, металлоемкостью и сравнительно низкой частотой вращения выходного вала, требовали сооружения больших фундаментов и тщательной смазки при эксплуатации. Насосы имели сложное устройство и быстроизнашивающиеся узлы: кривошипно-шатунный механизм и механизм распределения воздуха. Малая степень уравновешенности отрицательно сказывалась на долговечности деталей и вызывала большой шум при работе насоса. Поэтому поршневые насосы были вытеснены ротационными насосами (пластинчатыми и водокольцевыми). Окружная скорость роторов этих насосов в 3–20 раз превышает среднюю скорость поступательного движения поршня. Малый вес узлов и деталей обеспечивает относительно низкую стоимость большинства ротационных пластинчатых и водокольцевых вакуумных насосов. Эти насосы, как правило, имеют быстроходный привод с малым пусковым моментом и, следовательно, более дешевые электродвигатели. Принцип действия как водокольцевых, так и пластинчатых насосов основан на вращении эксцентрично расположенного ротора в корпусе. Пластины роторов водокольцевых насосов вращают жидкостное кольцо, а пластинчатых насосов – подвижные (скользят в пазу ротора и по внутренней поверхности корпуса).

Двухроторные вакуумные насосы в зависимости от характера процесса сжатия разделяют на три группы: насосы с внешним сжатием, насосы с частичным внутренним сжатием и насосы с внутренним сжатием. В двухроторных вакуумных насосах с внешним сжатием в овальном корпусе навстречу один другому вращаются два ротора. Схема работы двухроторного вакуумного насоса с внешним сжатием показана на рисунке 2.3.6.

В рабочей камере насоса расположены два ротора, напоминающие в сечении цифру 8, синхронно вращающиеся навстречу друг другу. Синхронность вращения обеспечивается с помощью закрепленных на валах роторов шестерен связи, вынесенных за пределы рабочей камеры. Во время работы роторы не касаются друг друга и стенок рабочей камеры, что достигается благодаря их точному профилирова-

нию и регулировке зазоров при сборке. На рисунке 2.3.6 показан ряд положений роторов при передаче газа со стороны впуска (слева) на сторону выпуска (направо). Воздух передается постоянными объемами, заключенными между корпусом и впадинами роторов (в положениях *a* и *d* – нижнего, в положении *e* – верхнего ротора, положения *b* и *z* – промежуточные).

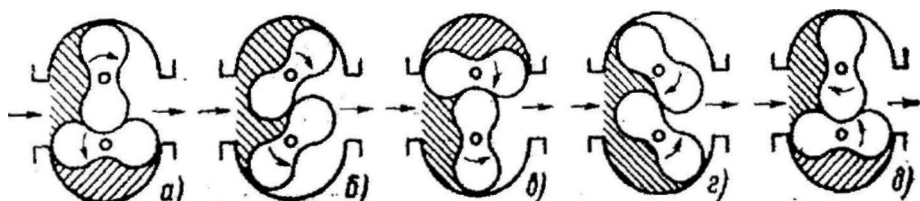
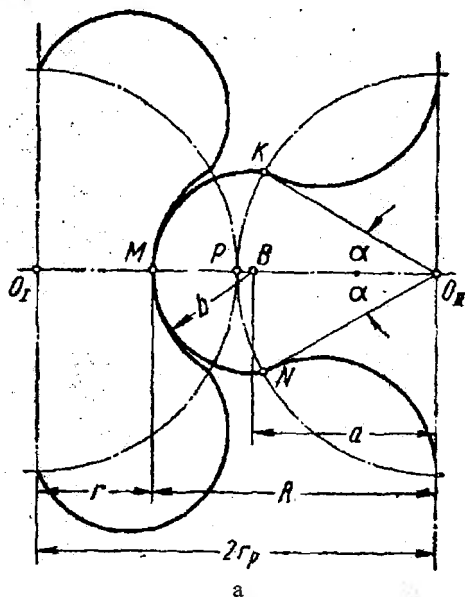


Рисунок - 2.3.6 Последовательные положения роторов при работе двухроторного насоса с лиминискатными профилями

Профили роторов двухроторных насосов с внешним сжатием выполняют трех типов: круговые, циклоидально-круговые и удлиненно-циклоидальные (рис. 2.3.7). Круговое зацепление – это такое зацепление, у которого окружность, составляющая профиль зуба, имеет центр на делительной окружности колеса. Круговому профилю зуба ведущего ротора соответствует впадина кругового профиля на ведомом роторе того же радиуса, что и радиус зуба ведущего ротора. Этот профиль позволяет выполнить точную обработку зуба и малые зазоры, что важно для достижения хорошей плотности. Однако круговой профиль уменьшает сечение впадины и ослабляет зуб ведомого ротора [41].



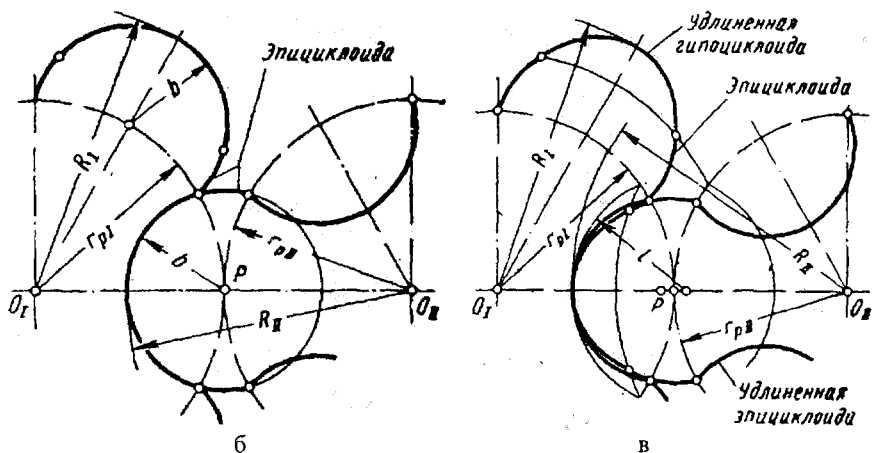


Рисунок- 2.3.7 Профили трехлопастного ротора:
 а) круговой; б) циклоидально-круговой; в) удлиненно-циклоидальный

В двухроторных вакуумных насосах при изнашивании подшипников происходит смещение оси вращения роторов вниз, уменьшая радиальный зазор $\delta_{рк}$. При изнашивании синхронизирующих шестерен происходит поворот роторов, уменьшающий профильный зазор $\delta_{рп}$. Во избежание соприкосновения роторов или роторов и корпуса своевременно меняют шестерни и подшипники или регулируют их. Для этого зубчатый венец на одной из синхронизирующих шестерен выполняют разрезным. Величина зазоров между ротором и статором (рис. 2.3.8а) обычно равна $0,004R$, а между роторами и торцевыми крышками – $0,006R$.

Боковые зазоры в зацеплении роторов обеспечиваются синхронизирующей передачей, состоящей из двух косозубых шестерен. Изменяя число прокладок между шестернями и радиально-упорными подшипниками, можно сдвигать в осевом направлении одну шестерню относительно другой. Таким образом, регулируют боковые зазоры в зацеплении роторов, поскольку при осевом перемещении косозубой шестерни по шлицам валика одного ротора другая шестерня и связанный с ней ротор поворачиваются на некоторый угол, величина которого зависит от угла наклона зуба шестерни и величины осевого перемещения.

Для снижения проводимости зазоров между ротором и корпусом головку профиля ротора выполняют радиусом, проведенным из центра ротора. В этом случае для теоретического профиля ротора часть впадины строят как огибающую участка головки сопряженного ротора (рис. 2.3.8б–в). Проточный тракт таких насосов не совершенен. Воздух, поступающий через всасывающее окно, наталкивается на движущиеся в противоположном направлении поверхности роторов.

В месте зацепления роторов через зазоры происходит утечка воздуха из пространства нагнетания в пространство всасывания. Вследствие отсутствия внутреннего сжатия сообщаемая воздуху работа пропорциональна перепаду давления. Корпус и ротор отливают из чугуна или легких сплавов. Если корпус и ротор сделаны из разных материалов, устанавливают большие зазоры. Роторы должны иметь жесткую

конструкцию и высокую точность изготовления его профиля. Другое важное требование – точность укладки ротора. Выполнение этих требований обеспечивает минимальные зазоры, определяющие экономичность работы компрессора.

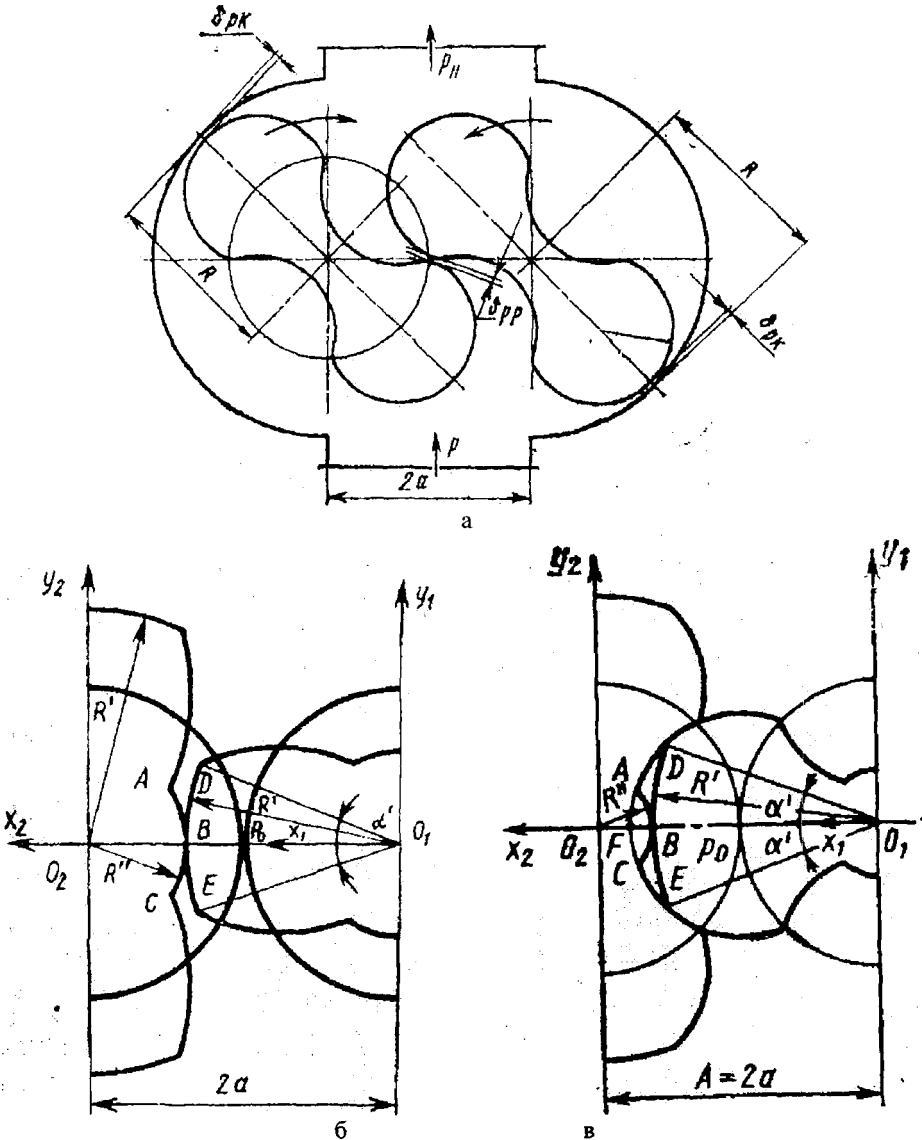


Рисунок- 2.3.8 Двухлопастные профили роторов:

а) зазоры насоса; б-в) профили лопастей роторов пониженной проводимости зазоров

Быстрота действия двухроторного насоса определяется объемом, удаляемым впадинами обоих роторов в единицу времени, с учетом обратного перетекания газа с выхода на вход через зазоры в роторном механизме. Эти зазоры сравнительно велики (даже у самых маленьких насосов зазоры меньше 0,1 мм) и если бы двухроторные насосы работали с выхлопом в атмосферу, их предельное остаточное давление составляло бы около 10 кПа.

Одноступенчатые насосы имеют максимальный уровень обратных потоков. Относительное повышение вакуумметрического давления в одноступенчатом насосе ограничено условиями обратных потоков воздуха.

Процесс внешнего сжатия менее экономичен по сравнению с процессами с внутренним сжатием, поэтому двухроторные вакуумные насосы применяют, как правило, в области давлений всасывания 1,33–133 Па. При применении двухроторных вакуумных насосов в областях давлений, близких к 100 кПа, отношение давления нагнетания к давлению всасывания в них сравнительно небольшое (1,2–1,5) также вследствие наличия больших перетеканий из полости нагнетания в полость всасывания.

Следовательно, для получения высокого вакуумметрического давления следует воздух сжимать последовательно. При многоступенчатом сжатии воздуха затраты энергии меньше на 21%, чем в одноступенчатом насосе (табл. 2.3.2.).

Таблица 2.3.2

Выигрыш в работе сжатия и перемещения при увеличении числа ступеней

Вакуумный насос	Работа сжатия и перемещения воздуха, %	Выигрыш в работе, %
Одноступенчатый идеальный адиабатный	100	—
С адиабатным теоретическим двухступенчатым сжатием	84	16
С адиабатным теоретическим трехступенчатым сжатием	79	5
С адиабатным теоретическим четырехступенчатым сжатием	77	2
С изотермическим сжатием (с бесконечно большим числом адиабатных ступеней сжатия)	70,5	—

На рисунке 2.3.9а приведена идеальная индикаторная диаграмма трехступенчатого насоса. Таким образом, при одинаковых требуемых уровнях высокого вакуумметрического давления применение многоступенчатого сжатия является эффективной технологией. При этом наибольший выигрыш достигается при трехступенчатом сжатии, так как увеличение числа ступеней последовательно уменьшает выигрыш в работе. Кроме того, при трехступенчатом сжатии увеличивается объемный коэффициент откачки, температурный предел повышения давления и уменьшаются усилия. Поэтому двухроторные насосы для доильных установок должны иметь ряд последовательно соединенных ступеней. Потребляемая мощность такого трехступенчатого насоса мала. Например, насос производительностью 70–90 м³/ч потребляет всего 2,8 кВт. Однако вес насоса достигает 100–120 кг и требует охлаждения корпуса проточной водой. Торцовый зазор первой ступени со стороны жесткой опоры составляет 0,07–0,13, второй ступени–0,12–0,14, третьей ступени–0,13–0,19 мм. Торцовый зазор со стороны плавающей опоры первой ступени составляет 0,17–0,27, второй ступени–0,18–0,27, третьей ступени–0,11–0,21 мм.

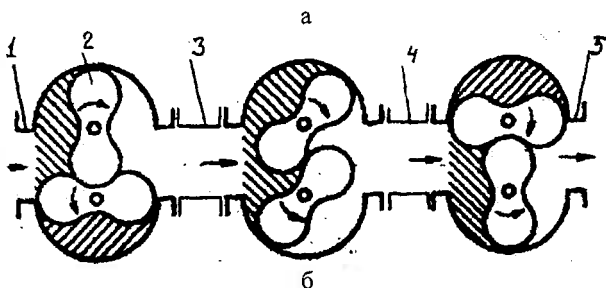
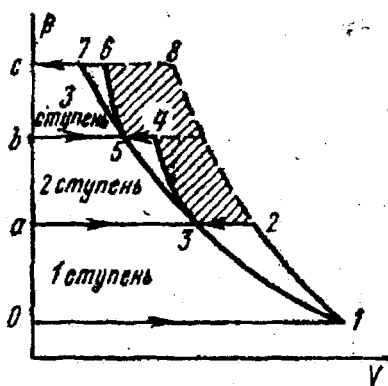


Рисунок- 2.3.9 Трехступенчатый двухроторный насос:

а) трехступенчатое сжатие воздуха в вакуумном насосе (0-1 – линия всасывания в первую ступень; 1-2 – политропный процесс сжатия в первой ступени; 2-а – линия нагнетания из первой ступени в первый охладитель; а-3 – линия всасывания во вторую ступень; 3-4 – политропный процесс сжатия во второй ступени; 4-б – линия нагнетания из второй ступени во второй охладитель; б-5 – линия всасывания в третью ступень; 5-6 – политропный процесс сжатия в третьей ступени; 6-с – линия нагнетания из третьей ступени); б) схема трехступенчатого вакуумного насоса с лиминискатными профилями (1 – впускное отверстие; 2 – ротор; 3,4 – переходники; 5 – нагнетательное отверстие)

Двухроторные вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием по принципу действия занимают промежуточное положение между вакуумными насосами с внутренним и внешним сжатием. Основные достоинства этих насосов – быстрходность, полная уравновешенность и относительная простота изготовления основных рабочих органов – прямозубых роторов. К недостаткам этих насосов по сравнению с вакуумными насосами с внутренним сжатием следует отнести: высокий уровень шума при работе, относительно большие внутренние перетекания газа через зазоры, нерегулируемость фаз газораспределения, более высокую удельную мощность. Быстрота действия вакуумных насосов с внутренним сжатием не превышает $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$, а отношение давлений составляет 2,5–3 при нагнетании в атмосферу. Конструктивная схема такого насоса представлена на рисунке 2.3.10а. В корпусе (2) вращаются два ротора – ведущий (10) и ведомый (9). При эпициклоидально-круговом профилировании ведущий и ведомый роторы имеют форму цилиндра радиуса R с двумя или не-

сколькими цилиндрическими выступами и впадинами радиуса r , центры которых расположены на окружности радиуса R (ведущий ротор) или лежат на продолжении цилиндрической поверхности ведомого ротора [37].

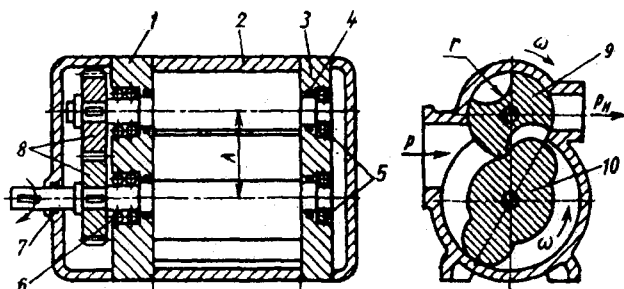


Рисунок- 2.3.10 Насос с частичным внутренним сжатием:

- 1 – крышка левая; 2 – корпус; 3 – крышка правая; 4, 7 – уплотнение; 5, 6 – подшипники;
8 – шестерни синхронизирующие; 9 – ротор ведомый; 10 – ротор ведущий

Все более широкое применение находят винтовые насосы. Винтовые насосы – это двухроторные машины с внутренним сжатием. Оба ротора этого насоса имеют форму винта с большим углом подъема и различное число зубьев. В винтовом вакуумном насосе воздух равномерным вращательным движением спиральных роторов с зубьями с большим углом подъема сжимается внутри корпуса, имеющего диагональное расположение всасывающего и нагнетательного окон. Сжатие в винтовом насосе обеспечивается при переносе порций воздуха вследствие изменения изолированных полостей между роторами и корпусом до начала нагнетания. Выбор профилей обоих роторов должен быть таков, чтобы профиль винта на обоих роторах обеспечивал бы плотность как в сечении, нормальном к осям роторов, так и в осевом сечении. Одновременно должна быть обеспечена плотность вершин зубьев в цилиндре и торцов роторов. Степень повышения давления в насосе определяется расположением и размерами всасывающего и нагнетательного окон. Окна должны быть размещены таким образом, чтобы после отделения пространства между зубьями от всасывающего окна до соединения этого пространства с нагнетательным окном произошло бы такое изменение объема пространства между зубьями, которое бы соответствовало требуемому повышению давления. Сравнительно несложно осуществить уплотнение по вершинам зубьев и по торцам роторов. Более сложно обеспечить уплотнение между зубьями. Для этого необходимо теоретически определить наиболее выгодный профиль зуба и выбрать технологию обработки для более точного осуществления этого профиля.

За время более чем тридцатилетнего производства винтовых насосов были исследованы различные зубья – симметричного и асимметричного профиля, зубья с циклоидальным и с круговым профилем, корригированные и некорригированные. Одно из главных требований при выборе профиля зуба – обеспечение минимальной полости, образующей защемленное пространство. Многие известные фирмы, изготавливающие винтовые насосы, выпускают их с роторами, имеющими зубья кругового симметричного профиля. Профили всех типов винтовых насосов унифицированы.

Число зубьев ведущего ротора насоса равно четырем, ведомого – шести. Большое число зубьев (по сравнению с вакуумными насосами) при уменьшенном прогибе позволяет снизить требуемый зазор и дает более равномерное нагнетание сжатого газа.

Схема винтов 4/6 позволяет иметь жесткие валы роторов насоса при одинаковых внешних диаметрах винтов. Величина и характер закрутки влияют на степень сжатия, равномерность подачи, скорость воздуха и ряд других важных показателей. Винты и их основные элементы – профиль зубьев, число заходов, угол наклона зубьев, их длина – являются самыми важными деталями винтового компрессора. Эти детали должны изготавливаться с высокой точностью. Валы роторов чаще всего изготавливаются заодно с винтом из одной стальной поковки или катанной заготовки. Могут применяться и насадные винты. В этом случае винты из дюрала, чугуна или других материалов насаживаются на стальные валы. Иногда винты выполняются пустотелыми для облегчения или лучшего их охлаждения.

Внешние поверхности винтов, в том числе и профильные поверхности зубьев, изготавливаются с занижением теоретических размеров. Это делается с целью образования зазора (рис. 2.3.11а) между винтами после установки их в корпусе и между винтами и корпусом. Зазоры между профильными поверхностями винтов и между винтами и корпусом обеспечивают бесконтактную работу этих деталей на всех возможных режимах работы машины. Однако поскольку величина зазоров решающим образом влияет на экономичность машины, то с целью уменьшения протечек газа через зазоры на вершинах зубьев и на торцах винтов оставляют узкие уплотнительные полоски – «усики» (рис. 2.3.11б). В случае касания такого «усика» сопрягаемой поверхности он быстро изнашивается без каких-либо последствий. «Усики» на гребнях винтов препятствуют перетеканию газа только через щели между гребнем зуба и корпусом. Эти перетечки сравнительно мало влияют на коэффициент подачи винтового компрессора, но их уменьшение снижает работу внутреннего сжатия.

Материалом для полосок служит мягкий металл, легко прирабатывающийся во время первой обкатки. Имеются роторы с уплотняющими поясками из мягкого железа или из пластических масс, запрессованными в канавки по наружному диаметру ротора, либо делают уплотняющие выступы насечкой металла по обеим сторонам выступа, при этом ширина уплотняющих выступов обычно 0,3–0,6 мм, а высота – 0,6–0,8 мм. Против уплотняющего выступа одного ротора имеется канавка в другом роторе [47].

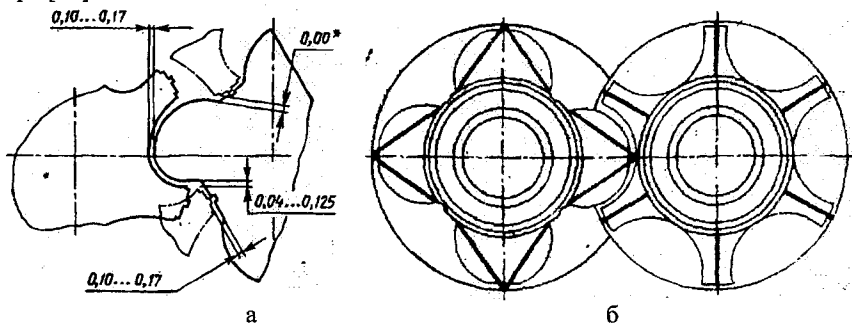


Рисунок- 2.3.11 Зазоры насоса:

а) профильные зазоры; б) уплотнение торцового зазора

Недостатки кругового профиля (рис. 2.3.12а) устраняют коррекцией зубьев. Например, корригированные зубья ведомого ротора имеют малые головки, а зубья ведущего ротора малые ножки (рис. 2.3.12б). Профилю ведомого ротора с головкой зуба окружного профиля соответствуют углубления на ведущем роторе. На головках зубьев ведомого ротора (рис. 2.3.12в) оставляют узкие цилиндрические полосы и переходы между ними и боковыми поверхностями закругляют малым радиусом. Ножкам зуба ведущего ротора придают соответствующие углубления [41].

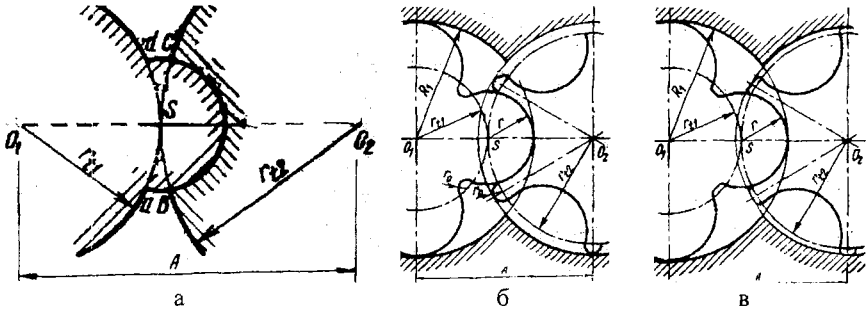


Рисунок- 2.3.12 Схемы головок зубьев роторов:

а) круговые; б) корригированные круговые; в) корригированные с цилиндрическими полосами

Помимо соответствующих профилей зубья роторов имеют взаимно согласованные углы закрутки. Взаимное зацепление роторов возможно, во-первых, при равенстве произведений чисел зубьев роторов и их углов закрутки, подъемов витков и скоростей вращения, углов подъема винтовой линии на цилиндрах, образуемых делительными окружностями [47]

$$\begin{cases} \theta_1 z_1 = \theta_2 z_2 \\ \frac{S_1}{S_2} = \frac{2\pi r_1}{2\pi r_2} \frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}} = i_{21} \frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}}, \\ S_1 n_1 = S_2 n_2 \end{cases} \quad (2.3.3)$$

где z_1 и z_2 – число зубьев ведущего и ведомого роторов; θ_1 и θ_2 – углы закрутки (углы, на которые повернуты задние торцы роторов относительно передних при длине ротора L); S_1 и S_2 – подъем витков ведущего и ведомого роторов; n_1 и n_2 – скорость вращения соответствующего ротора; i_{21} – передаточное отношение.

Поскольку $\frac{S_1}{S_2} = i_{21}$, то $\frac{\operatorname{tg} \beta_{1t}}{\operatorname{tg} \beta_{2t}} = 1$, т.е. на цилиндрах, образуемых делительными окружностями, углы подъема винтовой линии обоих роторов равны. На цилиндрах, образуемых делительными окружностями, углы подъема винтовой линии обоих роторов равны (рис. 2.3.13). В любом насосе углы закрутки меньше 360° . Основной принцип работы винтовых насосов состоит в том, что на роторах насоса не образуется полного витка. Угол закрутки зуба по длине ведущего ротора достигает $210\text{--}304^\circ$, а ведомого – $140\text{--}202^\circ$.

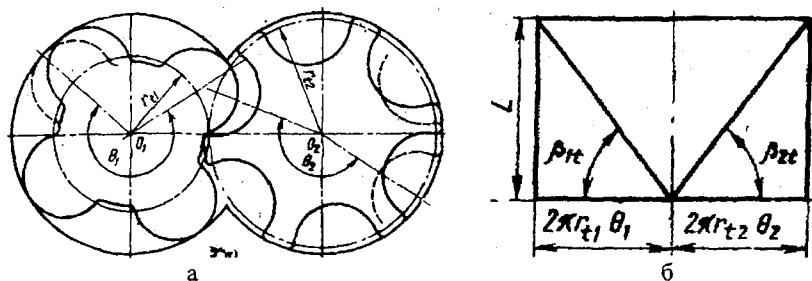


Рисунок- 2.3.13 Схема подъема витков на роторах:
а) углы закрутки; б) углы подъема

Важными элементами конструкции корпуса являются окна всасывания и нагнетания, расположенные по диагонали (например, всасывающее внизу, а нагнетательное – вверху) на торцовых плоскостях. Окно всасывания имеет форму двух соприкасающихся разомкнутых кольцевых секторов. Оно расположено с торца винтов и заходит иногда на небольшой участок боковой поверхности. Грань, которой оканчивается всасывающее окно, сходна по своему профилю с передней частью профиля заднего зуба. Отсоединение пространства между зубьями от всасывающего патрубка должно наступить в момент начала сжатия. Положение передней грани нагнетательного окна, профиль которой должно соответствовать задней части профиля зуба, таково, что окно соединяется с пространством между зубьями в момент, когда давление в этом пространстве достигнет расчетного. Экономичное регулирование производительности (от 100 до 10%) винтовых насосов осуществляется золотниковым поршнем (рис. 2.3.14). Перемещаясь вправо в сторону секции нагнетания, золотник открывает доступ воздуха из рабочих полостей в полость всасывания (на рис. 2.3.14 показано стрелкой). При достижении золотником крайнего положения воздух занимает малую часть объема парной полости. Производительность насоса при этом минимальна. Однако данный принцип регулирования производительности и степени сжатия технически усложняет машину.

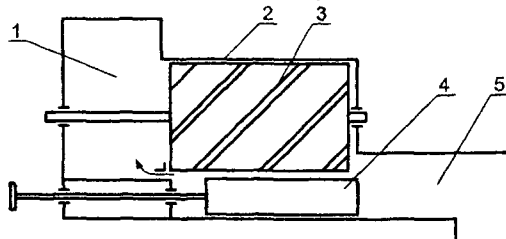
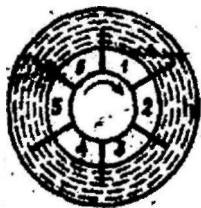


Рисунок- 2.3.14 Схема регулирования производительности насоса:
1, 5 – патрубки; 2 – корпус; 3 – винтовой ротор; 4 – золотник

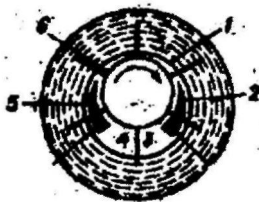
Относительно простые детали винтовых насосов требуют точной обработки. Литые корпуса насосов из чугуна или легких сплавов обладают малым коэффициентом температурного расширения. При большом коэффициенте линейного расширения, учитывая неравномерный разогрев насоса, могут сильно измениться монтаж-

ные зазоры. Относительная длина роторов определяется конструктивно условиями компоновки. Длинные роторы ввиду малой жесткости требуют применения повышенных зазоров. Короткие при значительных углах закрутки для некоторых способов обработки имеют неблагоприятную форму. Уменьшение относительной длины повышает быстроходность насоса. Ведь при этом увеличивается отношение площади окон к объему полости. В этом случае скорости воздуха в окнах снижаются. В настоящее время большинство зарубежных фирм, выпускающие винтовые насосы, принимают это отношение до 1,5 и ниже. Роторы изготавливают из поковки или прутка проката совместно с валом. Для их изготовления применяется высококачественная углеродистая сталь. Роторы делают также из мелкозернистого чугуна, алюминиевых сплавов и нержавеющей стали. В этих случаях роторы изготавливаются отдельно от вала и насаживаются или напрессовываются на стальной вал по тугой посадке. Во многих случаях стальной ротор приваривается к валу. При высоких степенях повышения давления ротор охлаждает масло, подаваемое через сверление в валу. Роторы балансируют статически и динамически. Балансировка повторяется после монтажа на роторе синхронизирующей шестерни. Синхронизирующие шестерни, имеющие косые зубья с углом наклона до 45° , компенсируют осевую силу, действующую на ведущий ротор. Поскольку зазор в зубчатом зацеплении должен быть меньше зазора в роторе, шестерни смазываются обильно, даже в том случае, если передают небольшую мощность. Для достижения лучшего сопряжения обоих роторов делают зубчатый венец синхронизирующей шестерни ведомого ротора из двух частей, взаимное смещение которых позволяет выбрать люфт в шестернях. Подшипники качения применяются только вакуумными насосами, поскольку высокие числа оборотов и большая нагрузка на подшипники снижают долговечность подшипников качения у компрессоров, имеющих высокие перепады давления. При нагрузках, которые действуют на подшипники в этих машинах, более приемлемы подшипники скольжения.

Принцип работы водокольцевого насоса и его параметры объясняются на рисунке 2.3.15а-в. Сначала в корпус вакуумного насоса заливается вода. Если вращающееся рабочее колесо с лопатками (рис. 2.3.15а) будет расположено в центре корпуса, то объемы ячеек 1-6 не изменяются и вакуумный насос не работает. Если рабочее колесо расположить эксцентрично, чтобы втулка его касалась внутренней поверхности вращения жидкостного кольца (рис. 2.3.15б), то объемы воздуха между лопатками колеса будут постепенно увеличиваться от 1-й до 3-й позиции (область всасывания) и уменьшаться от 4-й до 6-й (область нагнетания) [37].



а



б

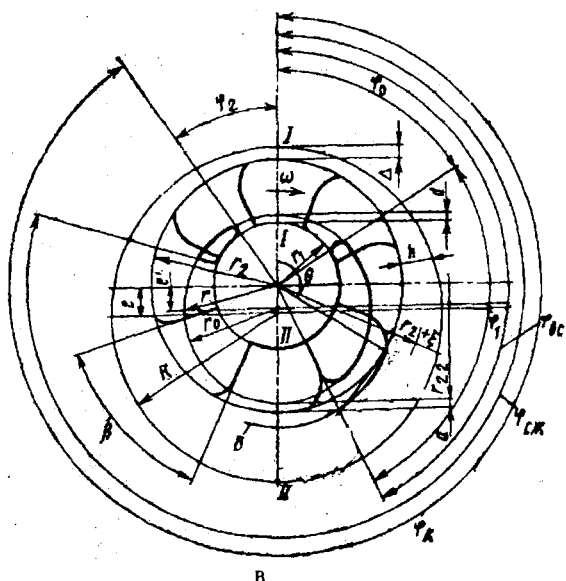


Рисунок-2.3.15 Схемы насосов с жидкостным кольцом:

а) концентричное колесо; б) эксцентричное колесо; в) схема (R – радиус корпуса; r_1 – радиус втулки; r_2 – радиус колеса; r , r_0 , r_{22} – радиусы внутренней поверхности жидкостного кольца; a – глубина погружения колеса в жидкостное кольцо; e – эксцентриситет колеса; e' – эксцентриситет жидкостного кольца; Δ – зазор между колесом и корпусом; d – отход жидкостного кольца от втулки; β – угол между лопатками; $\varphi_{\text{вс}}$ – угол закрытия окна всасывания; φ_2 – угол закрытия нагнетательного окна; φ_0 – угол открытия окна всасывания; $\varphi_{\text{сж}}$ – угол открытия окна нагнетания; $\varphi_{\text{к}}$ – угол закрытия окна нагнетания; h – высота безлопаточного пространства при угле поворота рабочего колеса θ ; θ – угол поворота ротора; ω – угловая скорость колеса)

Достоинством водокольцевых насосов является отсутствие трущихся деталей и малый уровень шума. Их конструкция проста, износу подвергаются только вал, подшипники и уплотнения вала. Поэтому эти машины долговечны в работе. Они имеют относительно малые габариты и менее чувствительны к нарушениям зазоров и посадок.

Ценным свойством водокольцевых вакуумных насосов для применения на доильных установках является их повышенная экологическая безопасность. Ведь износ пластин вакуумных насосов превращает подкачку масла. Высокая температура пластин вызывает крекинг масла и испарение продуктов разложения. Молекулы масел испаряются и диффундируют во всех направлениях, в том числе и против откачиваемого потока воздуха.

Считается, что плотный поток откачиваемого воздуха в вакуумном трубопроводе сносит обратно в насос диффундирующие пары масел. Однако давление в вакуумной системе доильной установки высокое – 50 кПа. Турбулентное течение, как известно, оказывающее влияние на миграцию паров масла, может сохраняться до тех пор, пока давление снизится до 1–10 кПа.

Поэтому следует полагать, что в вакуумном трубопроводе доильной установки пары масел будут продвигаться в сторону молочного трубопровода. При использовании пластинчатого вакуумного насоса на доильной установке пары моторного масла будут на любом участке вакуумного трубопровода. Поскольку вакуумный трубопровод доильной установки соединяется с молочным трубопроводом, то пары масел попадают и в молочный трубопровод. Водокольцевые вакуумные насосы имеют скорость вращения от 250 до 3500 оборотов в минуту, быстроту действия — от 0,012 до 0,83 м³/с. Удельное энергопотребление ими достигает значительной величины — 0,07 кВт·ч/м³.

Производительность этих насосов составляет 60 м³/ч. Один насос обеспечивает доение 100 коров. Применяемые конструктивные параметры насосов (диаметр цилиндра 230 мм, диаметр ротора 200 мм и длина ротора 100–120 мм) теоретически позволяют достичь быстроты их действия до 140–150 м³/ч. Однако действительная производительность вакуумных насосов меньше расчетной величины в 2–3 раза. Сказываются многие факторы — величина зазоров, форма и расположение всасывающего и нагнетательного отверстий, длина и форма лопаток.

Так, соблюдение оптимальных торцовых зазоров затруднительно из-за их очень малой величины. Если зазор отсутствует, то происходит трение по торцам, что увеличивает потребляемую мощность. Если зазор очень большой, то происходят перетечки воздуха со стороны нагнетания на сторону всасывания, что снижает производительность насоса. Трудности вызывает также определение формы жидкостного кольца, от которой зависят параметры лопаток и отверстий всасывания и нагнетания. Фактическая форма жидкостного кольца имеет сложный профиль и отличается от предполагаемой цилиндрической формы.

Метод точного расчета всасывающего и нагнетательного отверстий пока отсутствует, поэтому их размеры и расположение принимаются по конструктивным соображениям и расход охлаждающей жидкости для большинства машин превышает 10 литров в минуту. Нет полной ясности в вопросе о том, какой должна быть минимальная глубина погружения лопаток в жидкостное кольцо. Эта величина, особенно у вакуумных насосов, сильно колеблется (в пределах от 2 до 10 мм) в зависимости от глубины вакуума.

Форма лопаток, обеспечивающая минимальное энергопотребление, выявлена лишь на участках выхода рабочей жидкости в зону серповидного пространства. Помимо этого, вследствие завихрений вращающейся жидкости затруднительно точно определить границу между жидкостью и воздухом.

Пополнение жидкостного кольца производится энергозатратным методом — с помощью вакуумметрического давления. Рациональная же величина гидростатического давления для подачи оборотной воды этих установок требует обоснования. Термодинамический процесс сжатия воздуха в ротационных водокольцевых машинах малой мощности практически оценивается лишь по критериям подобия, исходя из данных, полученных для машин большой мощности [44, 45].

Насосы, применяемые для низковакуумных технологий, характеризуются высокими предельными давлениями. Даже тщательная пригонка их деталей допускает обратное протекание воздуха с нагнетательной стороны на сторону впуска. Предельное рабочее давление, например, водокольцевых насосов ограничено давлением насыщенных паров воды и составляет 4 кПа при 293К (рис. 2.3.16а). По этой причи-

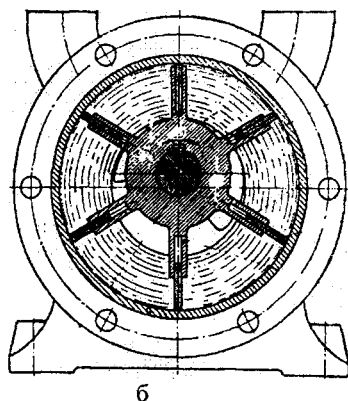
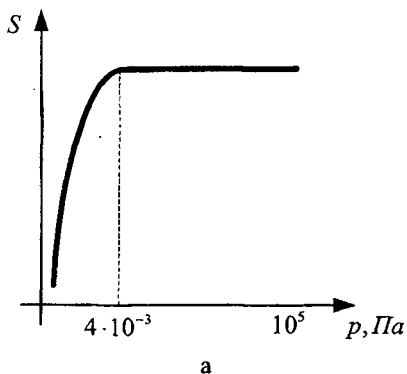
не использование только водокольцевого насоса для создания давлений ниже 10–16 кПа малоэффективно.

Поэтому повышение вакуума обеспечивается путем последовательного соединения насосов. Так, два водокольцевых насоса, соединенные последовательно, обеспечивают устойчивое давление 10 кПа. Недостаток водокольцевых вакуумных насосов – возможность замерзания оборотной воды, большой удельный расход мощности на вращение жидкостного кольца, низкий КПД (около 45%). Трение жидкостного кольца снижает скорость его движения и ускоряет нагрев корпуса насоса.

Чтобы жидкостное кольцо вращалось с постоянной скоростью, с которой вращается ротор, применяются конструкции водокольцевых вакуумных насосов, в которых в лопатки рабочего колеса вставляются скользящие пластины (рис. 2.3.16б). Однако эти машины являются экономически малоэффективными вследствие трения жидкостных поршней о корпус и пластины ротора. Пластины часто заклиниваются. Подобные конструкции применяют в качестве гидродвигателей с большими крутящими моментами (значение которых для ряда двигателей, выпускаемых иностранными фирмами, достигает 4000 кгм при 80–100 оборотах в минуту) для привода корабельных лебедок, в угольных машинах, в металлургическом производстве и других отраслях.

Уменьшение сил трения обеспечивают конструкции с вращающимся корпусом (рис. 2.3.16в). Однако данная конструкция очень сложна в изготовлении [40]. Уменьшение сил трения обеспечивает конструкция ротационного насоса с жидкостным поршнем с вращающимся ротором и с вращающимися шиберами, укрепленными на концах лопаток ротора (рис. 2.3.16г).

К внешним концам лопаток ротора шарнирно прикреплены замыкающие шиберы, которые представляют собой продолжение лопаток ротора. Насос снабжен распределительным цилиндром. При вращении рабочего колеса в полость распределительного цилиндра засасывается воздух, который затем сжимается до конечного давления и выталкивается в полость. Ротационный насос с вращающимися шиберами имеет много подвижных частей.



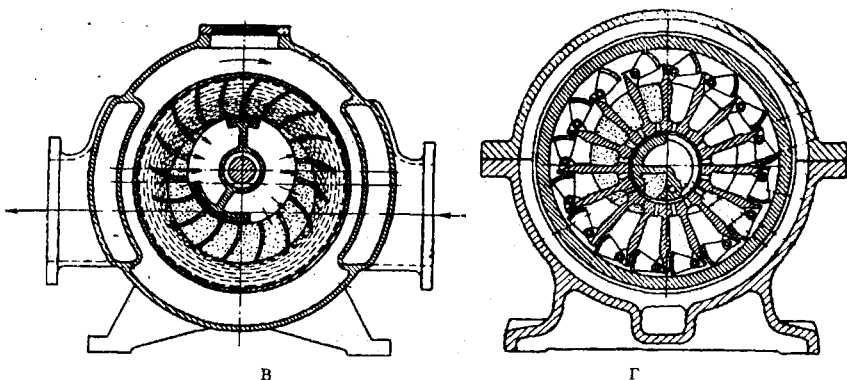


Рисунок- 2.3.16 Конструктивные элементы водокольцевых насосов:

а) характеристика быстроты действия; б) скользящие пластины; в) вращающийся корпус;
 г) вращающиеся шиберы [17]

Общим недостатком ротационных насосов доильных установок является их плохая взаимозаменяемость. Так, в случае отказа применяемых в настоящее время пластинчатых насосов установить на место вышедшего из строя насоса водокольцевой насос не представляется возможным.

Во-первых, посадочные места креплений электродвигателей и насосов не унифицированы. Во-вторых, привод применяемых водокольцевых насосов осуществляется либо через муфту, либо они устанавливаются консольно на фланец электродвигателя, а привод пластинчатых насосов осуществляется с помощью клиноременной передачи.

Водокольцевые насосы типа ВВН-1,5, НВМ-70 и СН-60 имеют одну лобовину (рис. 2.3.17), а насосы ВВН-3 и ВВН-6 – две лобовины. Насос ВВН-1,5 консольный. Он смонтирован на валу электродвигателя. Насос содержит торцовую крышку, в которой имеются всасывающее и нагнетательное окна. Подача воды для пополнения жидкостного кольца осуществляется через отверстие в центре лобовины. Зазор между лобовиной и рабочим колесом регулируется посредством набора прокладок и должен находиться в пределах 0,15–0,25 мм. Конструктивное выполнение вакуумнасосов ВВН1-3, ВВН1-6 и ВВН1-12 одинаковое. Они представляют собой типоразмерный ряд. Эти насосы имеют по одному всасывающему и нагнетательному окну на обеих лобовинах. Всасывание и нагнетание в обеих лобовинах обеспечивается наличием разделительного ребра в середине ротора, разделяющего насос на две симметричные части. Вал вращается в двух шарикоподшипниках: один из них, со стороны привода, не закреплен, а другой закреплен. Эти зазоры устанавливаются посредством прокладок между корпусом и лобовинами и предназначены для машин: ВВН1-1,5, ВВН1-3 – 0,15–0,25 мм; ВВН1-6 – 0,25–0,3 мм; ВВН1-12 – 0,3–0,5 мм. Применяются также конструкции водокольцевых вакуумных насосов, у которых всасывающее отверстие расположено на одной крышке, а нагнетательное – на другой. При этом основной поток воздуха проходит не возле крышки, а вдоль рабочего колеса.

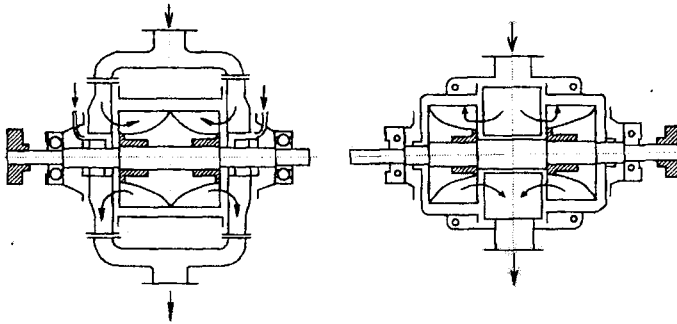


Рисунок- 2.3.17 Принципиальные схемы насосов двухстороннего действия

Эффективная мощность на валу водokolъцевого насоса складывается из мощности сжатия парогазовой смеси, мощности гидродинамических потерь и мощности, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках (рис. 2.3.18)

$$N_e = N_{сж} + N_z + N_{тр}, \quad (2.3.4)$$

где N_e – эффективная мощность N_e на валу насоса, кВт; $N_{сж}$ – мощность сжатия парогазовой смеси; N_z – мощность гидродинамических потерь; $N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках.

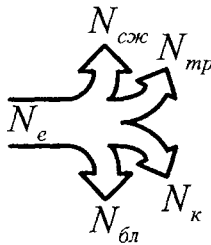


Рисунок- 2.3.18 Диаграмма распределения потока мощности:

N_e – эффективная мощность на валу; $N_{сж}$ – мощность сжатия парогазовой смеси; N_z – мощность гидродинамических потерь; $N_{тр}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках; $N_{бл}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в безлапчатном пространстве; $N_к$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в колесе и на вход и выход жидкости из него

Передача энергии в водokolъцевом насосе осуществляется по сложной схеме «рабочее колесо – жидкостное кольцо – воздух – лобовина». Фактическая производительность насоса в 2–3 раза меньше теоретической производительности, а удельная энергоёмкость достигает 0,06–0,07 кВт/(м³/ч). Причиной сложившегося положения является несовершенство конструктивных элементов насосов. Сложность оптимизации конструктивных параметров ротора водokolъцевого насоса обусловлена различием принципов его работы на сторонах всасывания и нагнетания. На стороне всасывания насоса (рис. 2.3.19а–б) на частицу жидкостного поршня действуют цен-

требожная сила Z и сила сопротивления инерции W , направленные навстречу друг другу [40], а сила Кориолиса C действует против направления угловой скорости (так же, как у центробежного насоса).

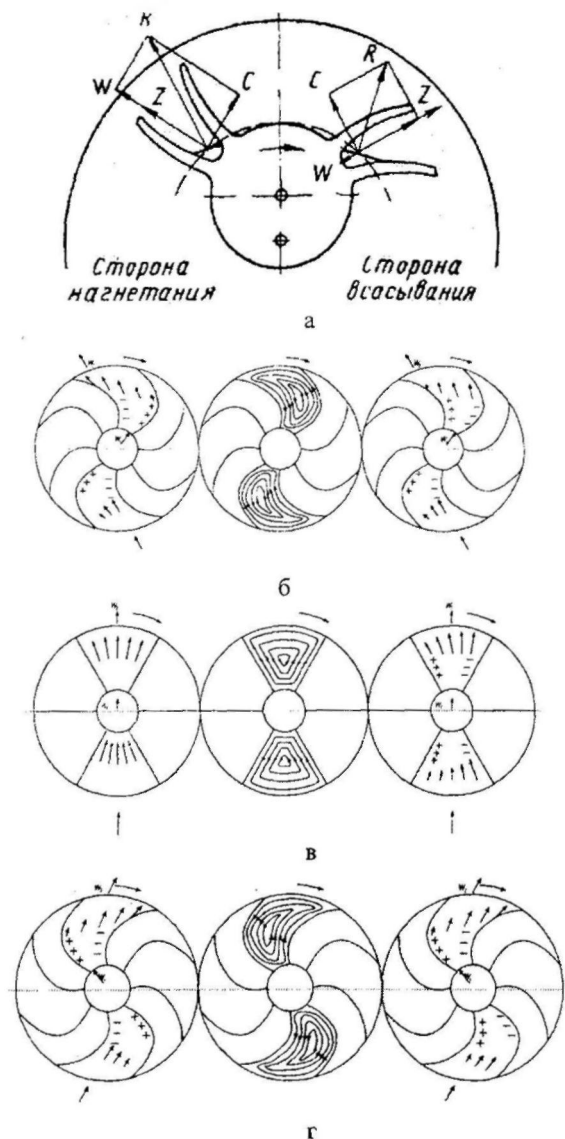


Рисунок- 2.3.19 Гидродинамические характеристики насоса:
 а) действующие силы; б-г) распределение скоростей идеальной жидкости в ячейке

На стороне сжатия центробежная сила Z и сила инерции W имеют одинаковое направление, а сила Кориолиса C действует по направлению угловой скорости, (аналогично турбине). Движение жидкости в межлопаточном пространстве жидкостного кольца сложное. В ячейках ротора происходит наложение относительного циркуляционного течения и обычного обтекания профилей лопаток в неподвижной решетке ротора. Причем выпуклая поверхность профиля увеличивает относительную скорость обычного обтекания, а вогнутая поверхность лопатки – снижает. При вращении ротора относительное циркуляционное течение вносит дополнительные скорости, направленные вдоль радиуса [48, 49]. Поэтому скорости частиц вблизи вогнутой поверхности лопатки, загнутой назад, увеличиваются, а вблизи выпуклой поверхности – уменьшаются (рис. 2.3.19а). Неравномерное поле скоростей изменяет давление (снижение давления отмечено знаком « \leftarrow »), а повышение давления отмечено знаком « \rightarrow ») (рис. 2.3.19б). На стороне нагнетания течение жидкости направлено радиально от периферии к центру. Циркуляционное движение также сохраняет свое направление, изменяя величины скоростей (рис. 2.3.19а–в). Радиальная скорость частицы, движущейся в окружном направлении, в соответствии с условиями равновесия по второму закону Ньютона, переменная в сечении канала. Вследствие этого радиальная скорость с одной стороны канала ниже, чем с другой. Это усиливает гидродинамические потери энергии. Оптимальное количество лопаток соответствуют лишь оптимальному радиусу. В других сечениях вследствие отступлений от оптимального шага, возникают веерные потери энергии [48].

Около 50% мощности, подводимой к рабочему колесу насоса, затрачивается на вращение жидкостного кольца объемом более 2 литров. Часть жидкостного кольца выдавливается вместе с воздушным потоком в нагнетательное отверстие. Поэтому в процессе работы водокольцевого насоса требуется циркуляция воды (более 10 литров в минуту) для поддержания постоянного объема жидкостного кольца. Широкий диапазон произвольно назначаемых диаметров отверстий патрубков подвода рециркуляционной воды (5–20 мм) подтверждает многофакторность процесса. Подача излишней рециркуляционной воды или недостаточная подпитка жидкостного кольца повышает расход мощности или снижает производительность насоса. Подача рециркуляционной воды в зоне нагнетательного отверстия осуществима лишь избыточным давлением (80 кПа), требующимся для преодоления давления жидкостного кольца на корпус (50 кПа).

Подвод рециркуляционной воды в торцовую зону втулки ротора увеличивает минимальный торцовый зазор или, препятствуя пополнению жидкостного кольца, исключает надежное закрытие слоем жидкости рабочих ячеек. При постоянном эксцентриситете увеличение радиального зазора выводит лопатки в нижнем сечении из жидкостного кольца. В связи с этим практически его принимают лишь по конструктивным соображениям в пределах от 1 до 4 мм. Радиальный зазор между ротором и корпусом в верхней точке вакуумного насоса, выравнивая давление жидкостного кольца между зонами нагнетания и всасывания, изменяет градиент угловой скорости жидкости в зависимости от расстояния до корпуса под воздействием момента сил на единицу длины вала (рис. 2.3.20б–в). Таким образом, увеличение радиального зазора сказывается на величине угловой скорости рециркуляционной жидкости в зоне корпуса насоса. Силы трения, возникающие при вращении ротора в вязкой жидкости, снижают коэффициент полезного действия.

Момент трения ротора (рис. 2.3.20ба) в насосе определяет величина осевого зазора. Минимальное сопротивление (рис. 2.3.20б) свойственно определенному зазору. Ослабить отрицательные последствия увеличения зазоров другими мерами (например, числом оборотов) сложно. С целью снижения энергетических потерь скорости воздуха должны лежать в определенных пределах, которые обуславливают, в свою очередь, пределы чисел оборотов ротора.

В связи с тем, что нормальный ряд чисел оборотов электродвигателей изменяется ступенчато, то число оборотов ротора водокольцевого вакуумного насоса редко соответствует оптимальному значению для насосов данной характеристики (то есть быстроты действия и давления).

Выбор электродвигателя с более низким числом оборотов в этом случае увеличивает размеры и вес насоса. Чрезмерное число оборотов ротора уменьшает серповидную площадь для размещения отверстий. Потери, возникающие при входе и выходе воздуха в ячейку, минимальные при малых скоростях. Это можно осуществить увеличением площади поперечного сечения серповидного пространства, заполняемого воздухом.

Постоянная площадь всасывающего и нагнетательного отверстий соответствует одному режиму работы насоса – минимальному предельному рабочему давлению. Вакуумные же насосы для доильных установок должны быть спроектированы для допустимого диапазона давлений – 48–52 кПа. Этому диапазону давлений должны соответствовать формы окон. Это обеспечит наиболее эффективные режимы работы и наименее энергоемкие процессы.

Однако их размеры и расположение принимаются по конструктивным соображениям. Это в конечном итоге увеличивает энергопотребление насоса. Чрезмерное уменьшение углов увеличивает утечки.

Высокое конечное давление нагнетания, превышающее расчетное значение, сопровождается потерями энергии сжатия (рис. 2.3.20в). Ведь малое конечное давление сжатия допускает натекание атмосферного воздуха в полость ячейки до момента выравнивания давлений в полости и пространстве нагнетания (рис. 2.3.20г). Теоретическая работа ротора с бесконечным числом лопаток связана с объемным расходом линейной зависимости. Она остается постоянной при расчетном режиме для радиальных лопаток и падает, если лопатки загнуты назад.

В силу меняющихся условий течения в области малых и больших расходов возникают дополнительные потери энергии, возрастающие по мере отклонения от расчетного режима, превращая зависимость полезной теоретической работы от расхода (рис. 2.3.20д) параболической (кривая *ABC*). В соответствии с теорией центробежных колес величина окружной составляющей скорости при вперед загнутых лопатках выше, чем при использовании лопаток других типов. Это обеспечивает им более высокий напор и давление в кольце жидкости, а следовательно, и большую устойчивость жидкостного кольца. Но, с другой стороны, работа колеса на стороне всасывания, видимо, малоэкономична, как и в случае колеса центробежного насоса с вперед загнутыми лопатками. Этот недостаток данных конструкций не может быть устранен, поэтому коэффициент полезного действия повышают за счет малых скоростей и утечек воздуха [41]. Следовательно, обеспечение расчетного режима работы водокольцевого вакуумного насоса имеет большое значение для получения его хороших технико-экономических показателей.

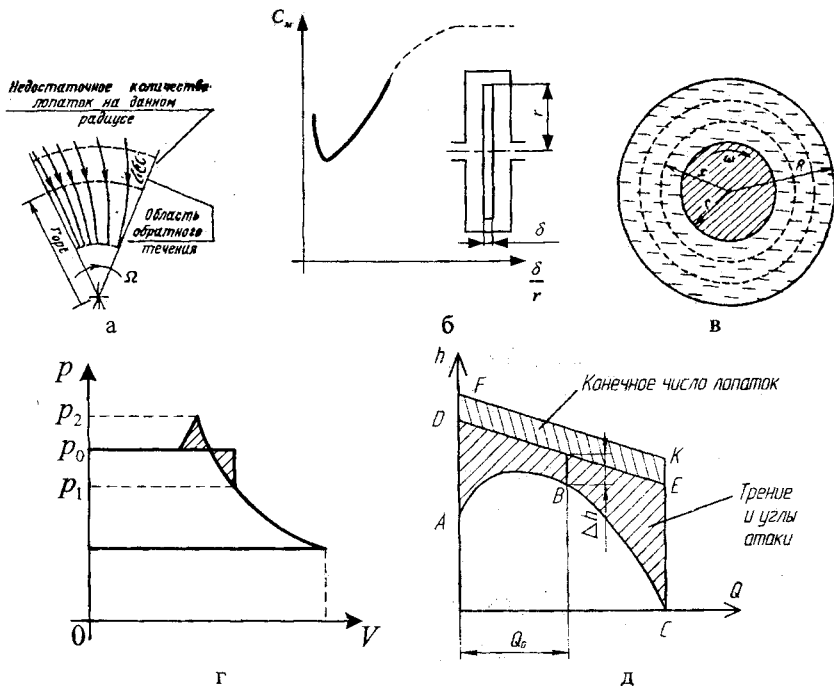


Рисунок - 2.3.20 Факторы гидродинамических потерь мощности:

а) верность лопаток; б) осевой зазор; в) радиальный зазор; г) разные давления нагнетания, отличающиеся от расчетного; д) конечное число и углы атаки лопаток

В водокольцевом насосе применяют подшипники качения и сальники торцового типа. Причем мощность, затрачиваемая на преодоление трения в сальниках и подшипниках, не превышает 1–1,5% эффективной мощности N_e на валу насоса. Поэтому можно полагать, что эффективная мощность N_e на валу насоса состоит из мощности, затрачиваемой на преодоление трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве и мощности, затрачиваемой на преодоление трения при движении жидкости в колесе и на вход и выход жидкости из него. Тогда эффективная мощность N_e на валу насоса

$$N_e = N_{\text{сск}} + N_e. \quad (2.3.5)$$

Процесс сжатия в водокольцевом насосе близок к изотермическому процессу. В первом приближении процесс сжатия парогазовой смеси можно выразить уравнением с двумя слагаемыми (первое слагаемое соответствует мощности, затрачиваемой на сжатие воздуха, второе – мощности, затрачиваемой на сжатие пара)

$$N_{\text{ш}} = p_e V_e \left[\ln \frac{P_n - P_{н.н}}{P_e - P_{н.н}} + P_{н.н} \left(\frac{1}{P_e - P_{н.н}} - \frac{1}{P_n - P_{н.н}} \right) \right], \quad (2.3.6)$$

где $p_{н.н}$ – давление насыщенных паров жидкостного кольца, Па [36].

Мощность гидродинамических потерь выражается уравнением

$$N_z = N_{\delta n} + N_k, \quad (2.3.7)$$

где $N_{\delta n}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве; N_k – мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в колесе и на вход и выход жидкости из него.

Потери мощности в безлопаточном пространстве складываются из потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения кольца о внутреннюю поверхность корпуса, и потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил внутреннего трения жидкости в кольце. Мощность, затрачиваемая на преодоление трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве, определяют моменты сил трения в безлопаточном пространстве и величина угловой скорости вращения ротора

$$N_{\delta n} = M\omega/1000, \quad (2.3.8)$$

где M – момент сил трения в безлопаточном пространстве; ω – величина угловой скорости вращения ротора.

Течение в безлопаточном пространстве эквивалентно течению в открытом криволинейном замкнутом канале прямоугольного сечения. При расчете мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве кольца, скорость жидкости в угле θ поворота осредняют как в радиальном, так и в осевом направлении. Поэтому момент сил трения в безлопаточном пространстве с достаточной точностью определяется суммой [36] моментов сил трения при всасывании M_e , и нагнетании M_n , а также моментов перемещения жидкостного кольца в безлопаточном пространстве на стороне всасывания M_I и на стороне нагнетания – M_{II} .

$$M = M_e + M_n + M_I + M_{II}. \quad (2.3.9)$$

Потери мощности N_k в рабочем колесе, кВт

$$N_k = Q_{\infty} H_T (1 - \eta_n k_n) \rho / 102, \quad (2.3.10)$$

где $Q = \pi [r_{22}^2 - (r_1 + d)^2] b_0 n \psi$ – расход жидкости, м³/с; b_0 – ширина колеса; n – частота вращения; ψ – коэффициент, учитывающий уменьшение объема рабочей ячейки за счет толщины лопаток; $H_T = (u_2^2/2g) - [2\omega^2 e' r_0 c t g \beta_2 / (\pi g)]$ – теоретический напор, создаваемый колесом, имеющим бесконечное число лопаток; η_n – коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток на напор; β_2 – угол наклона лопатки.

Движение жидкости в насосе представляет сложное гидродинамическое явление. Фактическая форма жидкостного кольца имеет сложный профиль и отличается от предполагаемой цилиндрической формы. Лишь в месте максимального удаления жидкостного кольца от ротора имеется соответствие действительного и предполагаемого профилей кольца. Образование уступа водяного кольца в области нагнетательного отверстия объясняется, на наш взгляд, двумя факторами.

Во-первых, водяное кольцо состоит из двух слоев – основного и потока жидкости в межлопаточном пространстве. Например, при глубине, погружения лопаток насоса на 20 мм, слой пополняемой жидкости, подаваемой точно, составляет 0,2...0,4 мм за один оборот колеса или до 5 мм за одну секунду. Объем жидкостного кольца, вращающегося в межлопаточном пространстве, достигает 20% от всей массы жидкостного поршня.

Широкая струя межлопаточной жидкости толщины h , падая под углом α на плоскость основного кольца, распадается на две струи – прямую и обратную. Скорость выделенных на рисунке 2.3.21а участков 2, 3 струи на плоскости будет равна скорости участка 1. Из законов сохранения импульса и энергии следует, что высота прямой струи будет равна $h_1 = h(1 + \cos \alpha)/2$, а обратной – $h_2 = h(1 - \cos \alpha)/2$. Перераспределение потока межлопаточной жидкости и вызывает снижение скорости основного потока и его уплотнение.

Во-вторых, сказывается наличие нагнетательного отверстия. Поверхность жидкостного кольца в ячейке площадью S и длиной L будет находиться в равновесии, если давление в ячейке по закону Бойля-Мариотта равно $[P_0 + \rho g(H - x)]xS = P'LS$, где (H – гидростатическое давление; x – расстояние от внутренней поверхности кольца до кромки нагнетательного отверстия; P_0 – атмосферное давление). Решению квадратного уравнения удовлетворяет один корень

$$x = \frac{1}{2} \left(H + \frac{P_0}{\rho g} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(H + \frac{P_0}{\rho g} \right)^2 - \frac{P'L}{\rho g}}.$$

Это очевидно из графика закона Бойля-Мариотта

$Px = const$ для воздуха внутри ячейки (кривая 1 на рисунке 2.3.21б) и зависимости для абсолютного давления $P_0 + \rho g(H - x)$ (кривая 2). Условиям равновесия поверхности жидкостного кольца соответствуют точки пересечения кривой 1 для воздуха внутри ячейки и прямой 2 – точки a и b .

Положение поверхности жидкостного кольца лишь в точке a устойчивое. Действительно, если объем воздуха в точке b случайно немного увеличится, гидростатическое давление уменьшится сильнее, чем давление воздуха в ячейке, и воздух вытолкнет гидравлический поршень.

Если же объем немного уменьшится, то гидростатическое давление возрастет сильнее, чем давление воздуха, а жидкостной поршень в ячейке будет проваливаться внутрь ячейки до положения x_0 .

Из тех же соображений видно, что x_0 – положение устойчивого равновесия. На рисунке 2.3.21б это соответствует условию прохождения прямой 2 правее прямой 3. Давление под жидкостным поршнем в области нагнетательного отверстия уменьшается вследствие выдавливания воздуха в нагнетательный патрубок.

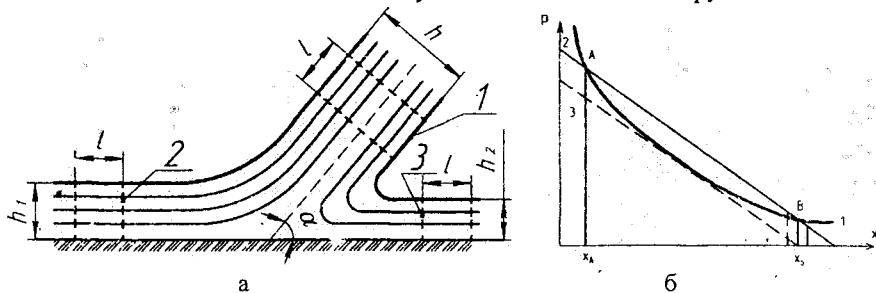


Рисунок- 2.3.21 Характеристики жидкостного кольца:

а) схема действия струи на плоскость при нагнетании воздуха; б) зависимость изменения давления в ячейке от расстояния до верхней кромки нагнетательного окна

С учетом вышеизложенного форму нагнетательного окна водокольцевого насоса можно в ходе ремонтных работ выполнять в соответствии с рисунком 2.3.22а. Как показывает опыт [41], эффективно исполнение внутреннего очертания корпуса дугами окружности, описанными из двух центров (рис. 2.3.22б). Такое очертание позволяет увеличить площадь поперечного сечения серпообразного пространства для размещения отверстий входа и выхода воздуха и уменьшить скорости воздуха в них, повысить число оборотов ротора. Это благоприятно сказывается на показателях работы насоса. Более предпочтительной является такая конструктивная схема водокольцевых насосов (НВМ-60, НВМ-70, ВВН-3, ВВН-6), где в месте посадки подшипника реализуется меньший изгибающий момент ($M_{из}$), а следовательно, меньшие напряжения и амплитуды микропроскальзывания (рис. 2.3.22в-г).

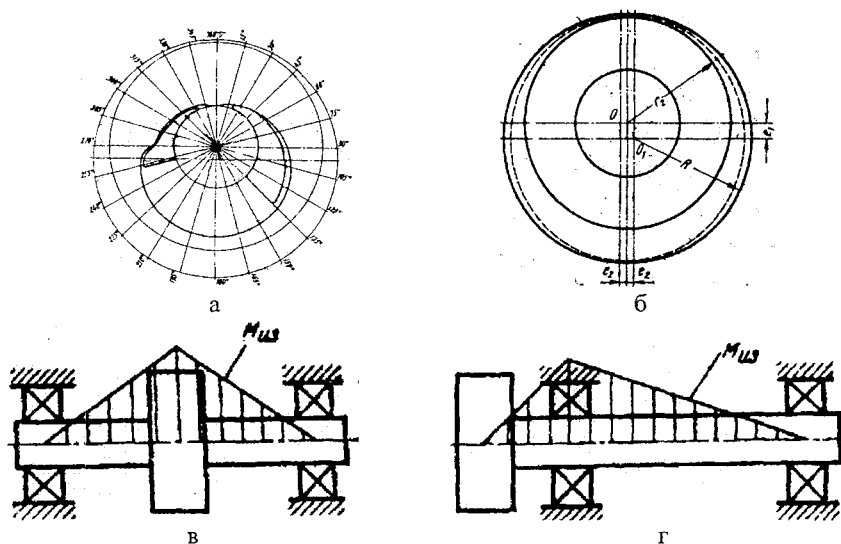


Рисунок- 2.3.22 Профили характерных сечений элементов насоса:

- а) рациональная форма нагнетательного окна, рекомендуемая при ремонте насоса; б) схема возможного исполнения корпуса при ремонте насоса; в) рациональная схема исполнения двух-опорного вала водокольцевого насоса; г) нерациональная схема насосов ВВН-0,75, ВВН-1,5

Перспективными моделями (рис. 2.3.23а-б) считаются насосы многократного действия. Они, в отличие от машин однократного действия, могут иметь большее количество камер, всасывающих и нагнетательных окон. Это новшество, например, теоретически позволяет насосу двойного действия в 1,5–2,0 раза увеличить ее производительность при том же размере и весе. Практически же производительность жидкостно-кольцевой машины двойного действия меньше производительности машины простого действия. В настоящее время применяются вакуумные насосы аналогичного принципа действия, но большой производительности. Серпообразная площадь машины однократного действия формируется внутренним контуром жидкостного кольца и внешним контуром втулки. Внутренний радиус ее жидкостного

кольца можно принять равным половине суммы радиусов втулки и колеса. Увеличение кратности действия требует втулки большего радиуса для сохранения номинальной производительности. Это соотношение для машин двойного и однократно-го действия превышает 1,5. Такой подход увеличивает описанный объем и производительность машины, а, с другой стороны, увеличивает скорость концов лопаток колеса (свыше 13–15 м/с) при той же частоте оборотов. Кроме того, увеличение диаметра рабочего колеса повышает утечки воздуха по его торцевой поверхности и снижает величину рабочего диапазона давлений. Зазор между рабочим колесом и крышкой корпуса с всасывающими и нагнетательными окнами для всех типоразмеров машин составляет 0,1–0,25 мм. Его величина определяется качеством изготовления, чистотой поверхности и точностью сборки. Относительную длину колес машин однократного действия выбирают в пределах 1,3–1,6.

Такой подход обуславливается уменьшением проводимости более протяженных ячеек, задержкой части сжатого воздуха в них и последующим переносом его во всасывающую полость. Увеличение кратности действия машины пропорционально снижает продолжительность одного цикла всасывания и сжатия воздуха и требует уменьшения длины колеса. По этой причине, например, отношение длины колеса к его диаметру в машине двойного действия следует принимать 0,6–0,8. Длина колеса обратно пропорциональна числу оборотов. Соблюдение этого требования уменьшает замкнутый объем ячейки колеса [44]. Объемный коэффициент полезного действия водокольцевого вакуумного насоса однократного действия достигает 0,7. Этот коэффициент для насосов двойного действия составит 0,49; тройного – 0,34; четырехкратного – 0,24. Уменьшение объемных коэффициентов полезного действия характеризует меньшую конкурентоспособность жидкостно-кольцевых машин многократного действия. Увеличение кратности действия жидкостно-кольцевого насоса сопровождается пропорциональным снижением производительности и коэффициента полезного действия. Насосы двойного действия могут быть приемлемы, скорее всего, для работы в качестве компрессоров большой производительности. Это обуславливается тем, что размеры нагнетательного отверстия компрессоров меньше чем вакуумных насосов.

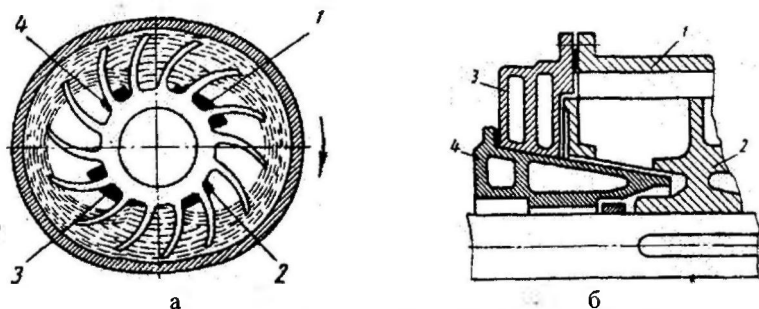


Рисунок- 2.3.23 Схемы насоса двойного действия:

а) схема (1, 3 – всасывающие отверстия; 2, 4 – нагнетательные отверстия); б) узел сопряжения (1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – крышка; 4 – конус)

Вода, необходимая для пополнения жидкостного кольца в водокольцевых насосах, подается в зону всасывания или нагнетания. Вода может подаваться под избыточным давлением (из водопровода) или путем самовсасывания. Подача воды под давлением улучшает форму жидкостного кольца и используется при создании низких давлений (выпаривание молока, варка варений). Но в таком случае эта вода обычно сбрасывается в канализацию, что экономически нецелесообразно. Поэтому на фермах применяются вакуумные установки с замкнутым водяным циклом. Пополнение водяного кольца в таких установках осуществляется под избыточным (рис. 2.3.24а) или нулевым гидростатическим давлением и вакуумметрическим давлением. Достоинством первой схемы является более высокий вакуум по сравнению с другими способами, а также простота запуска, так как не требуется доливка воды при пуске. Недостатком данного способа считается необходимость закачивания воды на относительно большую высоту и регулирования подачи воды. Если же в вакуумный насос подавать много воды и под большим давлением, то он начинает работать рывками, периодически выбрасывая отдельными толчками большое количество воды. Излишнее количество воды он выбрасывает в нагнетательный трубопровод. Преимущество второго способа в том, что уровень воды в насосе перед запуском всегда оптимальный, потери энергии на передвижение воды минимальны. Недостатком схемы является наличие высокого фундамента или рамы для того, чтобы середина ротора находилась на уровне воды в емкости. При третьем способе достигается максимальная компактность агрегата (насос можно устанавливать прямо на емкости), однако затрачивается максимальная энергия на подъем воды в насос. Во время работы водокольцевого вакуумного насоса рециркуляционная вода нагревается. Нагрев воды снижает производительность насоса. Эффективность вакуумной установки можно повысить применением водяных или воздушных охладителей воды (рис. 2.3.24б-в).

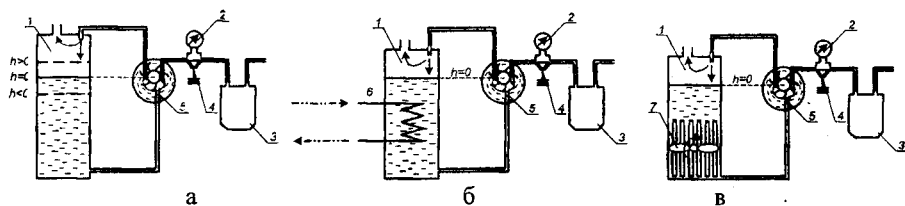


Рисунок- 2.3.24 Схемы рециркуляции воды:

а) с различными гидростатическими давлениями (1 - емкость с водой; 2 - вакуумметр; 3 - молокоприемник; 4 - клапан; 5 - вакуумный насос); б) с водяным конденсатором (6); в) с воздушным конденсатором (7)

Однако эти схемы не могут решить проблему потери работоспособности водокольцевых вакуумных насосов при низких температурах наружного воздуха, когда вода замерзает. Пластинчатые вакуумные насосы не теряют работоспособности в зимнее время. Они также имеют эксцентрично расположенный в корпусе ротор, но рабочим поршнем является не вода, а выдвигающиеся под действием центробежной силы пластины. В большинстве насосов со смазкой материалом пластин служит текстолит. Для насосов, работающих без смазки, применяют пластины из графита. Этот

материал не впитывает влагу, имеет низкую теплопроводность, инертен к воздействию химически активных сред, легко обрабатывается и имеет низкий коэффициент трения. Поскольку этот материал хрупок, внешние концы пластин скругляют радиусом меньшим, чем радиус цилиндра. Во избежание быстрого износа пластин зеркало цилиндра хонингуют, имеют высокую твердость и не должно покрываться ржавчиной. Преимуществом насосов с пластинами из пластических масс является меньший шум при работе, чем у насосов со стальными пластинами. Число пластин определяют исходя из требуемой производительности и мощности насоса. Производительность насоса зависит от объема газа, прокачиваемого за один оборот (площадь кольца с внешним радиусом $R + e$ и внутренним радиусом r). Это объясняется тем, что максимальный объем газа, прокачиваемый одной ячейкой, определяется площадью ячейки при угле поворота $\varphi = 0$ (заштрихованная область на рис. 2.3.25а).

Площадь кольца [47]

$$A = \pi(R + e)^2 - \pi(R - e)^2 \quad (2.3.10)$$

Тогда объем газа, прокачиваемый за один оборот, определяется по выражению

$$V = A \cdot L = 4\pi \cdot R \cdot e \cdot L, \quad (2.3.11)$$

где R – радиус ротора (м); e – эксцентриситет, м (составляет $1/8 R$); L – длина ротора (м).

При малом числе пластин это выражение имеет погрешность в сторону увеличения действительного объема. Так, например, при двух пластинах объем газа, рассчитанный по формуле $V = 4\pi \cdot R \cdot e \cdot L$, превышает действительный на величину, заштрихованную на рисунке 2.3.25б. Поэтому для повышения производительности пластинчатых насосов увеличивают число пластин (производительность при этом достигает $0,25 \text{ м}^3/\text{с}$). Кроме того, большему числу пластин соответствует меньший перепад давлений между соседними ячейками. При этом уменьшаются потери от перетечек и снижаются изгибающие напряжения в пластинах. Но с увеличением числа пластин растет мощность трения, возникает большой износ цилиндра.

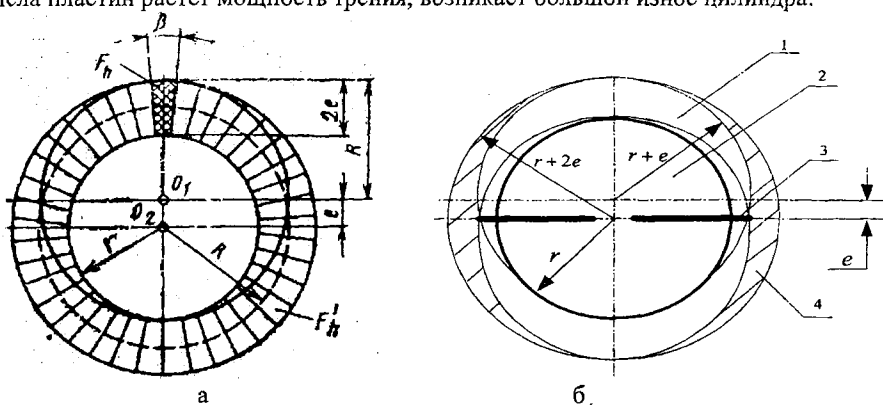


Рисунок- 2.3.25 Схема расчета производительности пластинчатого насоса:

а) теоретического всасываемого объема (при большом числе пластин); б) фактического объема (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – величина снижения производительности; 4 – максимальный объем, прокачиваемый за пол-оборота (объем за оборот равен незаштрихованной области между ротором и окружностью $r + 2e$));

С точки зрения наилучшего использования полезного объема вакуумного насоса, значение эксцентриситета должно быть максимальным. Однако реально эту величину выбирают так, чтобы соблюдались два условия – возможность размещения пластины в роторе при ее минимальном вылете и отсутствие перекоса и заклинивания при максимальном. Первое условие выполняется при отношении высоты пластины к радиусу ротора $\frac{h}{r} = 0,5 - 0,65$. Второе – при отношении высоты пластины к эксцентриситету $\frac{h}{e} = 3,5 - 4$. Большие значения соответствуют меньшим значениям разности давлений нагнетания и всасывания. Отсюда рекомендуемое отношение эксцентриситета к диаметру цилиндра $\frac{e}{R} = 0,11 - 0,15$. Степень использования габаритов насоса определяется величиной отношения $R/e = a$. Чем меньше это отношение, тем больше объем камеры наполнения, а, следовательно, и меньше мощность привода. При радиальном расположении лопаток величина a зависит от высоты лопаток и почти не зависит от их числа. Для насоса с таким расположением лопаток величина a может быть определена исходя из следующих соображений. Теоретически величина a не может быть меньше двух, так как при $R = 2e$ лопатка, находясь в точке A (рис. 2.3.26), выйдет из паза ротора. Минимально возможное значение величины a может быть определено из следующих конструктивных соображений: в момент, когда лопатка находится в точке A (рис. 2.3.26б), она выступает из ротора на величину $AB = 2e$. Для того, чтобы в этом положении лопатка имела необходимую устойчивость, ее часть BC обычно берут равной AB , то есть $BC = 2e$. При повороте ротора на 180° лопатка перейдет в точку E и будет целиком утоплена в пазу ротора. В этом положении лопатка не должна доходить до центра ротора, а должна отстоять от него на величину отрезка OD . Рассмотрим радиус как сумму высоты h и отрезка OD ; тогда $r_0 = h + OD$. Но $h = AB + BC$, и поэтому $r_0 = AB + BC + OD$. Полагая $OD = K_h e$, получим $r_0 = 2e + 2e + K_h e = (4 + K_h)e$. Откуда $a = r_0/e = 4 + K_h$. Выполнение коэффициента K_h меньшим единицы по конструктивным соображениям почти невозможно. Приняв значение $K_h = 1$, получим $a = 5$. Это значение получено из условия равенства выступающей и находящейся в пазу ротора частей лопатки (рис. 2.3.26б). Минимальная высота лопатки в пазу ротора равна двум эксцентриситетам [50].

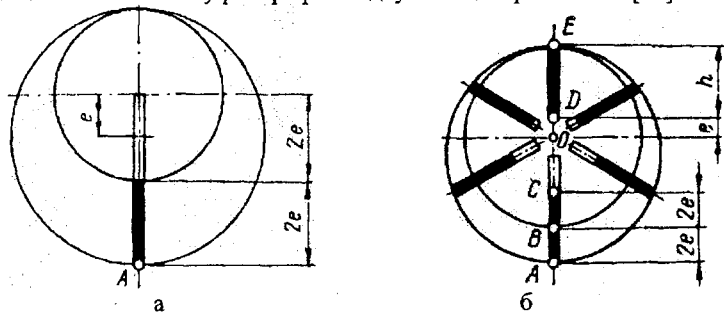


Рисунок- 2.3.26 Критерии длины лопатки

Отношение L/R определяет соотношение величин радиального и торцовых зазоров, по которым происходят перетечки в насосе. Для получения минимальных торцовых зазоров выгодны большие отношения L/R . Однако при этом возрастают радиальный зазор и заземленный объем. На практике отношение L/R выбирают от 3,4 до 8. Недостатками пластинчатых насосов являются большие затраты мощности на трение пластин, повышенный шум, необходимость смазки трущихся поверхностей маслом. Для снижения мощности трения в обычных насосах пазы ротора делают наклонными. В многопластинчатых насосах со стальными пластинами (при большом числе пластин) применяют беговые кольца, представляющие собой кольца, вставленные в кольцевые выточки корпуса. При этом трение происходит между пластинами и кольцами, с одной стороны (малое трение), и между кольцами и корпусом – с другой. Наличие зазора снижает износ зеркала цилиндра, однако увеличивает перетекание воздуха. Чтобы предупредить потери от перетекания воздуха вокруг разгрузочных колец с нагнетания на всасывание, в кольцах делают радиальные канавки, в которые вложены небольшие легкие пластиночки 2 (рис. 2.3.27а), не вызывающие значительного износа. Через радиальные сверления в зазор между цилиндром и кольцами для уменьшения потерь трения колец подается масло. Несмотря на указанные меры, при высоких скоростях вращения возникает значительное трение и износ пластин [47]. Если насос имеет разгрузочные кольца, на концах пластин, примыкающих к краям разгрузочных колец и втулок, делают (во избежание задиров) выточки (рис. 2.3.27б).

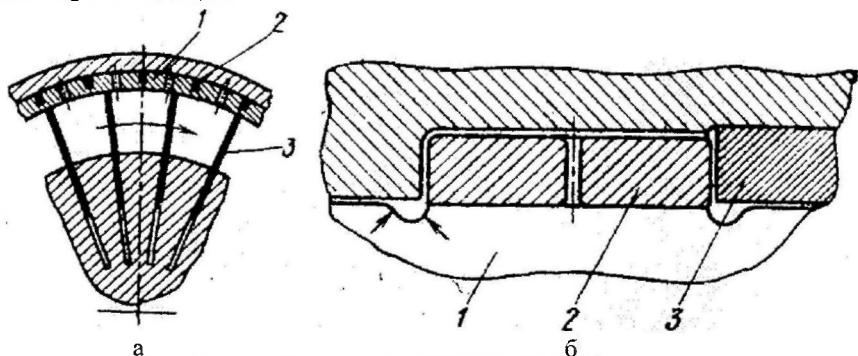


Рисунок- 2.3.27 Узел вакуумного насоса:

а) ротор (1 – разгрузочное кольцо; 2 – уплотняющие пластинки; 3 – пластины); б) выточки на пластинах 1 в местах, примыкающих к краям разгрузочного кольца 2 и втулок 3

Мощность вакуумного насоса зависит, помимо иных факторов (вязкость масла и др.), от достигаемого вакуума. С уменьшением давления в вакуумируемом пространстве мощность возрастает и достигает максимума при давлении на всасывании $P_1 = 0,3 \cdot P_2$, где P_2 – давление нагнетания. При дальнейшем уменьшении давления всасывания мощность быстро падает. Если вакуумный насос работает при низком абсолютном давлении в вакуумируемом пространстве, то мощность двигателя должна быть выбрана с учетом перехода через максимальную мощность, указанную выше.

Самыми значительными потерями производительности у пластинчатых насосов являются потери от неплотности — в первую очередь, через зазоры между торцами ротора и крышками цилиндра, а также через зазоры между ротором и цилиндром. Для достижения большей экономичности работы машины требуются малые зазоры. Это обеспечивается при условиях точного изготовления деталей, их малого износа и тщательного учета температурных деформаций. Увеличению коэффициента откачки пластинчатых вакуумных насосов и снижению удельного расхода энергии способствует перепуск воздуха (рис. 2.3.28). В нижней части цилиндра делается продольное отверстие, сообщенное с рабочей полостью цилиндра в месте, где заканчивается нагнетание или где начинается обратное расширение. Однако применение перепуска воздуха целесообразно лишь при малых давлениях всасывания, то есть тогда, когда разность давлений в зазоре и ячейке, в которую происходит перепуск, меньше, чем сопротивление перепускных каналов. Перепуск следует применять в установках, работающих при давлении всасывания менее $3 \cdot 10^4$ Па (вакуум свыше 70%). Поэтому в вакуумном насосе доильной установки, работающем при высоких давлениях всасывания (50 кПа), система перепуска не применяется, так как она не выполняет своего назначения, и величина перетечек не уменьшается.

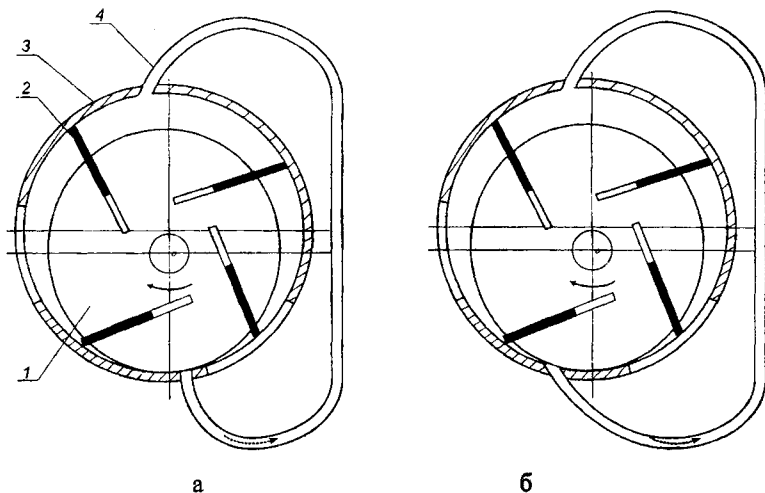


Рисунок- 2.3.28 Схема перепуска воздуха:

а) из заземленного объема (1 – ротор; 2 – пластина; 3 – корпус; 4 – трубка); б) из области обратного расширения

Большинство пластинчатых вакуумных насосов имеют наклонные пазы ротора в сторону вращения на угол $\psi = 8-15^\circ$. Насосы с наклонными пластинами имеют ряд преимуществ по сравнению с радиальными пластинами. Условия движения наклонной пластины в пазу ротора улучшаются: уменьшается вероятность ее заклинивания, повышается срок службы пластины и снижается мощность трения. Однако увеличение угла наклона пластин вызывает рост изгибающего момента, действующего на пластину, и трудоемкость изготовления пазов ротора.

Допускаемое нормальное напряжение для ротора (материал – сталь 40Х или чугуна СЧ 20) составляет $[\sigma]=1,0$ МПа. По этой причине производится контроль прочности тела ротора [37]. Схема действия сил, приложенных к телу ротора с радиальными и наклонными пазами, ограниченного двумя соседними пазами, приведена на рисунке 2.3.29а. Опасным является сечение $I-I$. На выделенный элемент ротора действует центробежная сила F_C и реакции со стороны пластин R_A и R_B . Нормальное напряжение (Па) в опасном сечении складывается из напряжений изгиба σ_u и растяжения σ_p :

$$\sigma = \sigma_u + \sigma_p \approx \frac{6(R_B b - R_A a + F_C c)}{L h_0^2} + \frac{F_C}{h_0 L} \leq [\sigma], \quad (2.3.12)$$

где a, b, c — соответственно плечи сил R_A, R_B, F_C , м; h_0 — ширина опасного сечения, м; F_C — центробежная сила, Н, $F_C = m_c \rho_c \omega^2$ (m_c — масса элемента ротора, ограниченного пазами, кг; ρ_c — расстояние от центра тяжести C элемента ротора до оси вращения ротора, м; ω — угловая скорость ротора, рад/с).

Число пластин, которые можно разместить в теле ротора, зависит от ширины, глубины паза и угла его наклона. При малом числе пластин возникают переменные по величине и направлению свободные силы вращения и возвратно-поступательного движения центра тяжести пластин. Эти силы геометрически суммируются в общее силовое воздействие, вызывающее вибрацию фундаментной плиты и повышенное изнашивание подшипников. Уравновешенность насосов нарушает изменение положения центра масс вращающихся радиальных или наклонных пластин. Если центры тяжести пластин сосредоточены в точках C_1, C_2, \dots, C_n (рис. 2.3.29б), то радиус-вектор центра масс Z пластин и угол отклонения его от вертикали определяются формулами $\bar{\rho}_M = \sqrt{\bar{x}_M^2 + \bar{y}_M^2}$ и $\theta = \text{arctg}\left(\frac{\bar{x}_M}{\bar{y}_M}\right)$.

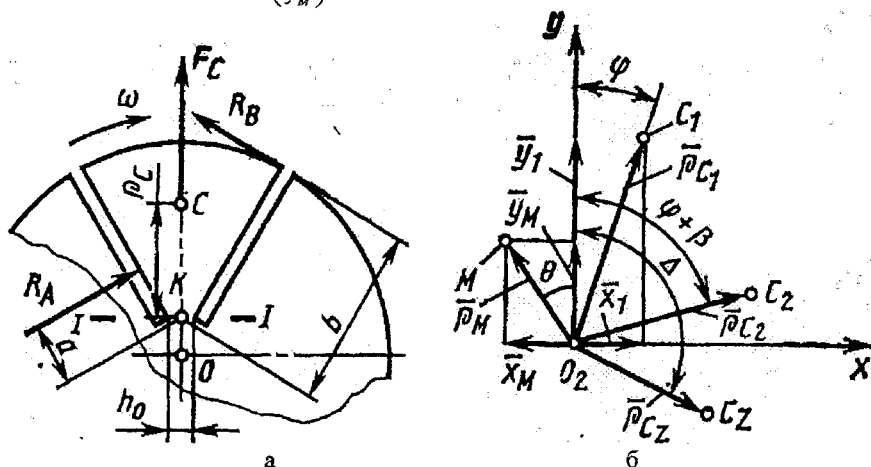


Рисунок- 2.3.29 Схемы действия сил:

а) при расчете на прочность ротора; б) при определении центра масс пластин

Мгновенные центры масс вращающихся радиальных пластин находятся на одинаковом расстоянии между центрами ротора и корпуса. Причем мгновенный центр масс вращающихся радиальных пластин одной пары диаметрально расположенных пластин перемещается по дуге окружности радиусом $r_2 = 0,5e$. Центр масс трех пластин перемещается по дуге окружности радиусом $r_3 = \lambda^2 R/8 < r_2$. Центр масс пластин при большем числе пластин ($Z = 4, 6, 8, 12, \dots$) полностью уравновешен [37].

Пластины применяют также в пластинчато-роторном насосе с катящимся ротором (рис. 2.3.30). Пластина (3) пластинчато-статорного насоса, разделяющая полости всасывания I и сжатия II, свободно скользит в прорези статора (1), прижимаясь к ротору (2) под действием пружины (4) (через рычаг (5)). Путь воздуха через насос показан стрелками.

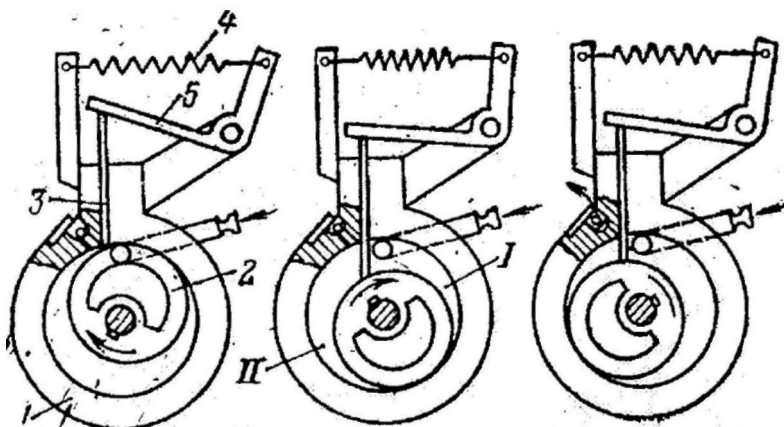


Рисунок- 2.3.30 Схема пластинчато-статорного насоса:
 1 - статор; 2 - ротор; 3 - пластина; 4 - пружина; 5 - рычаг;
 I - полость всасывания; II - полость сжатия

Применяются также ротационные вакуумные насосы с катящимся ротором золотникового типа (рис. 2.3.31). Такой насос состоит из цилиндра и эксцентрично расположенного в нем ротора, вращающегося вокруг оси. При вращении эксцентрикового вала вокруг центра ротор обкатывает внутреннюю поверхность цилиндра. Вследствие этого положение серповидной полости, образуемой поверхностью цилиндра, непрерывно изменяется в зависимости от угла поворота ротора. Пластинкой серповидная полость разделена на две изолированные части. Одна из них сообщается с всасывающей полостью насоса, а другая - с нагнетательной через нагнетательный клапан. Разделяющая пластина в зависимости от конструктивного выполнения либо прижимается к ротору пружинкой, либо направляется двумя эксцентриками. В момент, когда ротор находится в верхнем положении и всасывающее отверстие перекрыто ротором (рис. 2.3.31), образовавшаяся в цилиндре серпообразная полость заполнена сжимаемым воздухом, поступившим по всасывающему трубопроводу. Как только ротор пройдет всасывающее отверстие, в цилиндре образуются две изолированные друг от друга полости, разграниченные пластиной, плотно прижатой к

ротору, в одной из которых происходит всасывание, а в другой – сжатие. Объем серповидной полости, находящейся за ротором, по мере его перемещения увеличивается. В полости создается пониженное давление и через всасывающее отверстие воздух поступает в нее. Всасывание заканчивается тогда, когда ротор достигает исходного верхнего положения. При дальнейшем перемещении ротора в полости происходит сжатие воздуха.

Сжатие продолжается до того момента, когда давление в полости превысит давление в нагнетательном трубопроводе на величину сопротивления нагнетательного клапана. Таким образом, за один оборот эксцентрикового вала происходит всасывание, сжатие и нагнетание воздуха. Степень повышения давления насосов с катящимся ротором не определяется геометрией машины (как, например, у пластинчатых насосов), поэтому они удобны при работе установок, работающих с переменными температурами. Недостатки насосов с катящимся ротором: потребность в маховике, пульсирующее нагнетание сжатого газа и почти наполовину меньшее использование объема цилиндра, чем в пластинчатых насосах.

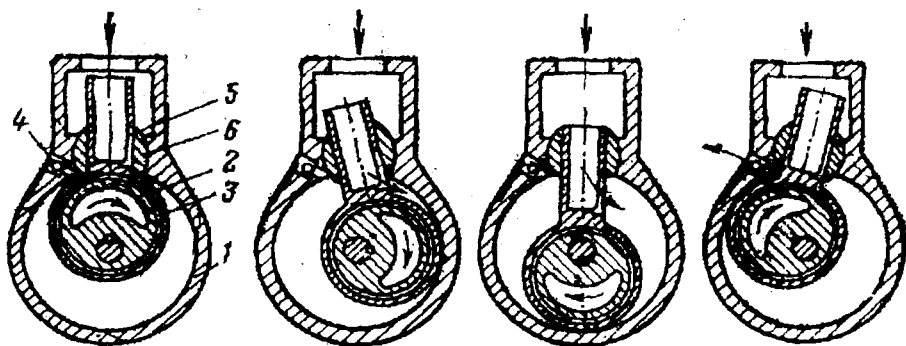


Рисунок- 2.3.31 Схема работы золотникового компрессора:

1 – корпус; 2 – эксцентрик; 3 – плунжер; 4 – клапан; 5 – окно всасывания; 6 – направляющая

Следует иметь в виду, что практически все вакуумные насосы с катящимся ротором выпускаются с газобалластным устройством. Комплектуют эти насосы газобалластным устройством с целью применения их в технологических процессах (сушка, пропитка, дистилляция) сопровождающихся выделением значительных количеств конденсирующихся паров, откачка которых обычным насосом с масляным уплотнением еще 50–70 лет тому назад была трудной задачей. Ведь при сжатии неконденсирующихся газов давление возрастает до выпускного атмосферного давления, и газ (рис. 2.3.32) выталкивается из насоса (линия 1–2–3) [34].

Иначе обстоит дело при откачке конденсирующихся паров, которые не могут быть сжаты до давления, превышающего давление насыщения (рис. 2.3.32), при данной температуре, так как дальнейшее сжатие приводит не к росту давления, а к конденсации некоторого количества паров, и давление в камере насоса остается постоянным, не достигая значения давления нагнетания. Этот процесс показан линиями 1-6-7, 1-4-5 и 1-8-9 на рис. 2.3.32 (рабочая температура в камере принята 333 К).

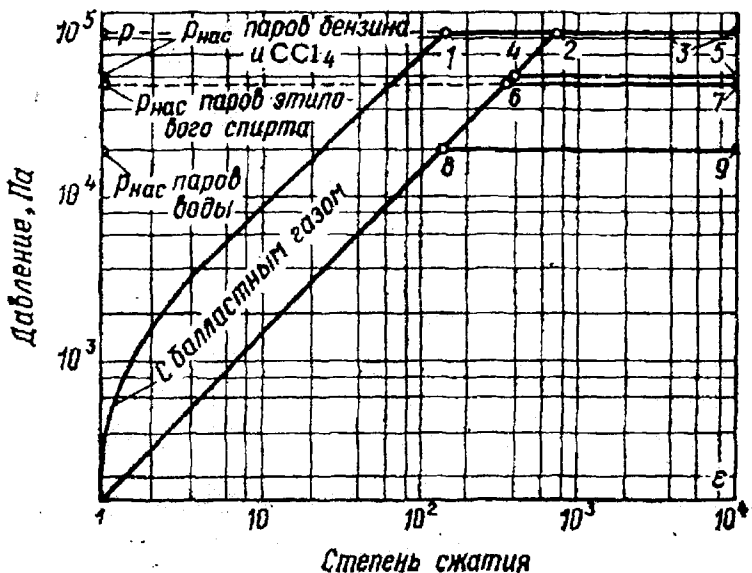


Рисунок-2.3.32 Возрастание давления в камере насоса в зависимости от рода газа

При конденсации в камере насоса выхлопной клапан открывается вследствие резкого гидравлического удара конденсата и масла о пластину клапана. Конденсат смешивается с маслом и ухудшает его свойства. Попавший в масло конденсат вновь испаряется в камере насоса и увеличивает полное остаточное давление. Давление насыщения большинства встречаемых в практике паров при комнатной температуре превышает 1330 Па, то есть практически может быть достигнуто только в насосах с масляным уплотнением, имеющих выпускное давление, равное атмосферному; в других насосах (двухроторных, турбомолекулярных, струйных), не работающих против атмосферного давления, эти пары не конденсируются. Наиболее часто встречается необходимость в откачке паров воды. Вода, попавшая в масло, образует трудноразделимую водомасляную эмульсию и вызывает ряд химических взаимодействий. Конечным итогом химических взаимодействий является плохая смазка и перегрев насоса, высокое предельное остаточное давление и усиленная коррозия отдельных деталей насоса. Кроме того, при образовании конденсата из парогазовой смеси (по мере достижения в камере насоса давления насыщенного пара для температуры пара, примерно равной температуре поверхности цилиндра) давление в рабочей полости стабилизируется. Поэтому выпускной клапан не открывается до тех пор, пока массы скопившегося конденсата не окажется достаточно для его срабатывания в результате гидравлического удара о запорный элемент.

На практике чаще всего приходится откачивать газы, содержащие пары воды, конденсирующиеся при температуре 323–353К и давлении 13,33–48,00 кПа. Смешиваясь с маслом, вода образует эмульсию, что приводит к созданию химических соединений, способствующих более эффективному окислению рабочего масла, а, следовательно, увеличению предельного остаточного давления, ухудшению условий

смазки трущихся поверхностей, повышению температуры насоса, быстрому изнашиванию его основных элементов, уменьшению ресурса работы или выходу из строя. Эффективным способом предотвращения конденсации паров в насосе является напуск балластного газа в камеру насоса в добавление к поступившему в нее пару после отделения камеры от впускного патрубка насоса. В качестве балластного газа обычно используется атмосферный воздух, поступающий в камеру через отдельное отверстие с обратным клапаном и связанное с краном-дозатором трубкой или отверстием в корпусе (2.3.33).

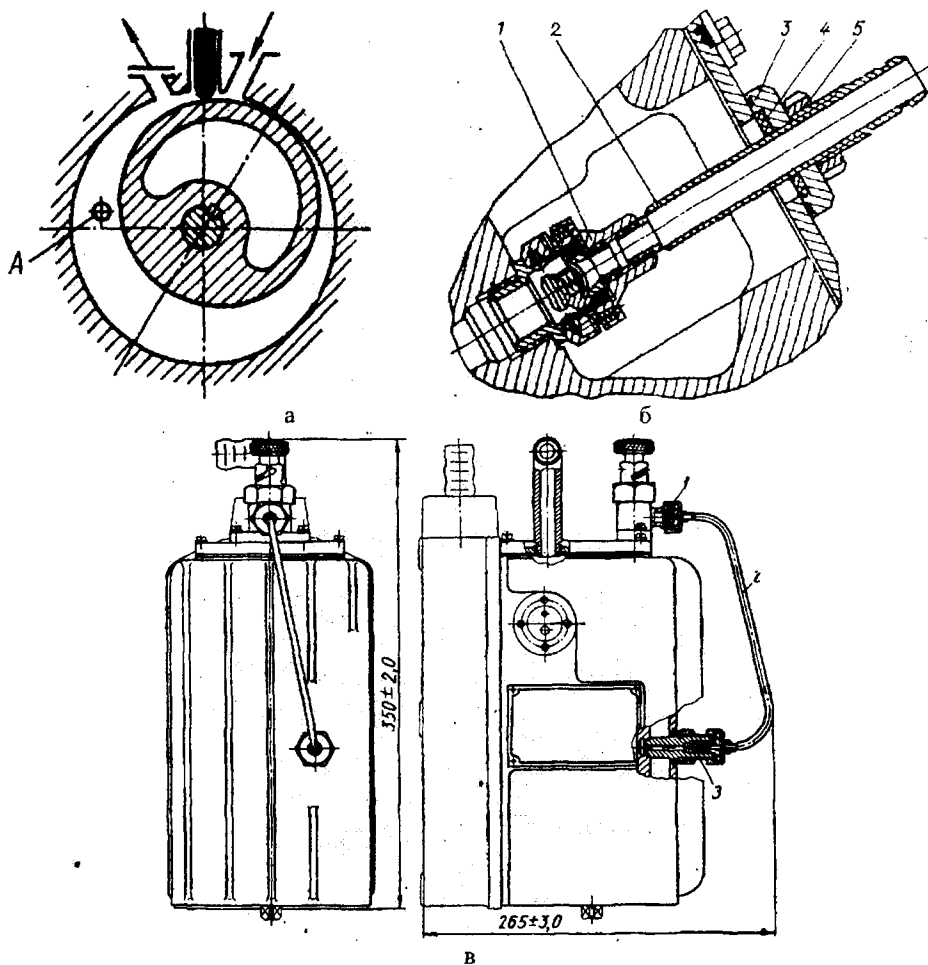


Рисунок- 2.3.33 Газобалластный вакуумный насос:

а) схема; б) дозаторное устройство (1 – клапан; 2 – трубопровод; 3 – фланец; 4 – уплотнитель; 5 – гайка); в) монтаж (1 – дозатор; 2 – воздухопровод; 3 – штуцер с клапаном)

Вакуумный насос при откачивании воздуха из системы доильной установки может довести в ней разрежение до 80–94%. Чем выше вакуумметрическое давление, тем быстрее выдаивается корова (рис. 2.3.34а). Однако высокий вакуум приводит к возникновению (рис. 2.3.34б) маститов вымени и воспалительных процессов сосков. Поэтому доение коров желательно производить при вакуумметрическом давлении 48 кПа.

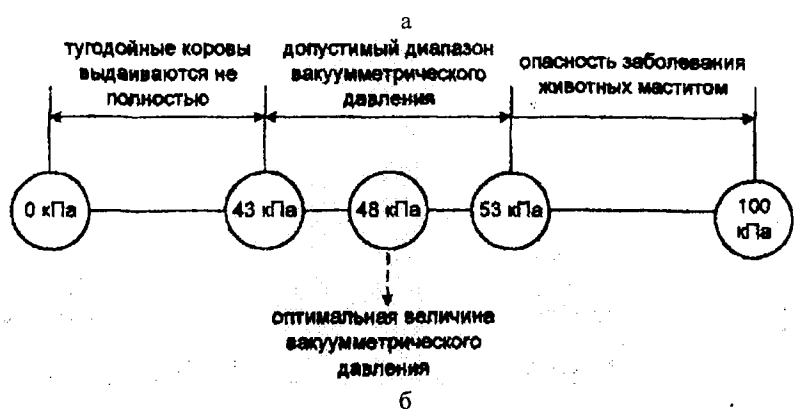
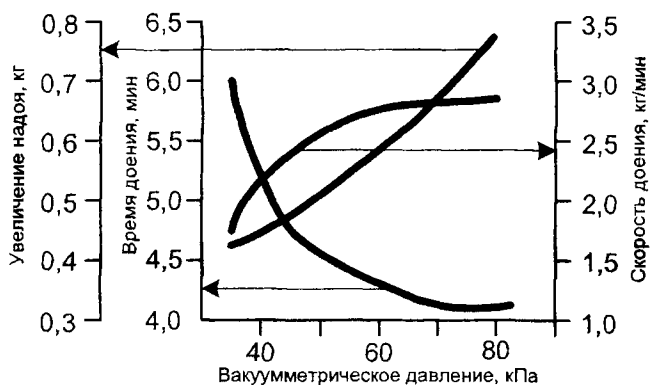


Рисунок- 2.3.34 Характеристики доения:

а) зависимость скорости доения и величины дооя от вакуума; б) характеристика диапазонов вакуумметрического давления

Поддержание этого уровня вакуума обеспечивается вакуумными регуляторами, изменением частоты вращения вакуумного насоса или числа задействованных насосов. Наиболее простое и эффективное техническое решение проблемы обеспечения стабильного вакуума – применение регулятора. Принцип действия вакуумного регулятора заключается в напуске определенного количества атмосферного воздуха для поддержания требуемого давления внутри вакуумного трубопровода. Для обеспечения требуемого уровня давления напуск воздуха должен быть регулируемым. Трудность регулирования напуска воздуха состоит в том, что по мере снятия и наде-

вания доильных стаканов поток воздуха и давления в трубопроводе меняется. Поэтому основными требованиями к вакуумным регуляторам являются чувствительность к изменению давления, скорость регулирования. Принципиальная схема вакуумного регулятора состоит из клапана, пружины и груза (рис. 2.3.35). Сила, действующая на клапан, возникает вследствие перепада давления. Действие этой силы приподнимает клапан и впускает в трубопровод воздух. Вес подвешенного груза определяет величину напускаемого потока воздуха. Нормальный вес груза составляет 1,5 кг при вакууме 50 кПа. Пружина предназначена для гашения колебаний.

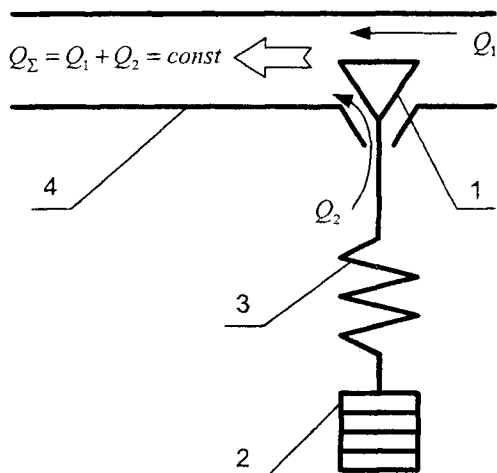


Рисунок- 2.3.35 Схема регулятора:
(1 – клапан; 2 – груз; 3 – трубопровод; 4 – пружина)

Существуют различные модификации регуляторов. Так, в самом простом регуляторе вакуума пружина отсутствует вообще. Грузовые шайбы в нем монтируют на стержне клапана. В результате, при внезапном напуске воздуха в систему доильной установки, клапан резко опускается в седло. При внезапной остановке клапана в седле возникает значительная перегрузка клапана и усиливается износ посадочных мест клапана. Поэтому отсутствие пружины в регуляторе вакуума вызывает нестабильность вакуумного режима.

Если грузовые шайбы прикрепляются непосредственно к стальному стержню, то при внезапном напуске воздуха в систему доильной установки клапан резко опускается в седло. При внезапной остановке клапана в седле возникает значительная перегрузка клапана и усиливается износ посадочных мест клапана. Очевидность этого утверждения вытекает из рассмотрения вышеприведенной физической модели клапана. Пусть жесткость стержня равна k , масса груза m . При опускании клапана с постоянной скоростью нагрузка стержня равна весу груза $F_0 = mg$ [51]. При внезапной остановке клапана груз продолжает двигаться, пока вся его кинетическая энергия не перейдет в энергию деформации стержня и клапана. После этого возникнут колебания системы стержень–груз.

Поэтому

$$W = \frac{1}{2} m \vartheta^2 = \frac{1}{2} \frac{F^2}{k} \Rightarrow F = \vartheta \sqrt{km},$$

где F – амплитуда дополнительной силы натяжения стержня.

При этом

$$\frac{F}{F_0} = \frac{\vartheta}{g} \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.3.13)$$

Так, при массе груза $m = 0,5 \text{ кг}$, жесткость стержня $k = 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$, скорости $\vartheta = 2 \text{ м/с}$ нагрузка стержня возрастет в $\frac{F}{F_0} = 12,6$ раза. Если же между стержнем и грузом включить пружину жесткости k_1 , то кинетическая энергия груза разделится между грузом и пружиной, причем

$$\frac{W_{np}}{W_{зан}} = \frac{k}{k_1} \Rightarrow \frac{W_{зан}}{W} = \frac{k_1}{k+k_1} \Rightarrow \frac{F_1}{F} = \sqrt{\frac{k_1}{k+k_1}} \leq 1. \quad (2.3.14)$$

В этом случае, очевидно, уменьшится и частота колебаний груза. Включение пружины жесткости $k_1 = 10^5 \text{ Н/м}$, лишь незначительно увеличивающей стоимость конструкции, уменьшит дополнительную нагрузку стержня до величины $F_1 = 0,22F$, не представляющей никакой опасности, так как статистическая нагрузка повысится лишь в $12,6 \cdot 0,22 = 2,8$ раза. Таким образом, пружины, применяемые в регуляторах, устраняют вредные перегрузки. Простейшим примером такого вакуумного регулятора с одной степенью свободы (для характеристики положения достаточно одной координаты) является материальная точка массы, закрепленная к концу упругой пружины (другой конец пружины жестко закреплен) и способная двигаться поступательно и прямолинейно. Доильные установки комплектуются такими вакуумными регуляторами, монтируемыми сверху или снизу вакуумного трубопровода.

В качестве пружины может использоваться мембрана. Пружина или мембрана могут монтироваться снизу или сверху груза. В большинстве современных конструкций применяется расположение пружины над грузом. Для повышения чувствительности используется серводатчик (рис. 2.3.36). В регуляторе с серводатчиком на изменение потока воздуха реагирует датчик, а затем регулятор. Поэтому в такой конструкции имеется улучшенное отношение уровня вакуума к потоку воздуха.

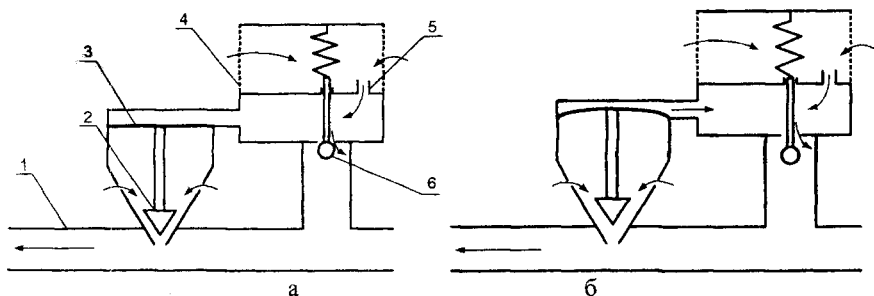


Рисунок- 2.3.36 Схема работы вакуумного регулятора с серводатчиком:

а) номинальный вакуум (1 – трубопровод; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – фильтр; 5 – отверстие дросселирующее; 6 – клапан датчика); б) повышенный вакуум

Другая конструкция вакуумного регулятора, стабилизирующего вакуумметрическое давление в системе, приведена на рисунке 2.3.37. Особенностью этой конструкции является наличие двух вакуумных и двух воздушных камер. С помощью винта устанавливают требуемое вакуумметрическое давление. Колебания вакуума устраняются с помощью импульсных трубок (2) и (3), соединяющих соответствующие вакуумные камеры. Напуск воздуха в воздушные камеры производится через патрубки (6) и (10). Схожий принцип действия имеет вакуумный регулятор, показанный на рисунке 2.3.37б.

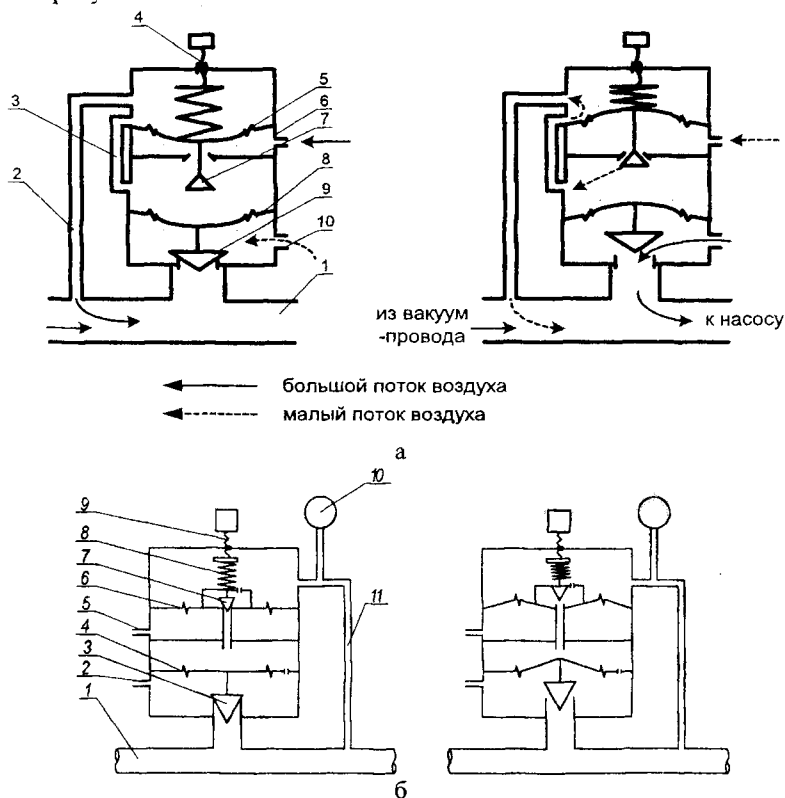


Рисунок- 2.3.37 Вакуумные регуляторы:

а) нижний регулировочный клапан (1 – трубопровод; 2 – трубка; 3 – трубка; 4 – винт регулировочный; 5,8 – мембрана; 6 – камера; 7 – клапан; 9 – клапан; 10 – патрубок); б) верхний регулировочный клапан (1 – трубопровод; 2,5 – патрубок; 3,7 – клапан; 4,6 – мембрана; 8 – пружина; 9 – винт регулировочный; 10 – вакуумметр; 11 – трубка импульсная)

Недостатком схем с вакуумными регуляторами и насосами с постоянной производительностью является то, что при малых нагрузках (мало задействованных доильных аппаратов) насос откачивает много резервного воздуха, проходящего через вакуумный регулятор. Поэтому для снижения потерь энергии при вакуумировании эффективно использование вакуумных насосов с преобразователями частоты вра-

шения. В таких насосах при малой нагрузке снижается частота вращения и, как следствие, производительность и мощность насоса. Теоретически в системах с такими насосами вакуумный регулятор вообще не нужен. Изменения вакуумметрического давления возможны также путем отключения отдельных насосов. Управление внешними электрическими цепями производится включением и выключением контактов в схемах сигнализации, автоматизации и блокировки (рис. 2.3.38). При подготовке к работе резервного вакуумного насоса включается автоматический выключатель $QF3$. В дальнейшем двигатель резервного вакуум-насоса МЗ включается в работу и отключается автоматически по сигналу, получаемому от электроконтактного вакуумметра $SP1$.

При величине вакуума в вакуум-проводе меньше заданных 43 кПа замыкаются контакты вакуумметра $SP1$ («низкий вакуум») и с помощью промежуточного реле $KV1$ подается напряжение на катушку пускателя КМЗ двигателя МЗ резервного вакуум-насоса. Вакуум-насос начинает работать. При повышении величины вакуума в вакуум-проводе больше 43 кПа контакт вакуумметра «низкий вакуум» размыкается и соответственно контакт $KV1$, но двигатель резервного вакуум-насоса МЗ продолжает работать, так как цепь катушки пускателя замкнута через блок-контакт самого пускателя КМЗ. При достижении величины вакуума в вакуум-проводе 53 кПа замыкается другой контакт вакуумметра $SP1$ «высокий вакуум» и с помощью промежуточного реле $KV2$ — размыкает цепь катушки пускателя КМЗ. Двигатель МР резервного вакуум-насоса отключается.

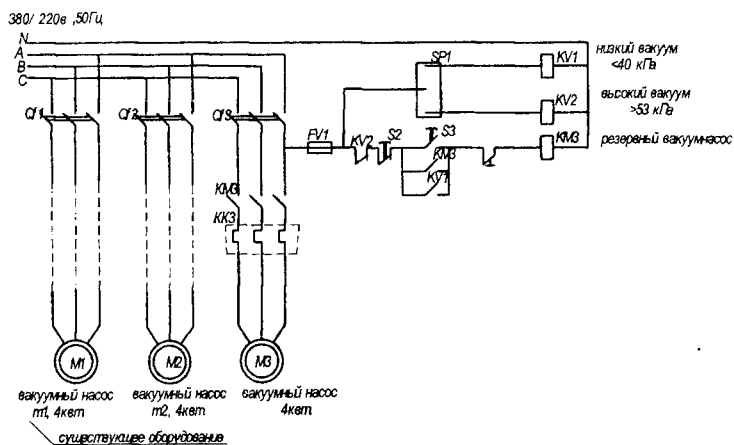


Рисунок- 2.3.38 Схема включения параллельных вакуумных насосов

Контроль правильной работы вакуумной установки (давление выхлопа, вакуумметрическое давление) производится по показаниям контрольно-измерительных приборов. Область давлений, используемая в современной вакуумной технике, 10^5 – 10^{-12} Па. Измерение давлений в таком широком диапазоне не может быть обеспечено одним прибором. В практике изменения давления разреженных газов применяются различные типы преобразователей, отличающиеся по принципу действия и классу точности (рис. 2.3.39). Приборы для измерения общих давлений в вакуумной

технике называют вакуумметрами. Они обычно состоят из двух частей: манометрического преобразователя и измерительной установки. По методу измерения вакуумметры могут быть разделены на абсолютные и относительные. Показания абсолютных приборов не зависят от рода газа и могут быть заранее рассчитаны. В приборах для относительных измерений используют зависимость параметров некоторых физических процессов, протекающих в вакууме, от давления. Они нуждаются в градуировке по образцовым приборам. Вакуумметры измеряют общее давление газов, присутствующих в вакуумной системе [34].



Рисунок- 2.3.39 Диапазон рабочих давлений вакуумметров

Действие теплоэлектрических вакуумметров основано на зависимости теплопроводности газа от давления. При не особенно низких давлениях, когда средний свободный пробег молекул значительно меньше размеров сосуда, проводимость газа почти не зависит от его давления, так как с убыванием числа молекул газа в единице объема, то есть с уменьшением его давления, увеличивается их средний свободный пробег, поэтому отвод тепла ими не подвергается изменению. При низких давлениях, когда средняя длина свободного пробега больше, чем расстояние охлаждаемого элемента от окружающих его стенок, проводимость будет зависеть только от количества молекул в единице объема, то есть от давления. В этом случае вместо среднего свободного пробега, который растет по мере уменьшения давления, основную роль играет постоянное расстояние между охлаждаемым элементом и окружающими стенками. Разумеется, переход от области давлений, в которой теплопроводность не зависит от давления газа, к области, в которой она зависит от давления, происходит постепенно, так как молекулы газа имеют максвелловское распределение скоростей. Изменение теплопроводности газа обнаруживается при наблюдении за степенью охлаждения детали какого-либо материального элемента, помещенного в этом газе. Охлаждение можно наблюдать по изменению температуры этого элемента при постоянной электрической мощности, подводимой к нему, или по изменению мощности, необходимой для поддержания постоянной температуры элемента. Определение температур производится путем измерения электрического сопротивления или измерения термо-э.д.с.

В теплоэлектрических манометрах элементом, который служит для регистрации изменений теплопроводности газа в зависимости от изменения давления, является сопротивление, изготовленное из металла с большим температурным коэффициентом сопротивления. Такой металл в виде проволочки или тонкой ленты, помещенной в баллоне головки (соединенной с измеряемым вакуумом), может служить одновременно и источником тепловой энергии и измерителем температуры. В каче-

стве наиболее простой головки манометра может быть использована электрическая лампа накаливания с вольфрамовой нитью. Эта нить как измерительный элемент включается в одну из ветвей измерительного моста (рис. 2.3.40а). Баллон электролампы при помощи стеклянной трубки соединяется с сосудом, давление в котором измеряют. В другую ветвь моста включается идентичная электролампа, запаянная при высоком вакууме. Желательно, чтобы обе лампы находились при одинаковой и постоянной температуре (например, в водяном термостате). Другие две ветви моста обыкновенно состоят из сопротивлений, возможно, меньше зависящих от температуры, например, изготовленных из константана, или находящихся при постоянной температуре. Если описанную схему уравновесить при определенном состоянии вакуума (обыкновенно при очень высоком вакууме), то при изменении давления изменятся и условия охлаждения нитей, а следовательно, и температура элемента сопротивления, в связи с чем произойдет изменение его сопротивления и нарушение равновесия моста. Удаление от состояния равновесия, определяемое по отклонению стрелки гальванометра, будет мерой давления в головке. На рисунке 2.3.40б представлена система, в которой давление может быть определено измерением на напряжения на клеммах элемента сопротивления при постоянном токе. С изменением давления изменяется и сопротивление головки. В системе, представленной на рисунке 2.3.40в, изменение давления приводит к изменению величины тока, протекающего через элемент сопротивления. Этот ток при постоянном напряжении на клеммах системы является мерой давления.

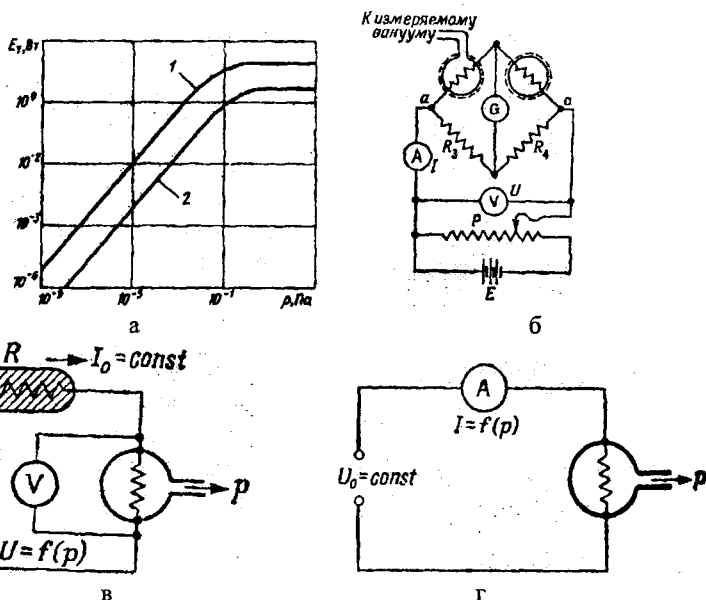


Рисунок-2.3.40 Теплоэлектрические манометры:

а) зависимость теплового потока от давления (1 – водород; 2 – воздух); б) мостовая схема; в) постоянный ток; г) постоянное напряжение

В ионизационных манометрах используется прохождение электрического тока через разреженный газ, в котором образуются ионы. В результате ионизации нейтральные частицы газа превращаются в заряженные положительные ионы и электроны. Ток положительных ионов, или ионный ток, может служить при определенных условиях мерой общего количества молекул газа, а, следовательно, и мерой давления; таким образом, измерение давления производится путем измерения силы тока. Существует несколько типов ионизационных манометров; они различаются по способу образования ионов, а также методом определения ионного тока. Ионизация газа может происходить или самостоятельно – под влиянием наложенного электрического поля, или несамостоятельно – под влиянием какого-либо ионизирующего фактора. В манометрах с самостоятельной ионизацией электрическое напряжение приложено к двум холодным электродам; образуется тлеющий газовый разряд, а величина разрядного тока служит мерой давления газа. Манометры этого рода называются газоразрядными. В манометрах с несамостоятельным разрядом источником ионизирующих частиц может быть горячий катод, помещенный в электрическом поле, созданном анодным напряжением, или какое-нибудь радиоактивное вещество. Определение вакуума происходит здесь также по величине ионного тока, так как количество образующихся в единицу времени ионов при постоянстве действия ионизирующего фактора является функцией количества молекул газа в пространстве ионизации, то есть функцией давления газа. Манометры этого рода называются ионизационными. В газоразрядных манометрах происходит самостоятельный разряд между двумя холодными электродами под влиянием приложенного напряжения. Так как процесс разряда, а также разрядный ток зависят от давления газа, то это явление используют для измерения давления. В трубке на расстоянии 10–20 см друг от друга помещены электроды – анод и катод с небольшой поверхностью (образованной, например, алюминиевой проволокой, окруженной по всей длине, за исключением конца, стеклянной трубкой). Под влиянием напряжения порядка 2000В образуется разряд с соответствующим разрядным током. Этот ток будет поддерживаться только тогда, когда каждый излученный катодом электрон образует на своем пути к аноду определенное количество положительных ионов и когда эти ионы вместе с возбужденными атомами и световыми квантами освобождают хотя бы один электрон из катода. Это возможно лишь в том случае, когда приложенное напряжение достаточно велико, а давление газов не ниже 0,1 Па. Зависимость между давлением и током для такого устройства показана на рисунке 2.3.41. Присоединенная к вакуумной системе разрядная трубка служит индикатором достигнутой степени разрежения. Хотя давление по ней нельзя определить точно, для практических целей она удобна, так как дает возможность быстро оценить степень вакуума. Разрядная трубка (рис. 2.3.41) из тугоплавкого стекла имеет два металлических электрода в виде пластин из платины, никеля или коррозионностойкой стали, к которым приложена большая разность потенциалов (2000 В).

При давлении от 100 до 3000 Па между электродами возникает* разряд в виде широкой светящейся полосы, которая постепенно сужается в узкий шнур, а затем свечение прекращается. При давлении 100 Па светящаяся полоса расширяется до стенок трубки, а затем при более низких давлениях характер разряда в разных частях трубки меняется по-разному (рис. 2.3.41в). При давлении меньше 1 Па свечение прекращается. В зависимости от рода газа меняется и цвет разряда (табл. 2.3.3).

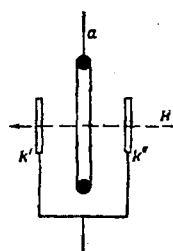
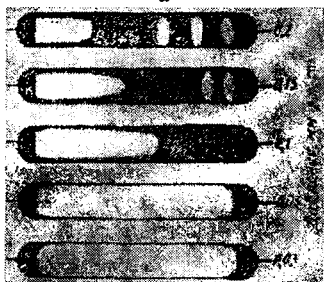
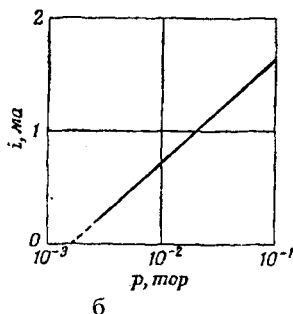
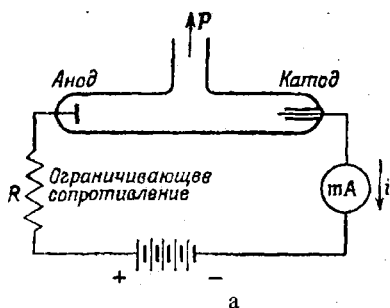


Рисунок- 2.3.41 Газоразрядные вакуумметры:

а) схема; б) градуировочная кривая; в) цветовая индикация вакуума; г) схема газоразрядного вакуумметра с магнитным полем (а – анод; к', к'' – катод; Н – магнитное поле)

Трудности применения газоразрядного метода возрастают по мере уменьшения измеряемого давления; для давлений ниже 0,1 Па самостоятельный разряд при напряжениях порядка нескольких тысяч вольт исчезает, так как электрон на своем пути встречает все меньше молекул газа, с которыми сталкивается, и выделяет свою энергию на аноде, вместо того, чтобы отдавать ее на ионизацию газа. В этих условиях измерение ионных токов встречает затруднения. Если самостоятельный разряд поместить в магнитное поле, то явление ионизации будет происходить более интенсивно, так увеличивается путь электрона, который под влиянием магнитного поля движется по винтовой линии. С увеличением пути электрона увеличивается и количество ионов при данном давлении газа. Такой манометр (рис. 2.3.41) состоит из баллона с двумя электродами: катода в виде двух металлических пластинок, (например, из тантала или алюминия, покрытых тонким слоем окисленного циркония или тория), и анода в виде кольца или проволочной рамки (например, из молибдена или никеля). Под влиянием магнитного поля порядка нескольких сот эрстед, направленного перпендикулярно к плоскости электродов, электроны при своем движении между катодом и анодом производят тысячи оборотов в секунду, двигаясь по винтообразным траекториям, благодаря чему путь ионизации становится во много раз длиннее, чем расстояние между электродами. Вероятность ионизации в этих условиях значительно возрастает, благодаря чему разряд поддерживается самостоятельно даже при давлениях ниже 10^{-3} Па.

Цветовая индикация вакуума

Газ	Цвет свечения		
	Катодного (у поверхности катода)	отрицательного	Положительного (у положительно заряженного конца трубки)
Воздух	Красный	Голубовато-розовый	Розовый; голубой при более низких давлениях
Аммиак	Голубой	Зеленовато-желтый	Голубой
Ртутный пар	Зеленый	Бело-желтый	Зеленоватый
Водяной пар	Светло-голубой	Голубой	Светло-голубой
Оксись углерода			Белый
Углекислый газ			Голубовато-зеленый

Для определения парциальных давлений какого-либо газа, присутствующего в вакуумной системе в смеси с другими газами, обычно регистрируется изменение каких-либо вторичных эффектов, зависящих от природы данного газа и от его концентрации. В некоторых случаях применяют обычные методы газового анализа смеси. Однако чем ниже давление, тем труднее использовать эти методы. В связи с этим для измерения парциальных давлений созданы специальные вакуумметры, в которых используется метод масс-спектрометрического анализа.

В масс-спектрометрических приборах анализируемый газ ионизируется. Образовавшиеся положительные ионы разделяются по массовым числам (отношение массы иона к его заряду). После разделения ионы поступают на коллектор масс-спектрометра и создают в его цепи ток, пропорциональный давлению. Таким образом, датчик масс-спектрометра состоит из трех основных узлов: источника ионов, анализатора и приемника ионов. Статические масс-спектрометры (рис. 2.3.42а) разделяют ионы в постоянном магнитном и электрическом полях. Разделение ионов времяпролетным анализатором производится в пространстве, свободном от электрического и магнитного полей во время пролета за счет разницы скоростей. В омега-тронном измерителе образовавшиеся вследствие ионизации положительные ионы с различными массовыми числами (рис. 2.3.42в) попадают под одновременное воздействие взаимно перпендикулярных полей – высокочастотного электрического поля и постоянного магнитного поля.

Высокочастотное поле заставляет ионы совершать колебательное движение между пластинами измерителя. Магнитное поле заставляет их двигаться по круговым траекториям, в плоскостях, перпендикулярных направлению магнитного поля. При одновременном воздействии обоих полей можно подобрать такое соотношение, чтобы ионы определенного массового числа совершали обороты в фазе с высокочастотным полем.

Часть ионов, собственная частота вращения которых совпадает с приложенной между высокочастотными пластинами частотой электрического поля, на каждом обороте приобретает дополнительную энергию от высокочастотного поля, за счет чего радиус траектории их движения увеличивается. В результате ионы, обладающие частотой вращения, совпадающей с частотой высокочастотного напряжения, движутся по спирали. Это продолжается до тех пор, пока ионы не попадут на расположенную поперек их движения пластину коллектора ионов. По току в цепи коллек-

тора ионов можно судить о парциальном давлении резонансного массового компонента газа. Изменяя частоту высокочастотного напряжения, получают данные о парциальном составе смеси газов.

В квадрупольном анализаторе (рис. 2.3.42г) разделение ионов по массам происходит за счет поля, создаваемого четырьмя параллельными цилиндрическими стержнями, к которым приложены переменное и постоянное напряжения. При этом в области поперечного сечения, близкой к продольной оси прибора, создается гиперболическое электрическое поле. Заряженная частица, двигающаяся вдоль оси прибора, будет раскачиваться высокочастотным полем, причем амплитуда колебаний зависит как от массового числа ионизированной частицы, так и от напряжения на стержнях. Можно подобрать параметры поля так, что в зависимости от подаваемого напряжения через фильтр из четырех стержней будут проходить ионы одной определенной массы.

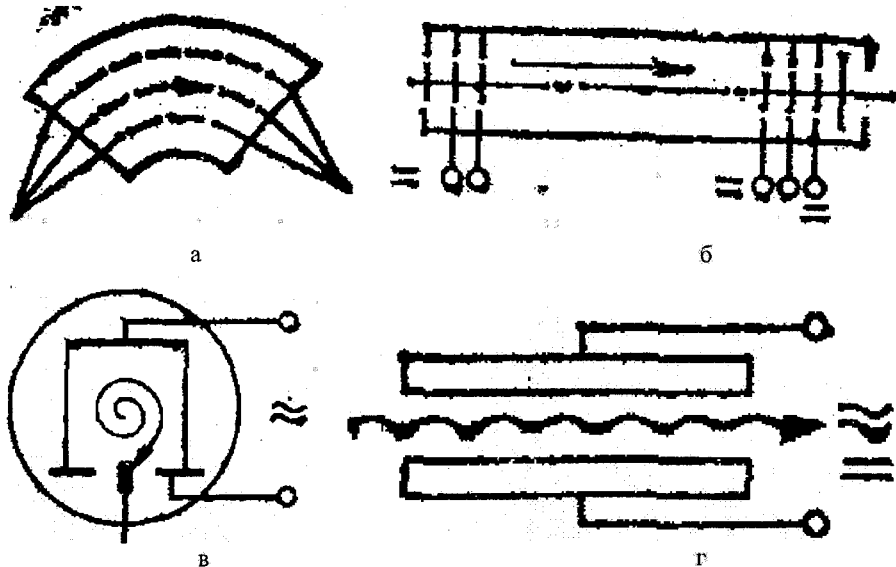


Рисунок- 2.3.42 Схемы устройств измерения парциальных давлений газов: а) с магнитной разверткой; б) времяпролетный; в) омегатронный; д) квадрупольный

Измерение давлений выше атмосферного, а также близких к атмосферному давлению (при низком вакууме) не представляет особых затруднений, благодаря значительным механическим силам, которые соответствуют этим давлениям. Величину давления в трубопроводах доильных установок измеряют механическими манометрами (рис. 2.3.43а-в). Действие этих приборов основано на деформации трубки или мембраны, по одну сторону которой находится измеряемое давление, а по другую – атмосферное. Наиболее широко (рис. 2.3.43а) применяется вакуумметр Бурдона. Основной деталью в нем является так называемая пружина Бурдона, представляющая собой изогнутую по дуге круга полую трубку с овальным или каким-либо другим вытянутым сечением (рис. 2.3.43б). Один конец трубки запаян, а дру-

гой присоединен к вакуумной системе. Необходимым условием работы пружинной трубки является деформация контура поперечного сечения. Для этого трубка обычно делается из мягкого металла (чаще всего из латуни). Поперечное сечение трубки имеет форму эллипса. Обычно отношение осей эллипса принимают от 5 до 10. При низких давлениях от перепада давлений трубка в поперечном сечении сжимается (положение (2) на рисунке 2.3.43б). В результате нижние продольные волокна трубки сжимаются, и радиус трубки уменьшается. Трубка с круглым сечением вовсе не реагирует на внутреннее давление. Обычно отношение осей эллипса для вакуумметров принимают от 5 до 10. Материалом пружины чаще всего служит латунь. Максимальная температура окружающей среды не должна быть выше 40°C . Прибор измеряет давление в пределах 10^5 – 10^3 Па. Измерение давлений ниже 10^3 Па затруднено тем, что трубка при малой жесткости должна быть достаточно прочной, чтобы выдержать атмосферное давление. Погрешность измерения равна 5% и ограничена упругим последствием трубки – медленным возвращением трубки в исходное положение после упругой деформации.

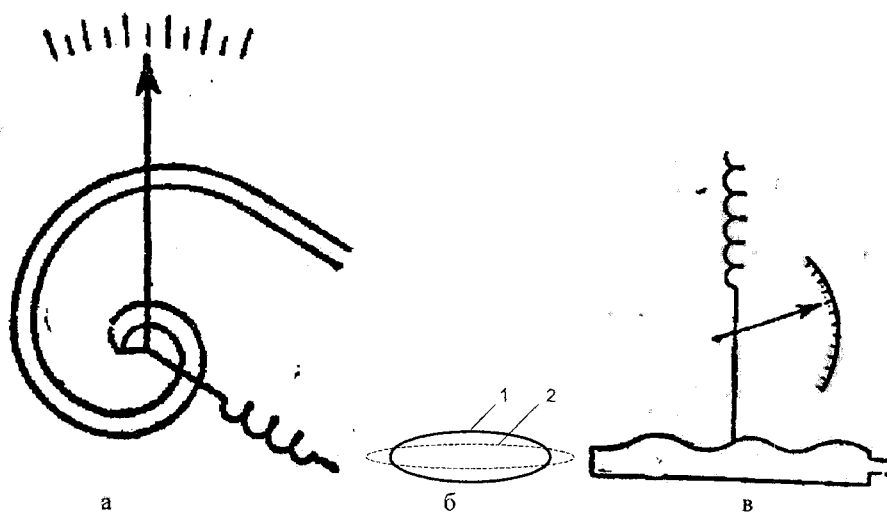


Рисунок- 2.3.43. Схемы вакуумметров:

а) трубчатый; б) поперечное сечение пружинной трубки (1 – при повышенном давлении; 2 – при пониженном давлении); в) мембранный

В мембранных вакуумметрах плоская или гофрированная металлическая мембрана под действием атмосферного давления прогибается внутрь вакуумметра. Диапазон измерения мембранных преобразователей – 10^5 – 10^1 Па. Но так как линейность показаний сохраняется только при небольших деформациях мембраны, то один прибор может измерять давления, лежащие в пределах 2–3 порядков. Нижний предел измерения ограничивается температурными деформациями, минимальной жесткостью и прочностью мембраны.

2.4 Системы учета количества молока

Точный учет надоев молока – одна из ответственных операций на молочно-товарной ферме, важное условие правильной организации производства. Для этой цели используют счетчики группового и индивидуального учета молока. Индивидуальные счетчики молока устанавливаются в разрыв молочного шланга на выходе из доильного аппарата к молочному трубопроводу. Индивидуальные счетчики могут работать по объемному или весовому принципу.

Объемные счетчики определяют либо весь объем молока сразу, либо часть объема, позволяющую расчетным путем определить весь объем. Очевидно, что во втором случае можно получить меньшие габариты счетчика, но всегда будет иметь место некоторая погрешность. Такие «частичные» счетчики, как правило, имеют в своем составе камеру, накапливающую в процессе доения коровы только 1–2% молока (рис. 2.4.1). Впускная труба такого измерительного устройства (рис. 2.4.1а) соединена с коллектором молока. Сужение трубы (3) в верхней части увеличивает скорость молока перед столкновением с распределительной пластиной (4). Распределительная пластина распределяет молоко в разные стороны (показано стрелками на рис. 2.4.1в). Часть молока (приблизительно 5%) через вертикальную щель попадает в измерительный контейнер. Остальное молоко поступает в молокопровод.

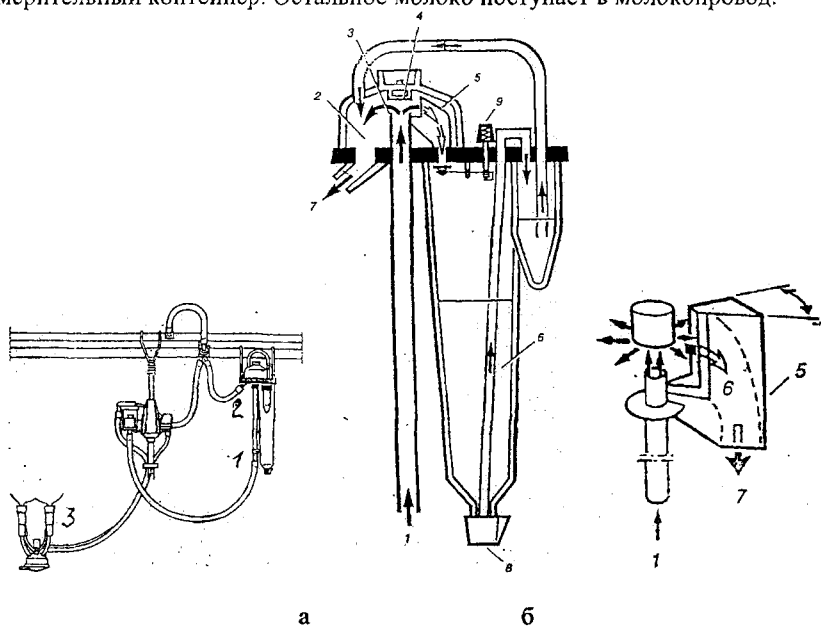


Рисунок- 2.4.1 Счетчик молока:

а) схема подключения пропорционального счетчика молока (1 – счетчик; 2 – датчик; 3 – подвесная часть); б) счетчик молока (1 – коллектор; 2 – камера верхняя; 3 – труба; 4 – пластина распределительная; 5 – нож; 6 – контейнер измерительный; 7 – молокопровод; 8 – клапан воздушный; 9 – клапан эвакуационный)

Другое подобное устройство (рис. 2.4.2) отделение части молока производит через дроссельное отверстие (10) в трубке отвода молока. Наполнение мерной камеры вынуждает поплавок (3) всплывать, перекрывая отверстие трубки (13). Воздух, поступающий через отверстие (2), создает в мерной камере повышенное давление и вытесняет молоко по трубке (11). Верхняя часть этой трубки сужена, поэтому здесь создается повышенное давление молока на ее стенки, и через калиброванное отверстие (10) и трубку примерно 2% молока от общего его количества попадает в мензурку (7). Остальное молоко через верхнее отверстие трубки (11) поступает в патрубок (12) и отсасывается в молокопровод. Показание устройства определяют по рискам шкалы мензурки, напротив которых находится уровень молока (без учета пены).

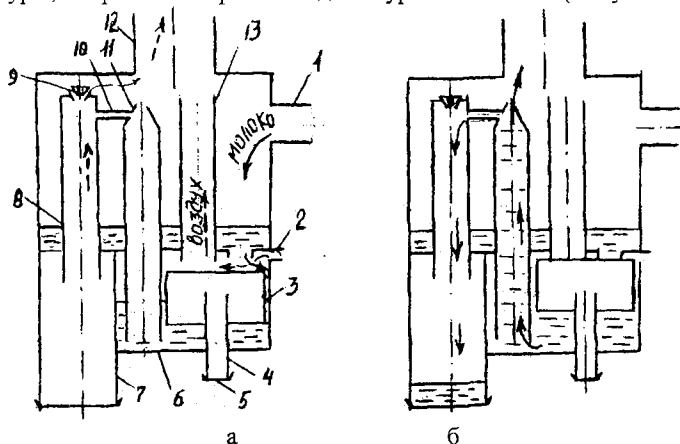


Рисунок- 2.4.2 Общий вид объемного счетчика молока с дроссельным отверстием:
 а) наполнение молоком приемной и мерной камер (1 – патрубок входа молока; 2 – отверстие для впуска воздуха; 3 – поплавок; 4 – патрубок; 5 – клапан для удаления остатков молока; 6 – корпус; 7 – мензурка; 8 – трубка ввода молока в мензурку; 9 – клапан; 10 – калиброванное отверстие; 11 – трубка отвода молока; 12 – патрубок выхода молока; 13 – трубки отсоса воздуха);
 б) опорожнение мерной камеры

Объемные счетчики молока, работающие на электронной базе, позволяют также измерять и физико-механический состав молока. Наиболее эффективный способ – прямое измерение электрических величин. Например, измерение диэлектрической проницаемости позволяет определить объемы доз молока и содержание жира в них. Ведь растворение воздуха в молоке изменяет диэлектрическую проницаемость смеси. Контроль электропроводности облегчает выявление ранних маститных форм заболевания животных: так как в молоке больных коров уровень натрия выше, а уровень калия ниже, чем в молоке здоровых коров. На современных автоматизированных доильных установках (например, в доильной установке «Westfalja») электронный индивидуальный учет (рис. 2.4.3) производится путем измерения уровня молока. Уровень молока определяется в мерной камере при помощи измерительного электрода. Измерительный электрод имеет нижнюю и верхнюю мерные точки. Обе мерные точки ограничивают точно определенный объем. Как только поднимающийся уровень молока доходит до нижней мерной точки, начинается замер продолжи-

тельности заполнения. При достижении верхней мерной точки период заполнения заканчивается; открывается клапан и замеряется продолжительность опорожнения. После освобождения нижней мерной точки клапан вновь перекрывается, замер времени опорожнения заканчивается, и начинается новый этап измерения. Исходя из длительности заполнения мерного объема в приборе управления, рассчитывается соответствующий поток молока. Таким образом, данный способ измерения основан на расчете, в частности, времени, в течение которого молоко достигает определенной высоты между мерными точками электродов. Этот поток молока принимается за основу и во время опорожнения, до начала следующего цикла измерения.

Схема упрощенной конструкции датчика интенсивности молокоотдачи на базе емкостного воспринимающего элемента приведена на рисунке 2.4.3. Заполнение мерной камеры молоком вынуждает поплавок (2) подниматься вверх и перекрывать отверстие в корпусе датчика (6). Мерная камера соединена с атмосферой отверстием (3). Под действием разности давлений в мерной камере и в полости датчика поплавок (2) плотно перекрывает вход в мерную камеру с порцией молока 100 см^3 . Так как в мерной камере установилось давление, близкое к атмосферному, а в полости датчика — вакуум, при перекрытии поплавком входа в мерную камеру отмеренная порция молока быстро удаляется по патрубку (10).

Молоко, движущееся с большой скоростью, попадает в отражатель (5), а затем в сливной стакан (7), откуда через патрубок (8) оно поступает в молокопровод. Так как сечение патрубка (9) гораздо больше сечения отверстия (3), то в мерной камере после удаления молока быстро восстанавливается вакуум, а поплавок (2) под действием собственного веса быстро возвращается в исходное состояние. Отмеренные порции молока фиксируются высокочастотным емкостным автогенераторным датчиком, воспринимающий элемент (9) которого установлен на мерной камере [32].

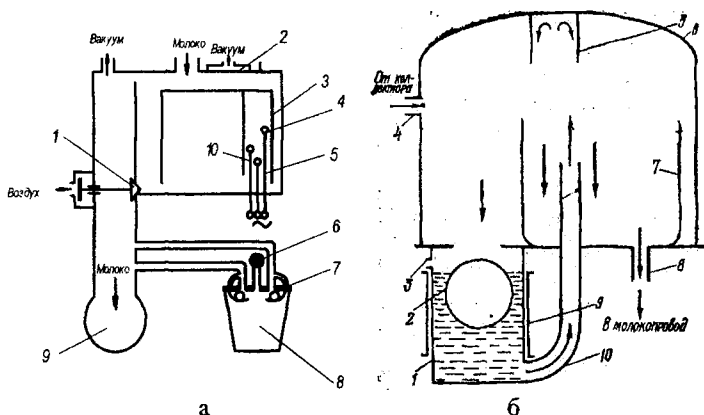


Рисунок- 2.4.3 Счетчики молока

а) уровневый (1 — клапан; 2 — мембрана; 3 — камера; 4, 5 — мерные точки; 6 — переключатель; 7 — стакан; 8 — пробоотборник; 9 — молокопровод; 10 — электрод измерения электропроводности жидкости); б) с емкостным датчиком (1 — мерная камера; 2 — поплавок; 3 — отверстие; 4, 8 — патрубок; 5 — отражатель; 6 — корпус; 7 — стакан сливной; 9 — емкостной воспринимающий элемент; 10 — патрубок)

Преобразование контролируемых величин в электрические величины осуществляют емкостными и индуктивными воспринимающими элементами (рис. 2.4.4). Емкостный воспринимающий элемент (рис.2.4.4а) учитывает изменение диэлектрической проницаемости молока. Основу его составляет коаксиальный конденсатор. На внутреннем электроде и изоляции возникает осадок молока толщиной $\delta_{\text{ж}}$. Емкость воспринимающего элемента определяет объем молока.

Емкость конденсатора определяют геометрические размеры электродов, толщина осадка молока и стенки цилиндра. Кроме геометрических размеров, на величину емкости влияют диэлектрические проницаемости осадка молока, молока и материала стенки цилиндра. Индуктивный воспринимающий элемент представляет собой виток с током.

Магнитное поле витка наводит в контролируемой среде вихревые токи проводимости и смещения. Вносимые сопротивления изменяют зазор между воспринимающим элементом и поверхностью контролируемой среды.

Чем больше величина вносимых сопротивлений при постоянных параметрах контролируемой среды, тем больше отклонение комплексного сопротивления витка от его первоначального значения и, следовательно, выше чувствительность воспринимающего элемента.

В качестве воспринимающего элемента датчика применяют катушку индуктивности, включенную в колебательный контур, питающийся от генератора синусоидальной частоты. Схема устройств с индуктивным воспринимающим элементом приведена на рисунке 2.4.4б. Основной элемент – цилиндр (радиус r_1 и высота h). В нижней части цилиндра расположена катушка индуктивности.

Внутри цилиндра размещается поплавков радиуса r_2 с короткозамкнутой катушкой. Катушка индуктивности является частью колебательного контура с генератором синусоидальной частоты [32].

Взаимную индуктивность определяет расстояние между контурами. Поэтому выходной сигнал датчика пропорционален расстоянию между контурами или объему молока, заполнившему измерительный цилиндр. Влияние молока на индуктивность усиливает радиус катушки.

Активная составляющая вносимого сопротивления достигает максимального значения при частоте порядка 109 Гц, а реактивная – на частотах 107...108 Гц, а затем уменьшается. Это обуславливается изменением свойств молока от частоты электромагнитного поля.

Мерой оценки свойств молока при данной частоте является отношение амплитуд токов проводимости и смещения. На частотах до 106 Гц молоко является проводником, на частотах более 108 Гц – диэлектриком, в промежуточной области оно обладает свойствами полупроводника (рис. 2.4.4в). Чаще всего измерение надоя производят мерной камерой объемом 100...150 см^3 .

Наполнение молоком мерной камеры формирует командный импульс, а камера освобождается от измеренного продукта. Устройства с мерными камерами, обеспечивающие эффективное измерение надоя молока, но менее пригодны для управления процессом доения из-за нелинейной зависимости времени заполнения мерной камеры от интенсивности молокоотдачи (рис. 2.4.4г). Нелинейность особенно сказывается на начальном и конечном участках характеристики [32].

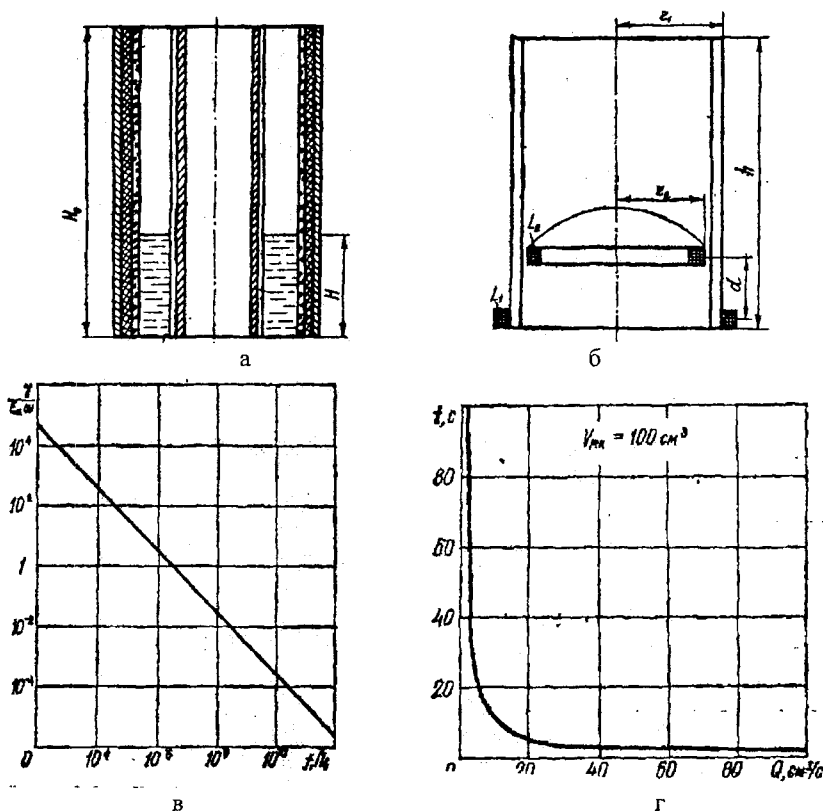


Рисунок- 2.4.4 Воспринимающие элементы доз молока:

- а) емкостной; б) индуктивный; в) связь свойств молока и частоты электромагнитного поля;
 г) связь времени заполнения мерной камеры и интенсивности молокоотдачи

Эффективность управления процессом доения выше, если датчики, измеряют объем молока, выводимый в каждом такте сосания. Средняя скорость молока измеряется по времени перемещения участка фиксированной длины. Время перемещения молока через фиксированное сечение канала преобразовывают в количество прямоугольных импульсов низкой частоты, а скорость – в длительность этих импульсов или их количество. Аналоговый сигнал, пропорциональный заполнению сечения молокопровода, преобразуют в частоту высокочастотных прямоугольных импульсов, заполняющих низкочастотные импульсы.

Измерение объемов доз молока осуществляется тремя путями – по количеству импульсов, поступивших в накопитель (с изменением длительности низкочастотных импульсов в зависимости от скорости движения молока), умножением или делением количества высокочастотных импульсов на количество низкочастотных импульсов постоянной длительности. Конструктивная реализация первого пути осуществляется установкой на базовом участке молочного шланга двух воспринимающих элементов

с расстоянием между ними l . Пересечение передним фронтом дозы первого воспринимающего элемента вызывает подачу калиброванных импульсов в накопитель, преобразующий их в напряжение. Напряжение растет пропорционально количеству импульсов до достижения (рис. 2.4.5) фронтом дозы второго воспринимающего элемента. Это напряжение запоминается и преобразовывается при постоянной частоте в длительность низкочастотных импульсов. Низкочастотные импульсы частотой формируют по сигналу второго воспринимающего элемента в течение времени перемещения дозы. Количество низкочастотных импульсов характеризует время движения дозы. Заполнение сечения молокопровода молоком, измеряемое вторым воспринимающим элементом, преобразует напряжение в частоту высокочастотных прямоугольных импульсов, заполняющие низкочастотные импульсы.

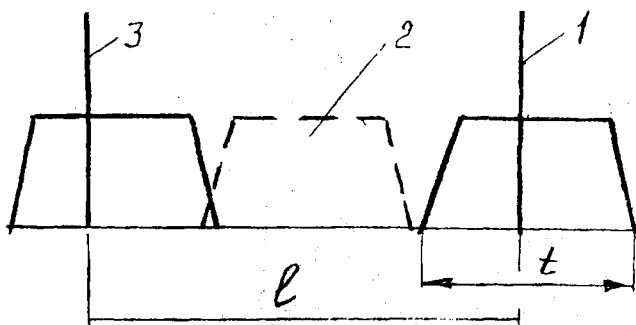


Рисунок- 2.4.5 Схема учета движения потока молока:

1 — воспринимающий элемент; 2 — доза молока; 3 — воспринимающий элемент; t — продолжительность прохождения дозой молока первого воспринимающего элемента; l — расстояние между воспринимающими элементами

Весовой счетчик молока (рис. 2.4.6а), работающий по принципу перекидных весов, определяет массу молока, поступающего в него порциями порядка 100 граммов. Как только камера перекидных весов заполнится, и вес превысит противовес, камера поворачивается. Поток молока попадает в молокопровод (рис. 2.4.6б). Заслонки клапана (10) в верхней части корпуса позволяют перед началом доения производить слив раствора промывки из камер, а после доения — остаточного молока (рис. 2.4.6в). Расположенный на штуцере спуска клапан способствует промывке и дезинфекции счетчика (рис. 2.4.6г). Клапан имеет два положения. В положении доения мембрана управления находится под вакуумом. Сток счетчика в этом положении открыт, а отверстие (6) закрыто. Во время промывки мембрана клапана переключения периодически находится под атмосферным давлением. При этом сток счетчика закрыт, а аэрационное отверстие, через которое поступает снизу в счетчик молока около 10 литров воздуха в минуту, — открыто. Поступающая в прибор жидкость заполняет его и проходит через байпас и клапан промывки из верхней части прибора в молокопровод. Недостатком рассмотренной конструкции весового счетчика молока является наличие погрешности из-за неравномерности порций молока, непостоянства напора молока к моменту формирования порции в ковше.

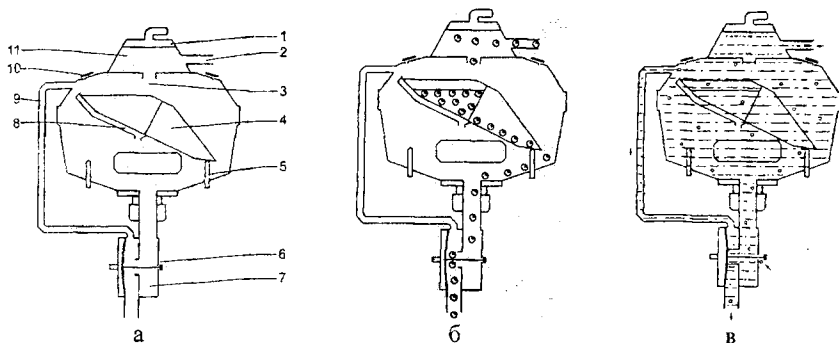


Рисунок- 2.4.6 Устройство весового счетчика:

а) схема (1 – камера запорного клапана; 2 – штуцер впуска молока; 3 – молокопроводящий канал; 4 – перекидные весы; 5 – упоры весов; 6 – аэрационное отверстие на клапане промывки; 7 – клапан промывки; 8 – канал забора проб; 9 – байпас; 10 – заслонка клапана; 11 – предварительная камера); б) доение; в) промывка

Весовые счетчики молока предварительно градуируются на заводе с помощью двух упорных винтов для перекидных весов. Упорные винты 5 (рис. 2.4.9) заплombированы и их перестановка больше не допускается. Упорные винты позволяют установить вес порции молока отдельных проборов от 95 до 105 граммов за одно перекидывание. Электроника установлена на 100 граммов для одного перекидывания. Соответствующие каждому специальному отдельному счетчику размеры порции определяются с помощью контрольных замеров и задаются в управление доильным местом в качестве меню градуировки доильного места. Электронный прибор управления корректирует с помощью специального алгоритма общую массу надоенного молока на основе установленного показателя градуировки. Для коров, которые к этому времени еще не полностью выдоены, можно продолжать процесс измерения и суммирование еще выдоенного количества молока с помощью последующего повторного включения программы доения. Только после того, как указываемый конец доения будет подтвержден дояркой с помощью нажатия кнопки подтверждения, процесс измерения заканчивается.

Групповой счетчик молока (рис. 2.4.7а) устанавливается, как правило, перед молокоприемником и фиксирует количество доз молока от группы из 50 коров, обслуживаемых одной дояркой. Его работу характеризуют два цикла – наполнение и опорожнение дозирующей камеры. Процесс наполнения (рис. 2.4.7б) начинается с поступления молока из молокопровода (1) в приемную камеру (3). Из приемной камеры молоко попадает в дозирующую камеру (8). В процессе наполнения дозирующей камеры и дальнейшего поступления молока в приемную камеру поплавков (5) поднимается вверх, поднимая вместе с собой полый шток с калиброванным отверстием (11). При этом клапан (6) отделяет дозирующую камеру от приемной. В этот момент отверстие (11) выходит из приемной камеры в атмосферу. Атмосферный воздух через отверстие (11) поступает в дозирующую камеру и вытесняет порцию молока по шлангу (9) в патрубок (12) молокоприемника (рис. 2.4.7в). Кроме того, атмосферный воздух попадает в сильфон (13), до этого находившийся в сжатом состоянии под воздействия вакуума. Давление атмосферного воздуха расширяет силь-

фон, приводя в действие счетный механизм сумматора. После вытеснения молока из дозирующей камеры за счет большего проходного сечения в шланге (9) по сравнению с отверстием (11) в трубке (4) разрежение в дозирующей камере (8) и молокоприемной камере (3) практически выравнивается, и поплавковое устройство под действием собственной массы и массы молока, накопившегося в приемной камере, опускается. Суммарная вместимость дозирующей камеры (8) и шланга (9) должна составлять ровно 1 кг молока. Длина этого шланга, изготовленного из пластифицированного поливинилхлорида (ПВХ), составляет порядка 800 мм.

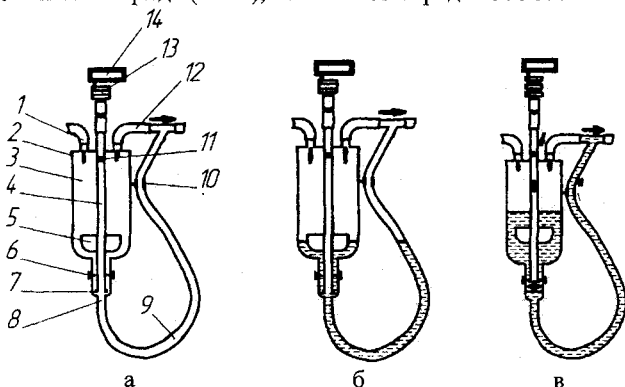


Рисунок- 2.4.7 Технологическая схема работы группового счетчика молока:

а) общий вид (1 – штуцер впуска молока; 2 – крышка; 3 – приемная камера; 4 – трубка; 5 – поплавок; 6 – перегородка клапана; 7 – клапан; 8 – дозирующая камера; 9 – отводящий молочный шланг; 10 – регулирующий зажим; 11 – калиброванное отверстие в трубке; 12 – трубка отвода воздуха в молокопровод; 13 – сильфон; 14 – сумматор); б) наполнение; в) опорожнение

2.5 Оборудование первичной обработки молока

Первичная обработка молока на ферме проводится с целью сохранения его свойств. Первичная обработка молока включает очистку, охлаждение молока (в потоке, а затем в танке-охладителе), а также (в случае необходимости) пастеризацию молока. Очистка является первым этапом первичной обработки молока. Она осуществляется в фильтрах и центрифугах. Фильтр молока состоит из корпуса (2), каркаса (4) и накидных гаек (3, 5) (рис. 2.5.1а). В случае правильной установки молоко в фильтр должно подаваться с закрытой стороны фильтрующего элемента. Если молоко подать с открытой стороны фильтрующего элемента (направление молока совпадает с направлением стрелки на рисунке 2.5.1), то молоко разорвет фильтр [52].

Центрифуга для очистки молока представляет собой вращающийся барабан, в котором в результате действия центробежной силы происходит отделение примесей, плотность которых выше плотности молока (рис. 2.5.1б). Исходное молоко (температура 24–36°C) подается сверху в центральную трубку очистителя. Затем оно поступает в центральную подводящую трубку очистительного барабана и далее – в нижнюю часть. Отсюда под напором (давление 250 кПа) молоко поступает в межтарелочное пространство очистительного барабана (число оборотов 6000–8000 в минуту) и попадает от периферии к центру и далее направляется к напорному диску.

Примеси, находящиеся в молоке, под действием центробежных сил отбрасываются к стенке грязевой камеры очистительного барабана, образуя на ней плотный осадок, который удаляют из барабана после его остановки. Недостаток приведенной конструкции молокоочистителя – необходимость в его периодической разборке и очистке грязевой камеры.

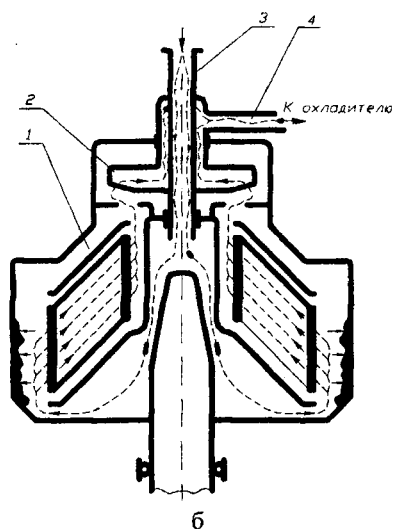
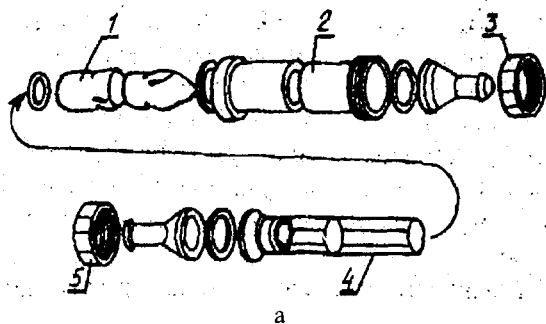


Рисунок - 2.5.1 Технические средства очистки молока:

- а) проточный фильтр (1 – фильтрующий элемент; 2 – корпус; 3, 5 – накидные гайки; 4 – каркас);
 б) центробежный (1 – тарелка; 2 – выводное устройство; 3 – трубка; 4 – трубка)*

Более совершенной является конструкция молокоочистителя с автоматической выгрузкой осадка. После набора барабаном молокоочистителя номинальной скорости вращения под поршень подают воду. Вода поднимает поршень и перекрывает разгрузочные щели в основании барабана. Очищенное молоко поднимается вверх и через отверстия в крышке барабана поступает в напорную камеру, из которой выводится напорным диском. Под действием центробежной силы механические примеси и слизь (как более тяжелые) перемещаются к периферии и оседают в грязевом про-

странстве. Для очистки грязевого пространства вода сбрасывается из-под поршня барабана. В результате этого сила, действующая на поршень снизу, уменьшается, и под действием гидростатического давления осадка и молока в барабане поршень опускается, открывая разгрузочные шели. Осадок под действием центробежной силы выбрасывается в приемник и вымывается из него водой, подаваемой через промывочную форсунку, расположенную в днище приемника осадка.

Действие наиболее распространенных типов молочных сепараторов – сливоотделителей и грязеочистителей основано на использовании центробежной силы, развиваемой при большом числе оборотов (около 7000 оборотов в минуту). В результате такого числа оборотов в барабане развивается большая центробежная сила. Если время пребывания молока в нем уменьшить, то в обрате окажется больше жировых шариков и работа сепаратора ухудшится.

По этой причине мелкие сепараторы, как правило, оставляют больше жира в обрате. Если, наоборот, увеличить время пребывания молока в барабане, то есть уменьшить производительность сепаратора, то отделение жира будет полнее. К такому приему прибегают в тех случаях, когда желают получить более бедный жиром обрат (при выработке казеина) или хотят получить удовлетворительное обезжиривание у сепаратора, который при нормальной нагрузке дает обрат высокой жирности.

Если при естественном отстаивании сливок или осаждении грязи отделение взвешенных в молоке частиц грязи или жира происходит под действием силы тяжести вследствие разницы в удельном весе этих частиц и плазмы молока, то при сепарировании, находящееся в барабане молоко подвергается действию центробежной силы, которая больше силы тяжести в 3000–5000 раз.

Отделение, например, грязи в этом случае тоже происходит вследствие разницы в удельном весе частиц грязи и плазмы молока, но скорость процесса выделения грязи будет во столько раз больше, во сколько раз центробежная сила больше силы тяжести.

Для определения скорости, с которой будет всплывать (жир) или оседать (грязь) взвешенная в молоке частица жира или грязи, применяют формулу Стокса:

$$g = \frac{2}{g} a(D-d) \frac{r^2}{\eta}, \quad (2.5.1)$$

где g – скорость всплытия или оседания частицы; a – ускорение действующей силы; D – плотность среды; d – плотность частицы; r – радиус частицы; η – вязкость жидкости.

Из рассмотрения формулы видно, что скорость будет тем больше, чем больше масса и ускорение частицы, разница в удельном весе или плотности взвешенных частиц и плазмы. Скорость снижается при увеличении вязкости жидкости. Так как $p = ma$, то для жирового шарика имеем $p_1 = m_1 a$ и для плазмы молока $p_2 = m_2 a$ (где m_1 – масса единицы объема жира; m_2 – масса единицы объема плазмы молока). Масса единицы объема или плотность жира меньше плотности плазмы молока, т.е. поэтому $p_1 < p_2$. В результате этого неравенства сил жировой шарик будет неизбежно вытесняться в сторону, противоположную действующей силе. Вектор, характеризующий силу вытеснения, по величине равен разности сил $p = p_2 - p_1$ и направлен в противоположную сторону (рис. 2.5.2).

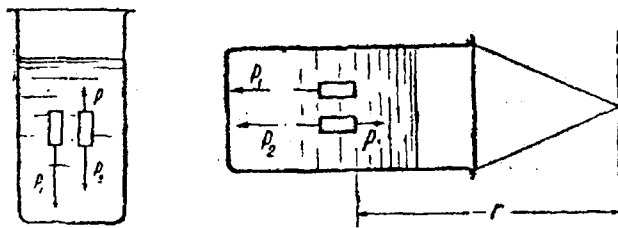
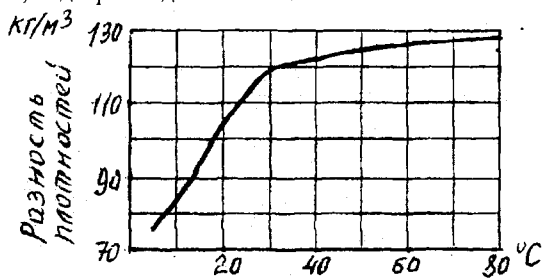


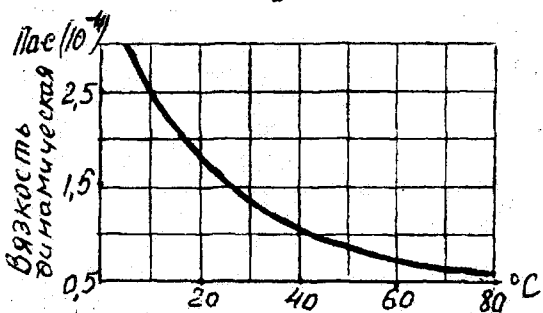
Рисунок- 2.5.2 Схема действия сил на частицы молока:
а) при естественном расслоении; б) в сепараторе

Жировой шарик будет всплывать в плазме молока в сторону противоположную направлению действующей силы в барабане в сторону оси вращения. Кроме ускорения и плотности, на скорость выделения частиц грязи или шариков жира из молока влияют также вязкость среды и радиус взвешенных частиц. Вязкость молока изменяется в связи с изменением температуры его.

При нагревании молока от 10 до 30...35°C вязкость уменьшается в два раза (рис. 2.5.3). Следовательно, во столько же раз увеличивается скорость выделения жировых шариков из плазмы молока. Отсюда вытекает практическое правило – сепарировать молоко, подогретое до 30...35°C.



а



б

Рисунок- 2.5.3 Разность плотность плазмы молока и жира (а) и кривая изменения динамической вязкости молока (б) при разной температуре

Дальнейшее нагревание мало улучшит обезжиривание, так как вязкость будет понижаться уже менее значительно, а, кроме того, разность плотности плазмы молока и жира при дальнейшем повышении температуры остается почти постоянной, в то время как до 35°C это величина возрастает. Размер жировых шариков в молоке различен. Их диаметр колеблется в пределах от 1 до 9 мкм. В формулу радиус входит в квадрате. А это значит, что если для шарика с диаметром в 6 мкм мы определили скорость всплытия 0,264 см/с, то для шарика с диаметром в 1 мкм скорость всплытия будет в 36 раз меньше. Жировые шарики в плазме молока всплывают к оси вращения барабана. Но вся масса молока, то есть плазма вместе с жировыми шариками, движется в межтарелочном пространстве к периферии. Скорость всплытия жировых шариков увеличивается, а скорость поступательного движения в межтарелочном пространстве — уменьшается (рис. 2.5.4).

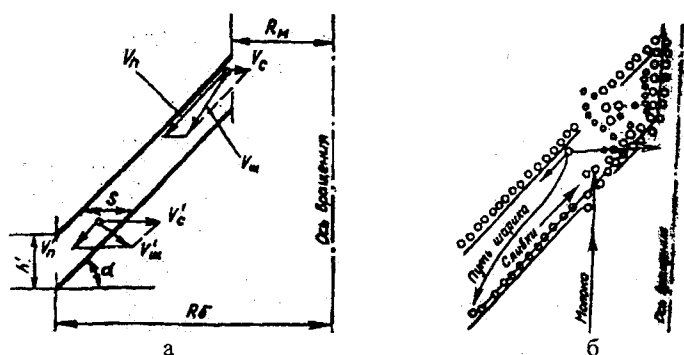


Рисунок- 2.5.4 Направление скоростей (а) и пути движения жировых шариков (б) в межтарелочном пространстве

Действительная скорость сложного движения жирового шарика определяется диагональю параллелограмма, построенного на этих скоростях. Для крупного жирового шарика, скорость всплытия велика, поэтому диагональ параллелограмма круто наклонена книзу и уже на половине пути молока между тарелками она упирается в стенку нижней тарелки. Такой шарик быстро всплывает из общего потока молока и, соединяясь вместе с другими жировыми шариками, будет двигаться по поверхности нижней тарелки к центральной трубке барабана. Скорость всплытия мелкого жирового шарика мала, а скорость потока молока остается той же. Поэтому параллелограмм будет вытянутым. Диагональ его будет упираться в нижнюю тарелку только близко ее к краю или может оказаться, что параллелограмм выходит за край тарелки. Последнее равносильно тому, что самые мелкие жировые шарики не успеют выделиться из общей массы молока за время прохождения данной порции молока между тарелками.

Эффективность работы сепаратора определяют его производительность M , температура сепарирования t , диаметр расчетного жирового шарика d , (характеризующий качество обезжиривания) и качество отремонтированной тарелки и сборки пакета тарелок. Возможные изменения режима работы проявляет формула сепари-

рования любого молочного сепаратора $\frac{M}{d^2 t \beta} = \frac{M_1}{d_1^2 t_1 \beta_1}$ (индексом 1 отмечены параметры измененного режима в отличие от параметров паспортного). Требуемая сепаратору мощность пропорциональна его фактической производительности. Поэтому изменение производительности сепаратора сохраняет постоянной удельный расход электроэнергии. Например, снижение производительности M улучшает обезжиривание (уменьшает размер d). Повышение температуры сепарирования пропорционально увеличивает производительность или улучшает обезжиривание. Между температурой сепарирования и производительностью сепаратора существует прямая зависимость. Изменение температуры молока изменяет плотность жира $\rho_{ж}$, его удельный объем V и диаметр d жирового шарика, а также скорость Стокса ϑ . Как же влияет любой из этих параметров на скорость всплытия жировых шариков [53]? Если в качестве примера взять диаметр жирового шарика, то можно записать

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{d_2^3}{d_1^3} \rightarrow \frac{d_2}{d_1} = \sqrt[3]{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \\ \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \frac{t_2}{t_1} \rightarrow \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{t_2}{t_1} \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{\rho_1}{\rho_2}} \right)^2 \end{array} \right. \quad (2.5.2)$$

При повышении температуры сепарирования от 40 до 80°C плотность жира изменяется от $\rho_1 = 905$ до $\rho_1 = 878$ кг/м³, а скорость Стокса изменяется в соотношении $\frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} = \frac{80}{40} \cdot \left(\sqrt[3]{\frac{905}{878}} \right)^2 = 2 \cdot 1,025$. Как видно, от увеличения размера жирового шарика (второй множитель), скорость Стокса возрастает только на 2,5%. Оптимальной температурой сепарирования принято считать 35–40°C. Современные сепараторы могут выделять из молока более 99% находящегося в нем жира. Чем мельче шарик, тем труднее выделить его из молока. Самые мелкие жировые шарики не выделяются при сепарировании даже в самых совершенных суперцентрифугах. Это можно объяснить в какой-то мере влиянием белкового адсорбционного слоя, имеющегося на поверхности шариков, который при сепарировании сохраняется. Поэтому при исследовании сепарирования жировые шарики надо рассматривать с учетом адсорбционного слоя. Плотность этого слоя больше плотности плазмы и жира. В формуле Стокса за расчетный диаметр жирового шарика мы принимаем наружный радиус окружающего его адсорбционного слоя, а за плотность – среднюю плотность всей массы рассматриваемого шарика (жир + белок). С уменьшением диаметра жирового шарика относительное количество адсорбированного на его поверхности белка будет увеличиваться. При определенном размере жирового шарика его плотность будет равна плотности плазмы, тогда $\rho_n = \rho_{ш}$, и для такого шарика скорость Стокса равна нулю при любом ускорении a . При дальнейшем уменьшении диаметра жирового шарика $\rho_n < \rho_{ш}$ и тогда скорость Стокса будет отрицательной, т.е. мельчайшие жировые шарики, увлекаемые окружающим их белковым слоем, будут не всплывать, а осаждаться в плазме на дно неподвижного сосуда или стенки вращающегося барабана. Критический размер мельчайшего жирового шарика r_c , находящегося в плазме молока в состоянии равновесия, определяют расчетом по известным величинам толщины и плотности адсорбционного слоя, окружающего жировые шарики [53]:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{4}{3} \pi [(r^3 - r_{\text{ж}}^3) \rho_a + r_{\text{ж}}^3 \rho_{\text{ж}}] &= \frac{\frac{4}{3} \pi [r^3 \rho_a - r_{\text{ж}}^3 (\rho_a - \rho_{\text{ж}})]}{\frac{4}{3} \pi r^3} = \rho_a - \frac{r_{\text{ж}}^3}{r^3} (\rho_a - \rho_{\text{ж}}) \\ \rho_a - \frac{r_{\text{ж}}^3}{r^3} (\rho_a - \rho_{\text{ж}}) &= \rho_n \end{aligned} \right. \rightarrow \left\{ \begin{aligned} r_{\text{ж}} &= e \frac{A}{A-1} \\ A &= \sqrt{\frac{\rho_a - \rho_{\text{ж}}}{\rho_a - \rho_n}} \\ (r - r_{\text{ж}}) &= e \end{aligned} \right.$$

где r – внешний радиус адсорбционного слоя; $r_{\text{ж}}$ – внутренний радиус этого слоя, то есть радиус шарика из чистого жира; ρ_a – плотность белкового адсорбционного слоя; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность жира; ρ_n – плотность плазмы.

Толщина адсорбционного слоя колеблется от 0,006 до 0,036 мкм. При плотности плазмы $\rho_n = 1030 \text{ кг/м}^3$ (при 36°C); плотности жира $\rho_{\text{ж}} = 910 \text{ кг/м}^3$; плотности адсорбционного слоя $\rho_a = 1320 \text{ кг/м}^3$ и толщине его 0,02 мкм радиус уравновешенного в плазме жирового шарика будет равен 0,18 мкм. Следовательно, шарик диаметром 0,36 мкм будет иметь такую же плотность, как и плазма молока, и не будет поддаваться отстою или сепарированию. Шарики несколько больших размеров будут выделяться с большим трудом. Полному выделению жира из молока сепарированием может препятствовать также броуновское движение, которому подвержены мельчайшие жировые частицы. Жировые шарики диаметром менее 1 мкм сепаратором не отделяются совсем, а остаются полностью в обрате.

Молоко – продукт скоропортящийся. В нем происходит бурный рост микроорганизмов. Свежесвыдоенное молоко обладает бактерицидными свойствами, которые сохраняются 2 часа при температуре молока 37°C , а при температуре молока 10°C – до 24 часов (рис. 2.5.5). Если молоко лишается бактерицидных свойств, то в нем быстро развиваются микроорганизмы, жизнедеятельность которых повышает кислотность молока. Анализ показывает, что при температуре молока до 10°C его можно хранить кратковременно (от 1 до 10 часов), а при температуре 4°C молоко можно хранить до двух суток без существенного нарушения качества молока.

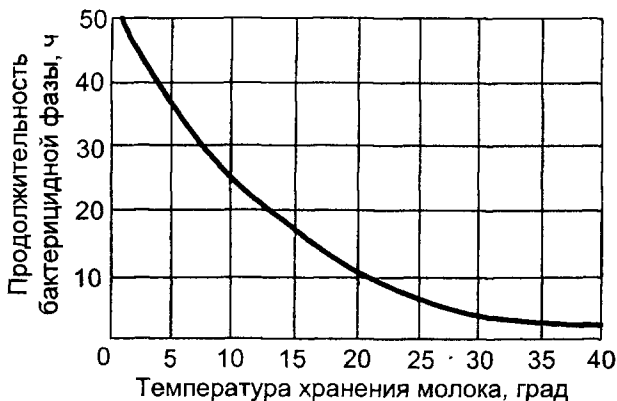


Рисунок- 2.5.5 Зависимость продолжительности бактериостатической деятельности молока от температуры его хранения

Следовательно, для сохранения качества молока его необходимо скорее охладить. Самый простой и доступный способ охлаждения молока на фермах – погружение фляг с молоком в бассейны с холодной водой. Наиболее простой способ – охлаждение артезианской или родниковой водой при температуре 2–8°C. Основным недостатком такого способа – большой расход воды. На каждую тонну молока тратится 3–4 тонны воды. С помощью проточной воды молоко можно охладить всего лишь до 13–15°C. Применяется и способ отвода тепла от молока посредством льда. Например, для охлаждения 100 кг молока требуется 110–130 кг, что экономически нецелесообразно. Этот способ характеризуется большой трудоемкостью заготовки и хранения льда, доставки его в молочную.

Хорошие результаты, с точки зрения экономии электроэнергии и ресурса молокоохладительных установок, а также времени охлаждения молока, дает применение пластинчатых охладителей. Пластинчатый охладитель представляет собой набор теплопередающих пластин, зажатых между двумя плитами стяжными болтами. Молоко, подлежащее охлаждению, поступает в коллектор, образованный отверстиями в пластинах. Из коллектора молоко подается в каждый нечетный зазор между пластинами. Холодная вода подается в каждый четный зазор между пластинами и движется в направлении, противоположном движению молока.

Интенсивность теплообмена в пластинчатых охладителях зависит от коэффициента теплопередачи, разности температур молока и воды и способа их подвода в охладитель (рис.2.5.6). В прямоточных охладителях интенсивность теплообмена в начале процесса велика (рис. 2.5.7а), но значительно снижается на выходе из охладителя. В противоточных охладителях (рис. 2.5.7б) градиент температур в течение всего процесса изменяется в значительно меньшей степени, поэтому интенсивность теплообмена также более равномерная. Поэтому в последнем случае можно получить температуру молока, близкую к начальной температуре хладагента.

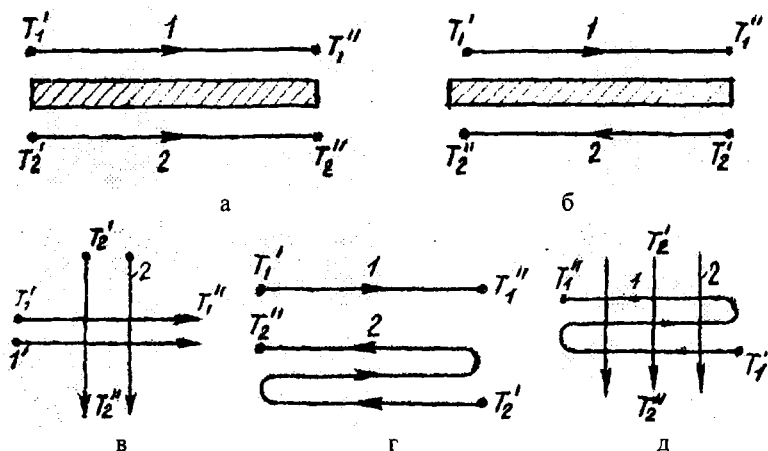


Рисунок- 2.5.6 Схема потоков молока и охлаждающей воды:

а) прямоток; б) противоток; в) перекрестный; г) смешанный; д) многократно перекрестный ток

Средний температурный напор (рис. 2.5.7) в аппарате определяют по формуле

$$\theta = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}) \quad (2.5.3)$$

где Δt_{\max} , Δt_{\min} - больший и меньший температурные напоры в аппарате.

Если температуры сред изменяются по поверхности аппарата незначительно, то средний температурный напор можно определить как среднеарифметический. Среднеарифметический напор всегда больше среднелогарифмического, и при $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} < 2$ они различаются не более чем на 3%.

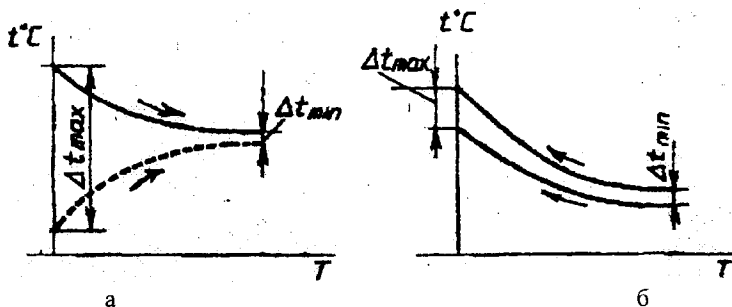


Рисунок- 2.5.7 Интенсивность теплообмена в молокоохладителях:
а) прямоточных, б) противоточных

Однако применение пластинчатых охладителей затрудняется сложностью изготовления. При этом в процессе работы пластинчатого охладителя требуется большой расход воды. Кроме того, в этих установках невозможно непрерывно поддерживать требуемую температуру. Поэтому пластинчатые охладители используются в основном для предварительного или кратковременного охлаждения молока.

Для длительного поддержания требуемой низкой температуры применяется холодильное оборудование [54–56]. Первые промышленные холодильные машины появились в XIX веке. В 1834 году была изобретена компрессионная холодильная машина и искусственное охлаждение начали применять при заготовке, обработке, транспортировке и хранении скоропортящихся продуктов. Первая установка для замораживания мяса была построена в Австралии в 1861 году в Сиднее. В России первые холодильные машины применили в 1888 году на рыбных промыслах Астрахани. В настоящее время на молочные фермы и комплексы поставляется разнообразное холодильное оборудование.

Принципиальная схема холодильной машины представляет собой обращенную схему тепловой машины (рис. 2.5.8а). В тепловой машине рабочему телу передается некоторое количество теплоты Q_1 от нагревателя – резервуара с постоянной температурой T_1 . В результате происходящих с рабочим телом процессов некоторая часть этой теплоты превращается, в работу A , а остальная теплота передается резервуару с более низкой температурой T_2 . Коэффициент полезного действия (КПД) тепловой машины η есть отношение совершаемой за цикл работы A к получаемому от нагревателя количеству теплоты Q_2 :

$$\eta = \frac{A}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (2.5.4)$$

Если тепловая машина работает обратимо, то есть по циклу Карно, то, в соответствии со вторым законом термодинамики, ее КПД зависит только от температур нагревателя и холодильника:

$$\eta = \frac{A}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.5.5)$$

В холодильной машине (рис. 2.5.8б) все процессы происходят в обратном направлении. За счет совершения механической работы некоторое количество теплоты Q_2 отнимается от резервуара с более низкой температурой T_2 . При этом резервуару с более высокой температурой T_1 передается количество теплоты Q_1 , равное сумме $A + Q_2$.

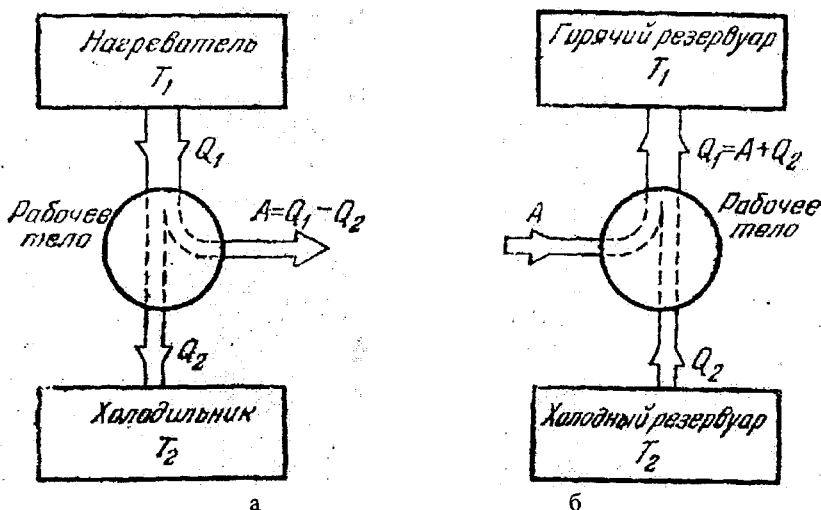


Рисунок- 2.5.8 Принципиальные схемы машин:
а) тепловая; б) холодильная

При использовании холодильной машины для замораживания воды (промежуточного хладоносителя ряда молокоохладительных установок) роль резервуара с более высокой температурой T_1 играет окружающий воздух, а роль резервуара с низкой температурой T_2 — замораживаемая вода. С целью упрощения выясним количество энергии затрачиваемой на превращение в лед m кг воды, взятой при 0°C , если температура окружающей среды равна 20°C . Для того чтобы заморозить при 0°C массу воды m , от нее нужно отнять количество теплоты

$$Q_2 = \lambda m,$$

где λ — удельная теплота плавления льда при 0°C .

Заменяя Q_1 на $A + Q_2$ и подставляя вместо Q_2 произведение λm , получим $A = \lambda m \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right)$. Коэффициент полезного действия тепловой машины тем выше, чем больше отношение T_1/T_2 . Чем больше это отношение, тем большая часть получен-

ной от нагревателя теплоты превращается в работу. У холодильной машины все наоборот: эффективность ее работы тем выше, чем меньше отношение T_1/T_2 . Как видно, работа A , которую нужно совершить, чтобы отнять у холодного тела одно и то же количество теплоты $\lambda \cdot m$, тем меньше, чем ближе к единице отношение T_1/T_2 . Таким образом, чем ближе температура окружающего воздуха к 0°C , тем меньше энергии требуется для замораживания m кг воды. Удельная теплота плавления льда λ при 0°C равна $3,34 \cdot 10^5$ Дж/кг. Поэтому для замораживания 1 кг воды потребуется совершить работу $A = 2,4 \cdot 10^4$ Дж.

Холодопроизводительность холодильной установки характеризуется количеством теплоты, отводимой от охлаждаемого объекта. Эта теплота расходуется на превращение в пар определенного количества хладагента в испарителе. Холодопроизводительность компрессора – условное понятие. Под ней понимают объем пара, отсасываемого из испарительной системы компрессором.

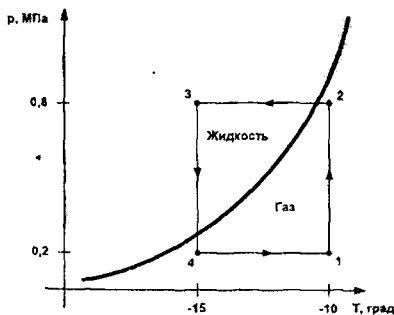
Холодопроизводительность компрессора определяется формулой $Q = Vq_v$, где q_v – удельная объемная холодопроизводительность, кДж/м^3 . Холодильная машина осуществляет перенос тепла Q_2 , отнятого у среды, окружающей испаритель, к среде, окружающей конденсатор.

В конденсаторе выделяется количество теплоты Q_1 , равное $Q_1 = Q_2 + A$, где A – работа, совершенная электродвигателем компрессора. Экономичность холодильника определяется холодильным коэффициентом ε , равным отношению количества теплоты Q_2 , отнятого от охлаждаемого тела испарителем, к работе A , совершенной при этом двигателем компрессора:

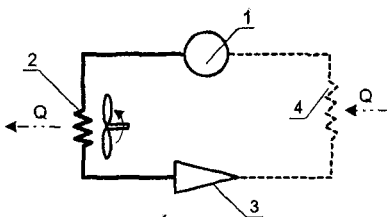
$$\varepsilon = \frac{Q_2}{A}. \quad (2.5.6)$$

Принцип работы холодильного оборудования основан на использовании процессов изменения агрегатного состояния тел, при котором происходит или поглощение тепла из окружающей среды или его выделение. Выделение тепла происходит при конденсации перегретых паров, а поглощение – при кипении жидкости.

Такая холодильная установка должна содержать (как минимум) четыре основных узла: компрессор, конденсатор, терморегулирующий вентиль и испаритель (Рисунок- 2.5.9), соединенных между собой трубопроводами в замкнутую герметичную систему, которая заполняется хладагентом.

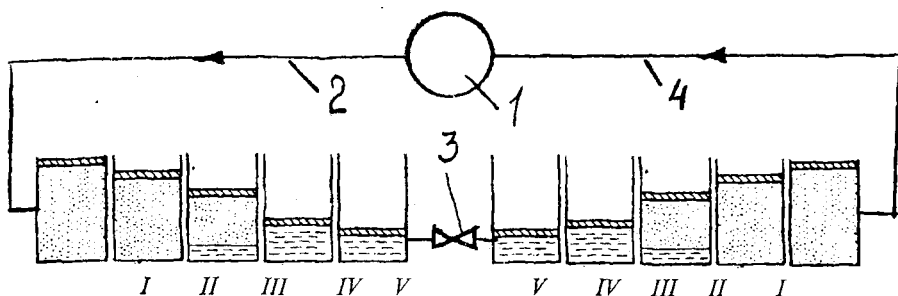


а



- хладагент линии высокого давления
- хладагент линии низкого давления
- тепловая энергия

б



6

Рисунок- 2.5.9 Холодильная установка:

а) изменение агрегатного состояния хладагента (1-2 – повышение давления газа в компрессоре; 2-3 – охлаждение газа в конденсаторе, сопровождающееся переходом хладагента из газообразного состояния в жидкое; 3-4 – впрыск жидкости из линии высокого давления в линию низкого давления, сопровождающийся кипением жидкости; 4-1 – нагрев газообразного хладагента на пути из испарителя в компрессор); б) схема (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – терморегулирующий вентиль; 4 – испаритель); в) процессы конденсации и получения перегретого пара при постоянном давлении (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – терморегулирующий вентиль; 4 – испаритель; 1 – перегретый пар; II – насыщенный пар; III – конденсация; IV – насыщенная жидкость; V – переохлажденная жидкость)

Пар может быть получен двумя способами: испарением или кипением. В процессе испарения парообразование происходит только на свободной поверхности жидкости. Это двусторонний процесс, в котором наряду с уходом части молекул из жидкости происходит и частичное возвращение молекул обратно в жидкость. В случае, если процессы ухода и возвращения молекул взаимно компенсируются, то наступает состояние динамического равновесия, пар над поверхностью становится насыщенным. Процесс испарения жидкости происходит при любой температуре, причем температура жидкости уменьшается, так как с ее открытой поверхности уходят молекулы, обладающие наибольшей энергией. Температура жидкости при испарении с открытой поверхности тем ниже, чем интенсивнее испарение. В процессе кипения пар образуется по всей массе жидкости.

Рассмотрим процесс парообразования при постоянном давлении по стадиям. Допустим, что 1 кг насыщенного жидкого хладагента заключен в цилиндр с подвижным поршнем, оказывающим на жидкость постоянное давление, большее, чем равновесное, соответствующее температуре насыщения (рис. 2.5.9в). Начнем подводить теплоту. Вода, нагретая до температуры насыщения, называется насыщенной жидкостью.

При дальнейшем подводе теплоты жидкость начинает постепенно переходить в пар, объем ее увеличивается, а температура остается постоянной. Смесь жидкости и пара при температуре кипения называется влажным насыщенным паром. Такое состояние может быть определено, если известна степень сухости пара (паросодержание), которая и изменяется от 0 до 1. Степень сухости – это массовая доля сухого насыщенного пара во влажном насыщенном паре. Степень сухости может быть задана в долях единицы или в процентах. Например, если степень сухости $x = 0,5$, то в

смеси содержится половина жидкости и половина пара; если $x = 0,9$, то влажный насыщенный пар состоит на 90% из сухого насыщенного пара и на 10% из жидкости, причем, чем больше степень сухости, тем пар суше. Если продолжать подвод теплоты к влажному насыщенному пару, то объем его будет увеличиваться, а температура останется постоянной. Наступит момент, когда вся жидкость перейдет в пар.

Пар, который имеет температуру насыщения, называется сухим насыщенным паром. Состояние сухого насыщенного пара очень неустойчиво, при отводе теплоты он начинает конденсироваться, при подводе теплоты – перегреваться. Так, если к сухому насыщенному пару продолжать подводить теплоту, происходит дальнейшее увеличение объема пара и его температуры. Сухой насыщенный пар становится перегретым. Пар, имеющий температуру выше температуры насыщения жидкости, из которой он получился, называется перегретым паром. Состояние перегретого пара более устойчиво по сравнению с сухим насыщенным.

В качестве хладагентов используются специальные вещества (изобутан, тетрафторэтан). Их особенность в том, что при атмосферном давлении они кипят (и, как следствие, поглощают тепловую энергию) в области низких температур ($-60 \dots -30^\circ\text{C}$).

В замкнутом холодильном контуре состояние смеси паров с порождающей их жидкостью (их называют насыщенными парами или парожидкостной смесью в состоянии насыщения) подчиняется точному соотношению (зависящему от природы жидкости) между температурой жидкости и давлением насыщенных паров.

Поверхность жидкости в любом замкнутом сосуде находится под действием двух сопряженных сил, направленных друг против друга (рис. 2.5.10а). Первая сила F_i – внутренняя сила в жидкости, направленная снизу вверх и стремящаяся вытеснить жидкость из сосуда. Вторая сила F_e – наружная сила, которая, напротив, стремится удержать жидкость внутри сосуда. До тех пор, пока противоположно направленные силы уравновешены, они взаимно нейтрализуются, и в сосуде нечего не происходит.

Понижение давления над жидкостью уменьшает силу F_e . В результате снижения давления сила становится меньше силы F_i , жидкость не может оставаться внутри сосуда и начинает выходить из нее в виде пара: жидкость кипит (испаряется). Подогрев жидкости также вызывает ее кипение, поскольку одновременно увеличивает внутреннюю силу F_i , действующую в жидкости. В результате подогрева сила F_i становится больше силы F_e , наружная сила не может больше удержать жидкость в сосуде и начинается ее испарение.

Если температура растет (рис. 2.5.10б), небольшое количество жидкости испаряется, что приводит к понижению уровня жидкости в сосуде и небольшому приросту объема паров. Однако, принимая во внимание то, что в результате испарения некоторого объема жидкости, требуется пространство, примерно в 30 раз большее, чем объем, который занимала испарившаяся жидкость, пары в сосуде сжимаются, и давление в нем повышается по мере того, как растет температура.

Высвобождающийся за счет испарения жидкости объем оказывается слишком малым для образовавшегося количества паров. Поэтому происходит их сжатие и рост внешней силы F_e до тех пор, пока не установится равновесие сил F_e и F_i . Что-

бы вызвать кипение жидкости достаточно либо повысить внутреннюю силу (подогреть жидкость), либо понизить внешнее давление над ее свободной поверхностью. Внутренняя сила в жидкости зависит только от температуры и природы жидкости.

При одной и той же температуре устанавливается равновесие, следовательно, давление не зависит от количества жидкости. Давление не зависит от уровня жидкости и определяется только ее температурой. Для того, чтобы смогли реализоваться соотношение между давлением насыщенного пара и температурой, достаточно одной молекулы жидкости, находящейся при данной температуре в контакте с паровой фазой. Поэтому, попадая из области высокого давления (0,6–0,8 МПа) в область низкого давления (0,15–0,2 МПа), хладагент в жидком состоянии начинает интенсивно кипеть, охлаждая среду вокруг трубы низкого давления [103].

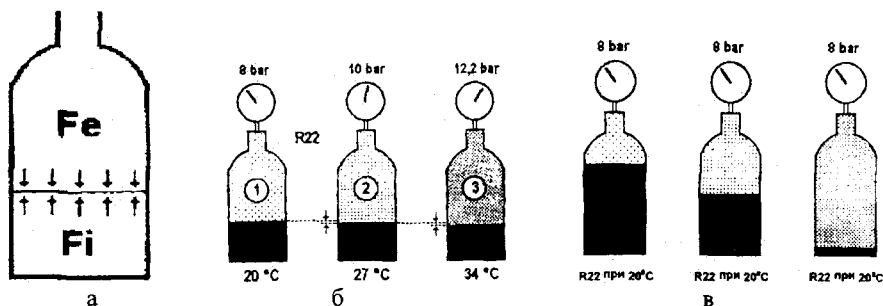


Рисунок- 2.5.10 Термодинамические зависимости хладагента:

- а) сопряженные силы на границе раздела жидкости и газа; б) соотношение между давлением и температурой; в) давление насыщенных паров от количества жидкости в сосуде

Компрессор в холодильной установке применяется для создания высокого давления в линии нагнетания. Среди широко применяемых компрессоров холодильных установок можно выделить поршневые, с катящимся ротором, винтовые и спиральные компрессоры. Современные малые поршневые компрессоры конструируют исключительно по непрямочной схеме (рис. 2.5.11а), когда всасывающий и нагнетательный клапаны расположены рядом в крышке и поток паров осуществляет поворот на 180° (рис. 2.5.11б). Это объясняется тем, что поршень непрямочных компрессоров по сравнению с прямочными существенно короче и, легче, что позволяет делать их более компактными и высокооборотными.

Совершенствование поршневых компрессоров направлено на повышение частоты вращения коленчатых валов (свыше $17\text{--}35\text{ с}^{-1}$), внедрение цилиндров с лабиринтными уплотнениями на поршне и специальных направляющих устройств, исключающих контакт со стенками цилиндра, применение высокопрочных немаetalлических материалов для клапанов и уплотнений на основе тефлона, графита, дисульфида молибдена. Снижение металлоемкости новейших конструкций поршневых компрессоров достигается совершенствованием технологии литейного производства, обеспечивающей минимальные толщины стенок отливок, а также повышением частоты вращения вала при средней скорости поршня до 6 м/с . Это достигается снижением величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра до $0,22$.

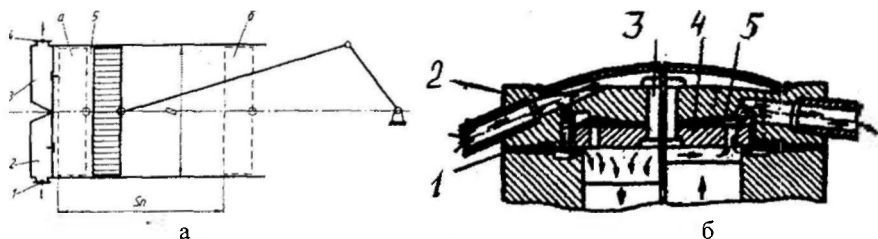


Рисунок- 2.5.11 Конструктивные особенности поршневых компрессоров:

а) компрессор (1 – стандартная точка всасывания; 2 – полость всасывания; 3 – полость нагнетания; 4 – стандартная точка нагнетания; 5 – рабочая полость цилиндра); б) клапанная плита; (1 – пластина всасывающего клапана; 2 – крышка; 3 – заклепка; 4 – плита; 5 – пластина нагнетательного клапана)

В средних компрессорах принудительную смазку в большинстве конструкций осуществляют шестеренным насосом. Наиболее надежен насос, затопленный в масляной ванне компрессора, однако такое размещение насоса громоздко и трудоемко, так как требует специального привода, иногда с помощью трех шестерен. Кроме того, такой привод служит источником дополнительного шума. Поэтому находят широкое применение насосы, ось которых совпадает с осью коленчатого вала, и привод осуществляется с помощью простых компактных элементов. Такие насосы чаще всего выполняют с шестернями внутреннего зацепления, что делает их еще более компактными и обеспечивает повышенную работоспособность на масле, насыщенном холодильным агентом. Это особенно важно для компрессоров, работающих на масле и холодильном агенте, характеризующихся хорошей взаимной растворимостью, в частности при запусках после длительной стоянки и при влажном ходе компрессора. Сечение трубопроводов подбирают так, чтобы скорость масла не превышала 0,7–1,0 м/с. Давление масла поддерживают на уровне, превышающем давление в картере компрессора на 60–250 кПа. Давление регулируется перепускным клапаном, сбрасывающим масло из нагнетательного трубопровода в картер.

В малых компрессорах чаще всего применяют барботажную смазку движущихся деталей: с помощью специальных разбрызгивателей образуют масляный туман, либо поддерживают уровень масла в картере на высоте оси коленчатого вала (затопленная смазка для сальниковых компрессоров). Принудительную смазку малых компрессоров можно осуществлять при вертикальном расположении вала с помощью центробежного насоса, выполненного на его конце, а при горизонтальном расположении вала – шестеренным или ротационным однолопастным насосом. Применяют также центробежную смазку за счет подвода масла к центру вала и отвода его по сверлениям к периметру шеек. В компрессорах без нижнего коренного подшипника используют удлинитель, насаженный на нижний конец вала (рис.2.5.12). В компрессорах с однофазными двигателями, имеющими определенное направление вращения вала, применяют шнековые насосы (со спиральной канавкой). В герметичных компрессорах с горизонтальным валом используют объемные насосы. Они сложнее в производстве, и в этом одна из причин вытеснения моделей такого типа конструкциями с вертикальным валом. При остановках компрессора содержание

хладагента в масле увеличивается, при пуске происходит его испарение и вспенивание масла, пузыри пара могут нарушить смазку. Для удаления пара, собирающегося у оси вращения вала, используют дегазационные устройства. Это обычно сверления, радиальные трубки или канавки, соединяющие верхнюю часть осевого сверления с паровым пространством кожуха компрессора (рис.2.5.12).

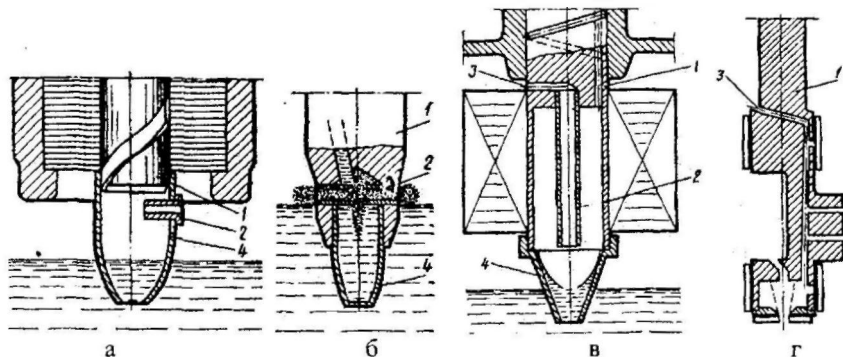


Рисунок- 2.5.12 Устройства для удаления пара из смазочного масла:

а, б) радиальные трубки (1 – вал; 2 – трубка; 4 – насадок); в) вертикальная трубка (1 – вал; 2 – трубка; 3 – сверление; 4 – насадок); г) наклонное сверление (1 – вал; 3 – сверление)

Герметичные компрессоры имеют две особенности, влияющие на условия их изготовления и сборки. Это, во-первых, недоступность узлов и деталей для осмотра и ремонта без нарушения герметичности и, во-вторых, значительный объем производства. Первое вынуждает обеспечивать большую долговечность трущихся поверхностей и высокую чистоту и сухость хладагента и смазочного масла. Второе позволяет применять в производстве такие средства, которые при меньших объемах выпуска оказываются экономически неоправданными. Большая долговечность трущихся деталей обеспечивается комплексом мероприятий. Важнейшим из них является отказ от уплотнения поршня в цилиндре при помощи поршневых колец, ускоряющих износ самих колец и зеркала цилиндра. Кольца малых диаметров (40 мм и меньше) трудно устанавливать без их поломки.

Отказ от поршневых колец вызвал значительное уменьшение зазора между цилиндром и поршнем и повышение точности их посадки. Необходимая плотность сопряжения поршня с цилиндром здесь обеспечивается за счет высокой точности зазора и его малой величины (последнему способствует также малый диаметр поршня); применением таких материалов для поршня и цилиндра, которые обладают высокими антифрикционными свойствами и большой износоустойчивостью; наличием на поршне кольцевых масляных канавок.

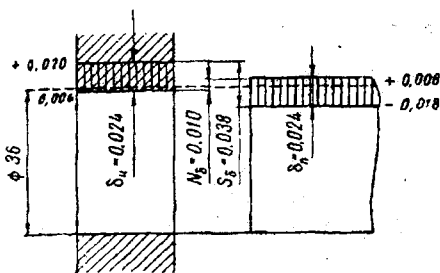
В таких установках, видимо, вынуждены идти как на относительно большие потери мощности на трение пары поршень-цилиндр, так и на относительно большие утечки холодильного агента, тем более что абсолютное значение того и другого мало. Повышение долговечности других подвижных сопряжений также потребовало повышения точности их посадки. В итоге потребовались такие допуски зазора, которые в несколько раз меньше, чем при стандартных посадках 1-го класса точности.

Так, например, зазор между поршнем и цилиндром при номинальном диаметре сопряжения, равном 36 мм, должен находиться в пределах 0,010–0,018 мм, то есть его допуск равен 0,008 мм, тогда как при посадке движения 1-го класса точности он составляет 0,009–0,035 мм и его допуск равен 0,026 мм. Естественно, что в этом случае даже при очень большом объеме производства экономически нецелесообразно добиваться такой точности изготовления сопрягаемых деталей, при которой была бы обеспечена их полная взаимозаменяемость.

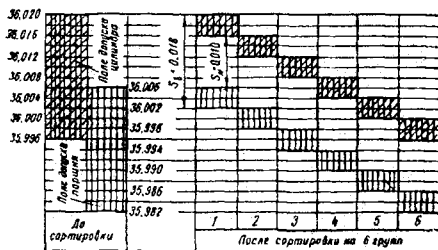
Поэтому здесь применяют селективную сборку. Поскольку в этих условиях отпадает всякая необходимость придерживаться показателей стандартных посадок, предельные отклонения назначают с позиций удобства подбора (селекции). В качестве примера на рисунке 2.5.13 представлена характеристика сопряжения цилиндр – поршень компрессора ФГК-0,7 до сортировки по действительным размерам. Из нее видно, что поля допусков обеих деталей асимметричны относительно нулевой линии, соответствующей номинальному диаметру сопряжения, равному 36 мм, причем асимметричность здесь неограниченная. Допуск отверстия цилиндра δ_c и допуск поршня δ_n равны друг другу, что также необычно для сопряжений высоких классов точности.

Величина каждого из них (0,024 мм) такова, что для отверстия (цилиндра) она является более грубой, чем допуск отверстия подобного диаметра во 2-м классе точности по ОСТ, равный 0,017 мм, а для вала (поршня) – более точной, чем во 2-м классе, где допуск равен 0,027 мм. Если бы эти детали собирались без сортировки и подбора, сопряжение характеризовалось бы переходной посадкой с наибольшим значением зазора $S_g = 0,038$ мм и наибольшим значением натяга $N_g = 0,010$ мм и, следовательно, с допуском посадки, равным 0,048 мм. Все годные готовые цилиндры и поршни подвергаются тщательному измерению для определения их действительных размеров и сортировке на шесть групп. В результате этого допуск отверстия (цилиндра) и допуск вала (поршня) внутри каждой из шести групп сокращается в 6 раз и составляет всего 0,004 мм (рис. 2.5.13).

В каждой из групп зазор колеблется от $S_n = 0,010$ мм до $S_g = 0,018$ мм. Допуск посадки сократился в 6 раз и вместо 0,048 стал равным 0,008 мм. К числу других сопряжений этого компрессора, где применяется селективная сборка, относятся сопряжения корпус – эксцентриковый вал, эксцентриковый вал – шатун, шатун – поршневой палец, поршневой палец – поршень. Одним из основных недостатков селективной сборки является необходимость разделения всего количества готовых сортируемых деталей на несколько размерных групп. В данном случае этот недостаток становится существенным потому, что число таких групп велико. Так, например, все готовые поршни должны быть разделены на 6 групп по наружному диаметру, а каждая из этих групп – на 4 группы по диаметру отверстия под поршневой палец, итого на 24 группы. Такой же разбивке подвергаются корпус компрессора (с цилиндрами и отверстием под эксцентриковый вал) и шатун. При таком малом допуске необходима очень высокая точность измерения. Поэтому в качестве измерительных средств используются пневматические поплавковые приборы, имеющие высокую точность измерения, простое устройство и высокую скорость процесса измерения.



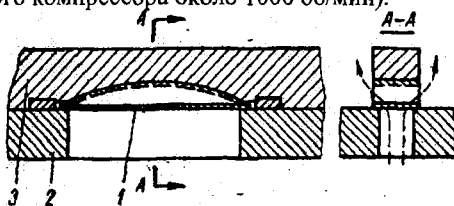
а



б

Рисунок - 2.5.13 Действительные размеры сопряжения цилиндр-поршень:
 а) до сортировки; б) в результате сортировки

Большое распространение имеют самодействующие клапаны, а среди них – клапаны с полосовыми пластинами. В клапане, схема конструкции одной ячейки которого изображена на рисунке 2.5.14а, замыкающей деталью является полосовая пластина (1) прямоугольной формы, обладающая пружинящими свойствами. В закрытом клапане пластина прижата к седлу (2). Когда давление под пластиной превышает давление над ней, под действием разности этих давлений пластина прогибается, освобождая путь холодильному агенту. Прогиб ограничивается розеткой 3. В малых герметичных компрессорах применяют клапаны с упругими пластинами, закрепленные с одной стороны, (консольные), с двух сторон или кольцевые. Пластина всасывающего клапана обычно укреплена на штифтах, запрессованных в торец цилиндра. Пластина всасывающего клапана прижата крышкой к цилиндру, пластина нагнетательного клапана расположена между крышкой и плитой, соединенных заклепкой (рис. 2.5.14б). Их толщина обычно составляет от 0,15 до 0,4 мм. Полосовые пластины работают в очень тяжелых условиях, вызванных в основном тем, что рабочие перемещения пластин происходят с очень большой частотой. Эта частота равна числу оборотов коленчатого вала, которое в большинстве современных компрессоров составляет около 1000–1500 об/мин. Таким образом, пластины подвергаются частым и сравнительно сильным ударам, поочередно то о седло, то о розетку. Тем не менее, они должны сохранять свои первоначальные форму и размеры на протяжении длительного времени. Срок службы их, например, у средних и крупных компрессоров должен составлять 3000 часов. Это значит, что пластина за время работы должна выдержать 180 миллионов ударов о седло и розетку (число оборотов коленчатого вала этого компрессора около 1000 об/мин).



а

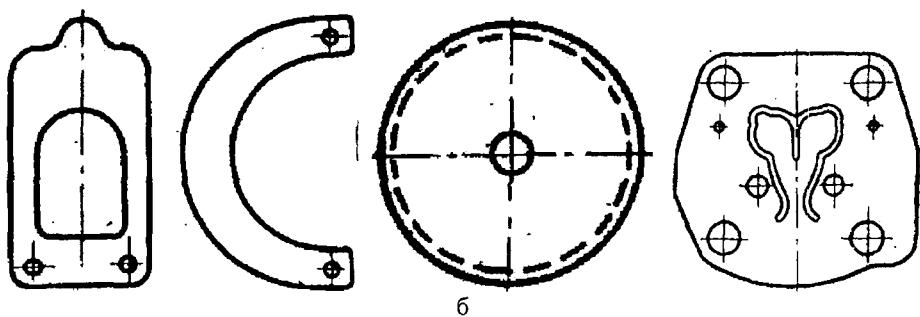


Рисунок- 2.5.14 Клапанные пластины:

а) схема работы одной ячейки клапана с полосовой пластиной (1 – полосовая пластина; 2 – седло; 3 – розетка); б) клапанные пластины малых герметичных компрессоров

Анализ причин аварийных остановок поршневых компрессоров показывает, что в 80 случаях из 100, это происходит из-за поломки пластин клапанов. Исходя из этого, материал пластин должен сочетать в себе достаточную твердость (чтобы противостоять постепенному расклепыванию пластин, то есть пластической их деформации) с высокой ударной прочностью (чтобы предупреждать образование трещин и последующее разрушение от чрезмерной хрупкости) и вибрационной (усталостной) прочностью, поскольку пластины работают в условиях знакопеременных нагрузок. Задача сочетания этих взаимно исключаящих друг друга свойств решается подбором материала и его термической обработки [103].

Накопленные знания и опыт холодильной техники обеспечили появление новых типов компрессорного оборудования – спиральных компрессоров. Идея спирали известна человечеству более 3 тысяч лет. Спирали – это кривые, закручивающиеся вокруг точки на плоскости (архимедова, гиперболическая, логарифмическая) или вокруг оси (винтовая линия).

Идея спирального компрессора была выдвинута сто лет назад. Технически воплотить идею в жизнь человечество смогло лишь к концу XX века. Практическую реализацию идеи сдерживала сложность обработки спиралей и малый конструктивный зазор между ними.

В настоящее время спиральные компрессоры вытесняют другие типы машин (особенно поршневые) с рынка холодильного оборудования. Это обусловлено тем, что они более надежны в эксплуатации, содержат на 40% меньше деталей, чем поршневые, производят меньше шума и имеют больший ресурс эксплуатации. Спиральный компрессор эффективно обеспечивает высокую степень сжатия.

Стабильный режим работы (рис. 2.5.15) спирального компрессора подтверждается графиком изменения крутящего момента на валу по углу его поворота. За последние годы объем производства спиральных компрессоров быстро увеличивается. Парк этих машин уже превышает 20 миллионов единиц. Принцип работы спирального компрессора основан на орбитальном движении подвижной спирали и сжатия хладагента путем уменьшения замкнутого объема. Это позволяет считать его самостоятельным типом ротационных компрессоров.

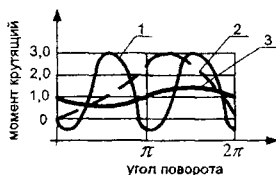


Рисунок- 2.5.15 Изменение крутящего момента на валах компрессоров:
 1 — с катящимся ротором; 2 — поршневой двухступенчатый; 3 — спиральный

Основными деталями конструкции являются одинаковые подвижная и стационарная спирали. Подвижная спираль совершает эксцентрично-колебательное движение. Хладагент, захватываемый из периферии спиралей, сжимается порциями и движется к центру, достигая максимального давления при смыкании спиралей, и выталкивается через отверстие стационарной спирали (рис 2.5.16). Точки соприкосновения спиралей отсутствуют. Между ними сохраняются минимальные зазоры. Каждая спираль своим торцом соединена с плитой или изготовлена с ней как одно целое. Свободными торцами спирали вставлены с разворотом на 180° между собой. Стационарная спираль соединена с корпусом компрессора, и вблизи ее оси имеется отверстие для выхода сжатого хладагента и два отверстия для его входа, расположенные напротив друг друга на периферии спирали. Подвижная спираль имеет хвостовик, шарнирно соединяющий ее с эксцентриком ведущего вала. Оси спиралей, оставаясь параллельными между собой, смещены на величину, равную эксцентриситету вала. Цикл всасывания совершается за один оборот вала компрессора. Цикл сжатия и выталкивания паров хладагента длится 2–3 оборота в зависимости от угла закрутки спирали и размера окна нагнетания. Орбитальное движение без поворота подвижной спирали вокруг собственной оси обеспечивают эксцентриковый вал и противоположное устройство — узел фиксации спиралей по углу. Конструкции спиральных компрессоров требуют высокой точности и чистоты поверхности спиралей, прецизионного станочного оборудования и соответствующей оснастки. Технология изготовления спиралей многими ведущими фирмами-производителями спиральных компрессоров составляет «ноу-хау». Это затрудняет освоение производства спиральных компрессоров другими фирмами. Фирма, освоившая производство спиральных компрессоров, изготавливает один-два типоразмера спиралей, а производительность машины меняет высота спиралей, величина эксцентриситета и частота вращения вала.

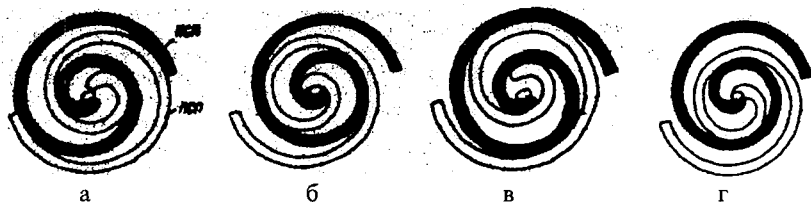
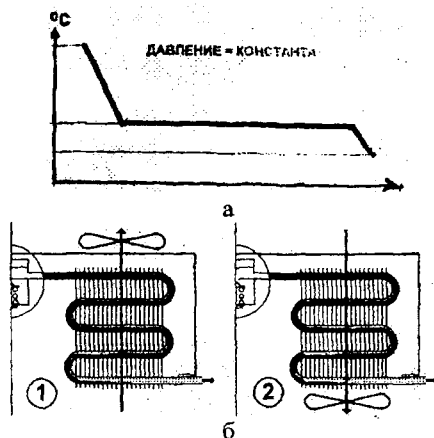


Рисунок- 2.5.16 Перемещение подвижной спирали по круговой орбите через 90° :
 а) $\varphi = 0^\circ$; б) $\varphi = 90^\circ$; в) $\varphi = 180^\circ$; г) $\varphi = 270^\circ$; НСП — неподвижная спираль;
 ПСП — подвижная спираль

Следующим за компрессором основным узлом холодильной установки является конденсатор. В конденсатор поступает газообразный хладагент с температурой около 80°C при давлении $0,8\text{ МПа}$. При этом давлении температура конденсации хладагента составляет $40\text{--}50^{\circ}\text{C}$. В конденсаторе газообразный хладагент охлаждается ниже температуры конденсации (рис. 2.5.17а). Для этого трубки с газообразным хладагентом охлаждаются водой или воздухом с температурой около $20\text{--}25^{\circ}\text{C}$. В зависимости от способа охлаждения различают конденсаторы с водяным или воздушным охлаждением. У конденсаторов с воздушным охлаждением процесс охлаждения осуществляется вентилятором. Охлаждение конденсатора производят по схеме противотока (рис. 2.5.17б). Схема 1 обеспечивает лучшее заполнение испарителя и является более предпочтительной с точки зрения улучшения холодопроизводительности. В варианте 2 зону перегрева обдувает уже охлажденный воздух. Напротив, в варианте 1 воздух, который обдувает зону перегрева, имеет более высокую температуру. Если трубки конденсатора омываются и охлаждаются снаружи водой, то получается конденсатор с водяным охлаждением (рис. 2.5.17в-г). Конденсаторы холодильного оборудования конструируют в виде коридорного или шахматного пучков труб, омываемых поперечным потоком среды (рис. 2.5.17л). В лобовой точке ($\varphi = 0$) толщина пограничного слоя набегающего и раздваивающегося потоков минимальная. По мере движения вдоль поверхности все большее количество охлаждающей среды затормаживается за счет вязкостного трения, а, следовательно, все больше становится толщина пограничного слоя. Поскольку пограничный слой образуется на криволинейной поверхности, около экватора ($\varphi \approx 82^{\circ}$) он отрывается от поверхности и уносится потоком. В кормовой области стационарного пограничного слоя уже нет, а стенка омывается возникающими за кормой вихрями, которые обмениваются охлаждающей средой с основным потоком. В лобовой точке ($\varphi = 0$) коэффициент теплоотдачи имеет максимальное значение, так как толщина пограничного слоя здесь минимальная и стенка почти непосредственно омывается холодным теплоносителем. Нагретые у стенки частицы движутся от лобовой точки вдоль поверхности, отделяя поверхность от основного потока. Чем больше φ , тем толще слой таких нагретых частиц (тепловой пограничный слой) и тем хуже теплообмен.



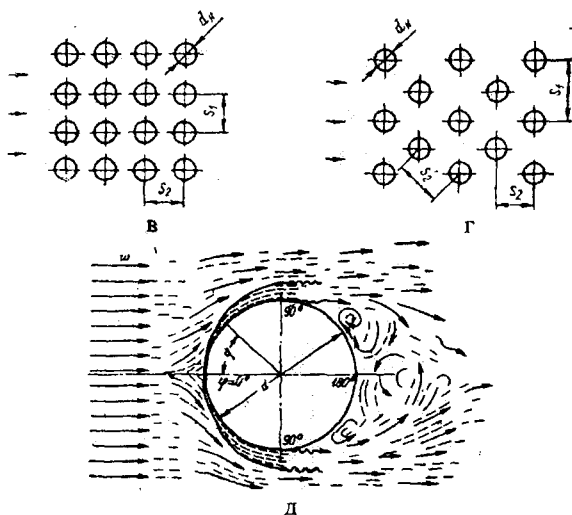


Рисунок- 2.5.17 Конструктивные параметры конденсаторов:

а) изменение температуры хладагента в конденсаторе; б) направление движения потока воздуха; в) коридорный пучок труб; г) шахматный; д) угловые параметры обтекания трубы

Конденсация может происходить как в объеме пара, так и на охлаждаемой поверхности. В теплообменных аппаратах холодильных установок конденсация происходит обычно на твердой поверхности (внутри или снаружи труб, в плоских каналах). Для осуществления этого процесса необходимо, чтобы температура поверхности была ниже равновесной температуры насыщения хладагента при данном давлении для чистых веществ и при парциальном давлении для парогазовых смесей. В холодильных машинах все металлические поверхности смачиваются рабочими веществами, поэтому жидкая фаза стекает по поверхности в виде пленки. При конденсации пара на вертикальной стенке (рис. 2.5.18а) толщина пленки конденсата увеличивается по мере ее стекания вниз от нуля. Теплоотдача при конденсации определяется теплопроводностью через пленку жидкости. Поэтому температура слоев пленки изменяется линейно (рис. 2.5.18б) от температуры стенки до температуры конденсации. Термическое сопротивление движущейся ламинарно пленке оказывает влияние на теплообмен при конденсации. Чем больше теплота парообразования и плотность жидкости, тем меньший ее объем отводит одно и то же количество теплоты. При уменьшении объема конденсата уменьшается и толщина пленки, то есть увеличивается коэффициент теплоотдачи. Наоборот, увеличение вязкости снижает коэффициент теплоотдачи из-за возрастания толщины пленки. На рисунке 2.5.18в показано изменение толщины пленки конденсата по высоте вертикальной стенки для воды, аммиака ($R717$) и хладагента $R12$ при $T_x = 313 \text{ K}$ и среднелогарифмической разности температур 10 K . Несмотря на то, что толщина пленки конденсата $R12$ в 1,5 раза меньше, чем пленки воды, его коэффициент теплоотдачи примерно в 7 раз меньше, чем у воды. Это объясняется сравнительно низкой (примерно в 10 раз меньшей) теплопроводностью $R12$ по сравнению с водой.

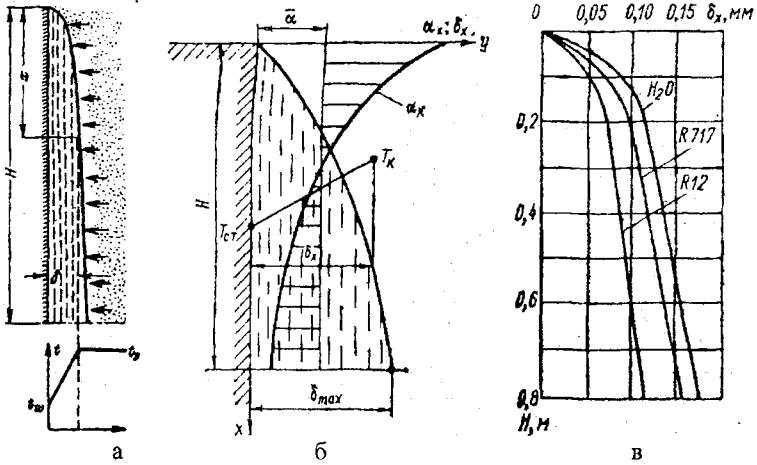
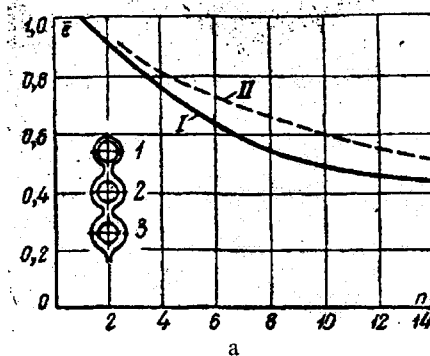
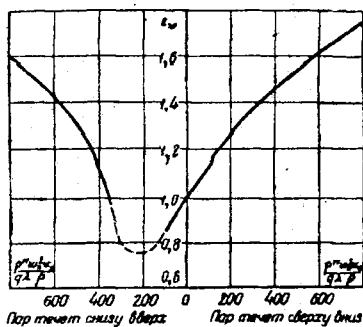


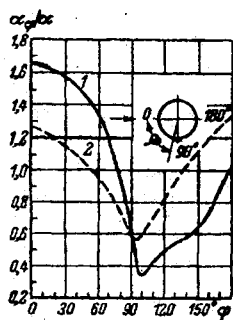
Рисунок- 2.5.18 Закономерности изменения параметров конденсации: а) температуры; б) коэффициента теплоотдачи; в) толщина пленки конденсата

В коридорных пучках основная масса потока проходит между трубами, а поэтому лобовая и кормовая части труб омываются менее интенсивно, чем те же части одиночной трубы (рис. 2.5.19а). Шахматное расположение труб в пучке способствует большей турбулизации потока, а значит, лучшему теплообмену. Пар движется относительно пленки жидкости и воздействует на нее. Если они движутся в одном направлении, то происходит уменьшение толщины пленки, а при значительных скоростях пара и ее турбулизация (рис. 2.5.19б). Коэффициент теплоотдачи возрастает. При движении пара и пленки в противоположных направлениях пар тормозит пленку и при малых скоростях увеличивает ее толщину, что приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи. Дальнейшее увеличение скорости пара вызывает турбулизацию пленки жидкости, и ее утончение, коэффициент теплоотдачи увеличивается. При больших значениях числа Рейнольдса коэффициент теплоотдачи в кормовой области трубки может быть даже выше, чем в лобовой точке (рис. 2.5.19в). Теплообмен улучшается вследствие интенсивного вихревого движения теплоносителя за трубой.





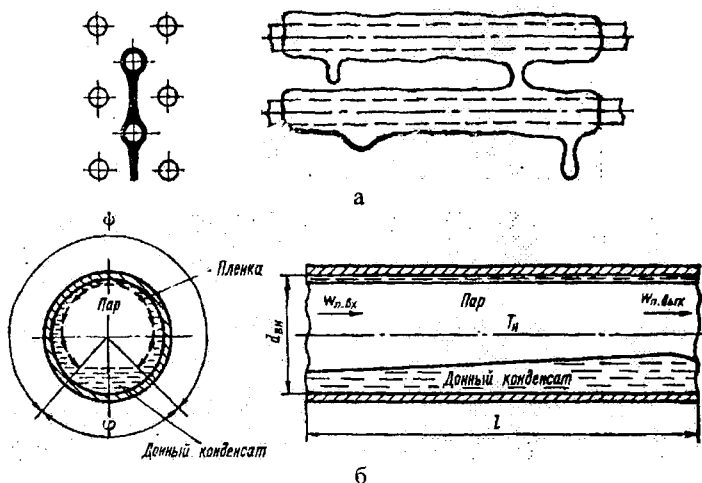
б



в

Рисунок- 2.5.19 Влияние различных факторов на интенсивность теплообмена: а) число горизонтальных рядов в коридорном I и шахматном пучках II; б) скорости пара; в) режима течения (1 – $Re = 1 \cdot 10^4$; 2 – $Re = 4 \cdot 10^4$)

Конденсат с горизонтальных трубок стекает в виде отдельных струи и капель (рис. 2.5.20а), которые, попадая на нижележащую трубу, с одной стороны, увеличивают толщину пленки, а с другой – турбулизируют ее. В хладоновых кожухотрубных конденсаторах применяют накатные оребренные трубы с коэффициентом оребрения 2,7–4,5. Коэффициент теплоотдачи при конденсации на оребренных трубах выше, чем на гладких, из-за того, что ребра выступают над поверхностью пленки конденсата. При определенных шаге и конфигурации ребер в результате действия капиллярных сил происходит стягивание конденсата с торцов ребер в межреберные канавки, что приводит к утончению пленки конденсата на поверхности ребер и, как следствие, к улучшению теплоотдачи.



б

Рисунок- 2.5.20 Схема конденсации пара:

а) снаружи горизонтальных труб; б) внутри горизонтальных труб

Существенное влияние на теплообмен при конденсации внутри труб оказывает соотношение между силой трения на поверхности раздела фаз и силой тяжести в пленке. При малых плотностях теплового потока и скоростях пара пленка конденсата стекает с внутренней боковой поверхности трубы на ее дно, образуя донный конденсат (рис. 2.5.20б). Возникает расслоенный режим движения, характерный для конденсаторов холодильных машин. Так как толщина донного конденсата значительна, то теплообмен в этой части малоинтенсивен. Основной теплообмен происходит на участке трубы, не занятом донным конденсатом и определяемом пленочным углом. При постоянном температурном напоре по длине трубы и свободном стоке пленочный угол изменяется в пределах 110–130°.

После конденсатора хладагент в жидком состоянии под давлением поступает в терморегулирующий вентиль, разделяющий системы высокого и низкого давления. В каждый момент времени он должен подавать в линию низкого давления только такое количество хладагента, которое, с учетом текущих условий работы, может полностью выкипеть (рис. 2.5.21). Перегретые пары покидают нагнетающий патрубок компрессора и попадают в конденсатор. Перегрев паров снижается при постоянном давлении. Затем появляются первые капли жидкости. Далее молекулы газа продолжают конденсироваться, и появляется все больше и больше жидкости, остается все меньше и меньше паров. После конденсации всего хладагента жидкость под действием воздуха, охлаждающего конденсатор с помощью вентилятора, продолжает охлаждаться.

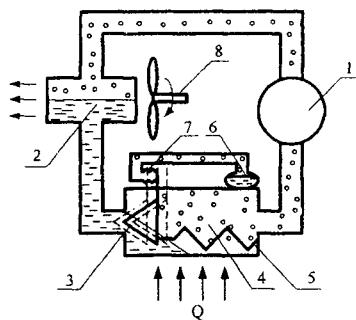


Рисунок- 2.5.21 Термодинамические процессы в холодильном контуре:
 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – терморегулирующий вентиль; 4 – конденсатор;
 5 – пружина; 6 – термобаллон; 7 – диафрагма; 8 – вентилятор

Жидкий хладагент с температурой около 20–25°C после конденсатора, попадая в испаритель с давлением 0,15 МПа, будет кипеть в любом случае. Это обусловлено тем, что при давлении 0,15 МПа хладагент кипит даже при отрицательной температуре. Поэтому, имея собственную температуру 20–25°C, он начинает кипеть и стремится снизить свою температуру до температуры кипения. Если снаружи имеется теплоприток, то кипение становится более интенсивным.

Однако если теплоприток снаружи малый, то до компрессора может выкипеть только часть хладагента. Это недопустимо, потому что в компрессор не должен попадать жидкий хладагент. Следовательно, при малых теплопритоках терморегули-

рующийся клапан должен впускать малое количество жидкого хладагента в испаритель. Так происходит, например, если испаритель находится в среде с хорошо охлажденным молоком или водой. С другой стороны, при больших теплопритоках и малом количестве хладагента в испарителе хладагент быстро выкипает. В дальнейшем в испарителе происходит процесс нагрева образовавшихся насыщенных паров хладагента. Поэтому малое количество хладагента поглощает мало теплоты. Процесс охлаждения идет медленно.

На основании рассмотренных явлений можно сделать вывод, что количество выпускаемого терморегулирующим клапаном хладагента в испаритель тем больше, чем выше температура охлаждаемой среды. При этом хладагент до того, как покинуть испаритель, должен полностью выкипеть и иметь температуру на несколько градусов выше температуры кипения. Для выполнения этого требования в отечественных терморегулирующих клапанах подача хладагента регулируется термобаллоном (позиция 9) на рисунке 2.5.22а). Термобаллон поддерживает постоянную разность между температурой хладагента на выходе из испарителя и температурой кипения хладагента (то есть перегрев пара). Обычно указанная разность температур поддерживается на уровне 5°C . Терморегулирующие клапаны могут иметь переменное или постоянное сечение отверстия клапана. К клапанам с переменным гидравлическим сопротивлением относятся клапаны с внутренним или внешним выравниванием и пилотные клапаны.

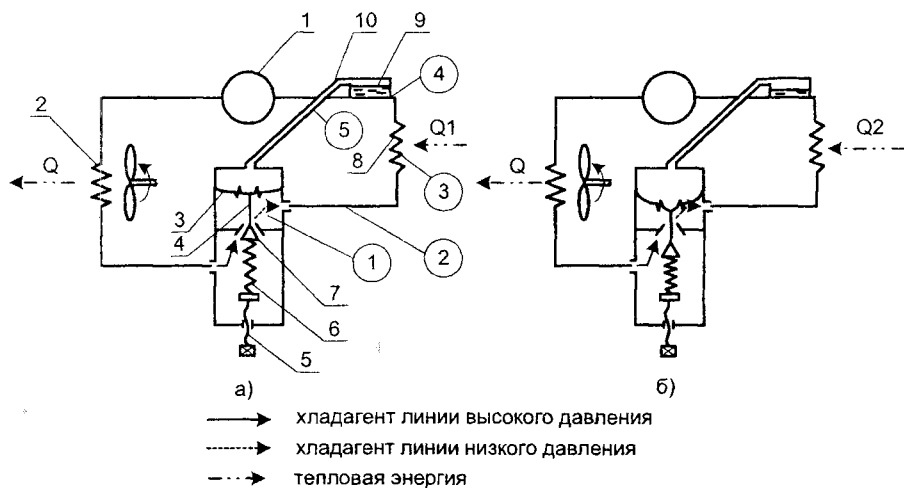


Рисунок- 2.5.22 Схема установки с термовентилем с внутренним выравниванием:
 а) тепловая нагрузка средняя (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – винт; 6 – пружина; 7 – клапан; 8 – испаритель; 9 – термобаллон; 10 – капиллярная трубка);
 б) тепловая нагрузка большая ($Q_1 < Q_2$); в области, обозначенной кружком, имеют место следующие параметры (давление и температура, состояние хладагента): 1 – 0,186 МПа, -15°C , жидкость; 2 – 0,186 МПа, -15°C , жидкость; 3 – 0,186 МПа, -15°C , насыщенный пар; 4 – 0,186 МПа, -10°C , перегретый пар; 5 – 0,223 МПа, -10°C , насыщенный пар)

Терморегулирующие вентили с внутренним выравниванием применяют в основном только в малых холодильных системах при температуре кипения выше -30°C , где сопротивление движению хладагента в приборе охлаждения невелико (падение давления в приборе охлаждения). В таких вентилях испаритель, как правило, короткий и давление от испарителя до компрессора почти одинаковое.

Как видно (рис. 2.5.23а), температура хладагента в испарителе на определенной длине остается постоянной. Часть жидкого хладагента, поступившая в испаритель, превращается в пар при низком давлении (рис. 2.5.23б) и температура оставшейся жидкости снижается до -15°C . При дальнейшем движении по трубопроводу испарителя концентрация пара увеличивается при постоянном же давлении, а температура остается постоянной до тех пор, пока не выкипит весь жидкий хладагент. Затем насыщенный пар начинает перегреваться. Степень перегрева пара фиксируется термобаллоном. Температура термобаллона является причиной величины давления в управляющей линии (рис. 2.5.23б, позиция (3)). Изменение тепловой нагрузки изменяет длину выкипания хладагента и степень перегрева. Результатом этого является изменение перепада давления кипения в испарителе и термобаллоне.

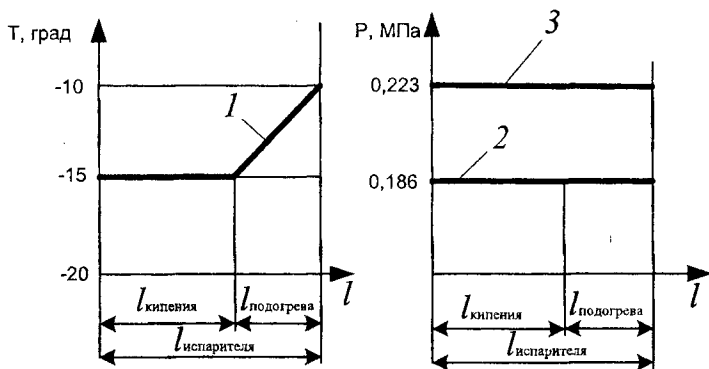


Рисунок- 2.5.23 Изменение температуры хладагента (1) и давления в испарителе (2) и термобаллоне (3)

Холодильные машины, имеющие испарители значительной длины (например, низкотемпературные установки), характеризуются большими гидравлическими сопротивлениями контура. В таких испарителях давление хладона на выходе ниже, чем на входе. Обеспечить требуемое открытие клапана можно только при увеличении перегрева, то есть при уменьшенном заполнении испарителя, что снизит производительность установки. Поэтому в таких холодильных машинах, имеющих испарители, в которых падение давления более $0,2 \cdot 10^5$ Па, применяют терморегулирующие вентили с внешним выравниванием (рис. 2.5.24). В их корпусе устанавливается диафрагма, благодаря которой под мембрану подается давление не со стороны входа, а со стороны выхода испарителя – по уравнительной трубке. Поскольку давление на выходе более низкое, то перепад давлений на мембрану при этом же значении перегрева (5°C) больше и заполнение испарителя становится более полным. Как видно (рис. 2.5.24а), температура хладагента в испарителе с внешним выравнивани-

ем на определенной длине является переменной. Часть жидкого хладагента, поступившая в испаритель, превращается в пар при низком давлении, составляющем 0,186 МПа (рис. 2.5.24б) и температура оставшейся жидкости снижается до -15°C . При дальнейшем движении по трубопроводу испарителя концентрация пара увеличивается при переменном давлении. Снижение давления до 0,166 МПа обусловлено величиной гидравлических потерь. Температура кипения хладагента также снижается до -18°C . Затем насыщенный пара начинает перегреваться при постоянном давлении 0,166 МПа (рис. 2.5.24в, позиция (2)). Степень перегрева пара фиксируется термобаллоном. Температура термобаллона является причиной величины давления в управляющей линии (рис. 2.5.24в, позиция (3)).

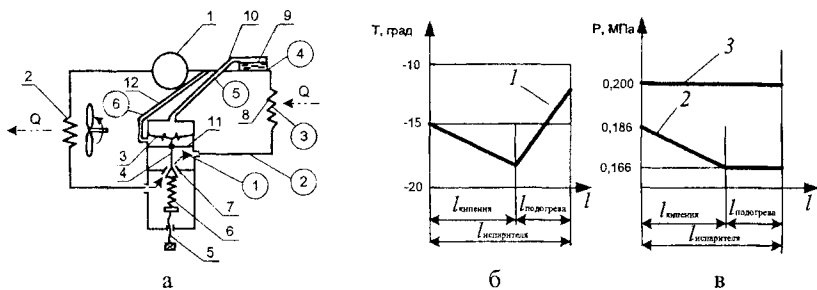


Рисунок – 2.5.24 Холодильный контур с терморегулирующим вентилем с внешним выравниванием:

- а) схема (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – винт регулировочный; 6 – пружина; 7 – клапан; 8 – испаритель; 9 – термобаллон; 10 – капиллярная трубка; 11 – перегородка; 12 – трубка уравнивательная (в области, обозначенной кружком, имеют место следующие параметры (давление и температура, состояние хладагента): 1 – 1,86 ата, -15°C , жидкость; 2 – 0,166 МПа, -18°C , жидкость; 3 – 0,166 МПа, -18°C , насыщенный пар; 4 – 0,166 МПа, -13°C , перегретый пар; 5 – 0,200 МПа, -13°C , насыщенный пар; 6 – 0,166 МПа, -13°C , перегретый пар; б) изменение температуры хладагента; в) изменение давления (1 – температура в испарителе; 2 – давление в испарителе; 3 – давление в термобаллоне)

Пилотные терморегулирующие вентили (рис. 2.5.25) в основном используются в холодильных системах большой производительности. Они состоят из пилота и исполнительного устройства. В качестве пилота применяют небольшой терморегулирующий вентиль, управляющий вспомогательным потоком хладагента. Исполнительное устройство представляет собой регулирующий орган (клапан), перемещаемый поршневым или мембранным механизмами. Действие вентилей поставлено в зависимость от степени перегрева паров хладагента на выходе из испарителя (8). В режиме, когда значение перегрева паров хладагента меньше или равно настроенному перегреву начала открытия, клапан вентилей управления закрывает отверстие (7). В результате жидкость через отверстие (16) проходит под поршень (14) и далее через калиброванное отверстие в поршне заполняет пространство над поршнем. Разность давлений над и под поршнем (14) равна нулю. Поршень (14) под действием пружины находится в нижнем положении, а клапан (15) закрывает проходное отверстие под действием усилия пружины и перепада давлений хладагента на клапане (14). При увеличении перегрева клапан вентилей управления постепенно открывает отвер-

стие (7), и часть хладагента через присоединенную к штуцеру трубку проходит в трубопровод всасывающей линии компрессора. При этом давление над поршнем (14) понижается тем сильнее, чем больше открыт клапан (7). При достижении определенной величины перепада давления на поршне (14) клапан (15) начинает открываться, и хладагент проходит в испаритель (8). В холодильной установке вентиль устанавливается непосредственно перед испарителем (8).

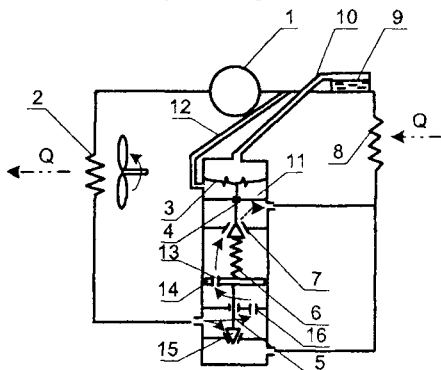


Рисунок- 2.5.25 Схема холодильной установки с пилотным термовентилем:

- 1 - компрессор; 2 - конденсатор; 3 - мембрана; 4 - шток; 5 - винт; 6 - пружина;
7, 15 - клапан; 8 - испаритель; 9 - термобаллон; 10 - капиллярная трубка; 11 - перегородка;
12 - трубка уравнивающая; 13, 16 - отверстие; 14 - поршень

Жидкий хладагент под давлением конденсации поступает к вентилю, проходя через отверстие сопла (15), дросселируется до давления кипения с резким понижением температуры и превращением части жидкости в пар. Парожидкостная смесь поступает в испаритель (8), где происходит дальнейшее кипение жидкости, сопровождаемое охлаждением хладоносителя. Охлажденный жидкий хладагент, проходя через клапан терморегулирующего вентиля, дросселируется и в виде парожидкостной смеси поступает в испаритель. Дросселированием называется термодинамический процесс необратимого понижения давления струи рабочего тела при прохождении через сужение в канале без совершения внешней работы. Согласно молекулярно-кинетической теории строения вещества, эффект дросселирования свидетельствует о наличии в газе сил межмолекулярного взаимодействия. Действительно, при взаимном притяжении молекул внутренняя энергия (U) газа включает как кинетическую энергию молекул, так и потенциальную энергию их взаимодействия. Расширение газа в условиях энергетической изоляции не меняет его внутренней энергии, но увеличивает потенциальную энергию взаимодействия молекул (поскольку расстояния между ними увеличиваются) за счет кинетической энергии. В результате замедления теплового движения молекул температура расширяющегося газа понижается. Реальные процессы сложнее, так как газ не изолирован энергетически от внешней среды. Он совершает внешнюю работу (последующие порции газа теснят предыдущие), а над самим газом совершают работу силы внешнего давления (поддерживающие стационарность потока). Работа продавливания через дроссель порции газа, занимающего до дросселя объем V_1 , равна $p_1 V_1$. Эта же порция газа, зани-

мающая за дросселем объем V_2 , совершает работу p_2V_2 . Прделанная над газом результирующая внешняя работа $A = p_1V_1 - p_2V_2$ в условиях может пойти только на изменение его внутренней энергии: $U_2 - U_1 = p_1V_1 - p_2V_2$. Из этого соотношения следует, что $U_1 + p_1V_1 = U_2 + p_2V_2 = i$, где i – энтальпия газа (при адиабатическом дросселировании энтальпия газа сохраняется (рис. 2.5.26)).

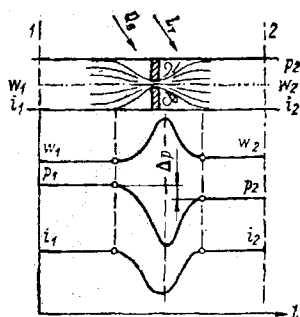


Рисунок- 2.5.26 Изменение параметров рабочего тела в процессе дросселирования

Отсюда, зная уравнение состояния газа и выражение для U , можно найти ΔT . Величина и знак эффекта определяются соотношением между работой газа и работой сил внешнего давления, а также свойствами самого газа, в частности, размером его молекул и их взаимодействием. Для идеального газа, молекулы которого рассматриваются как материальные точки, не взаимодействующие между собой, эффект дросселирования равен нулю. Температура T_i , при которой (для данного давления) разность, проходя через нулевое значение, меняет свой знак, называется температурой инверсии. Типичная кривая зависимости температуры инверсии азота от давления (кривая инверсии) показана на рисунке 2.5.27а. Кривая инверсии разделяет совокупность состояний газа на такие совокупности, при переходе между которыми он охлаждается, и на такие, между которыми он нагревается. Значения верхних температур инверсии ($T_{i\max}$) для ряда газов приведены ниже (табл. 2.5.1).

Таблица 2.5.1

Значения максимальных температур инверсии газов

Наименование	Значение, К
Гелий	50
Водород	202
Воздух	603
Азот	621
Аргон	723
Углекислый газ	1500

При больших перепадах давления на дросселе температура газа может значительно изменяться. Например, при дросселировании от 200 до 1 атм и начальной температуре 17°C воздух охлаждается на 35°C. Как видно, только дросселирование водорода и гелия при температуре окружающей среды нагревает их, так как темпе-

ратура инверсии этих газов значительно ниже комнатной. В пределах кривой эффект дросселирования положителен ($dT < 0$), вне кривой – отрицателен ($dT > 0$). Для точек на самой кривой эффект равен нулю. Точки, характеризующие параметры состояния многих веществ, применяемых в хладотехнике, располагаются на $s-T$ диаграмме справа от кривой инверсии (штриховая линия AB , соединяющая максимумы линий постоянных энтальпий), поэтому при адиабатном дросселировании их температура понижается. При различных исходных и конечных параметрах потока условного рабочего вещества линии энтальпий в области высоких давлений имеют максимум (рис. 2.5.27б), который смещается в области высоких температур в сторону меньших давлений. Этот максимум при высоких температурах исчезает. В области низких давлений и высоких температур изоэнтальпы почти совпадают с изотермами вследствие сближения реальных и идеальных свойств рабочего тела. Увеличение температуры снижает дроссельный эффект ($\Delta T_2 > \Delta T_1 > \Delta T_3$). Вблизи пограничных кривых в области влажного пара изоэнтальпы круто поднимаются вверх, достигают максимума и снижаются. Левее кривой инверсии расположена область отрицательного эффекта дросселирования ($\alpha_i < 0$). Дросселирование процесса $a-b$ повышает температуру ($T_b > T_a$). Правее линии инверсии находится область положительного дроссельного эффекта.

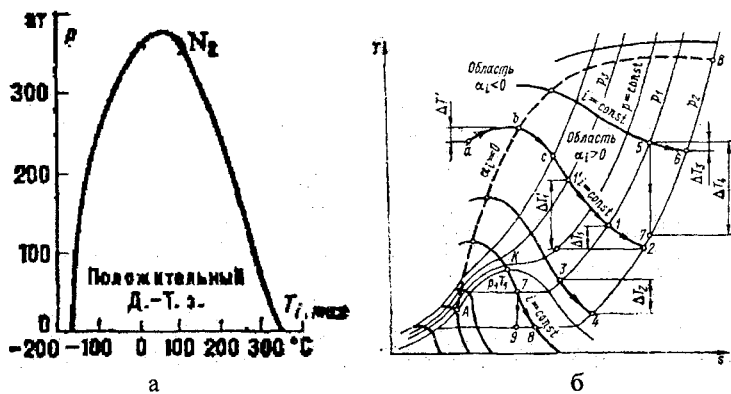


Рисунок-2.5.27 Кривые инверсии:

а) азота на диаграмме $p-T$; б) условного рабочего тела в $T-s$ диаграмме

Дросселирование процесса $b-c$ снижает температуру ($T_c < T_b$). В области влажного пара с падением давления температура насыщения уменьшается, алгебраический знак дифференциального дроссельного эффекта положителен: $\alpha_i = (\partial T / \partial p)_i > 0$. Следовательно, дросселирование в этой области диаграммы всегда сопровождается понижением температуры. Причем охлаждение дросселируемой жидкости значительнее ($\Delta T_1' > \Delta T_1$) при большем исходном давлении ($p_3 > p_1$) сравниваемых процессов (1'-2 и 1-2). Максимальное понижение температуры достигается при дросселировании от давления, соответствующего кривой инверсии ($b-2$). Причем в области высоких температур или перепадов давлений понижение температуры среды изоэнтальпным расширением ($5-7$) предпочтительнее ($\Delta T_4 \gg \Delta T_3$) процесса дросселирова-

ния (5-6). При расширении в области влажного пара понижение температуры в адиабатных процессах ($dq=0$) обратимого расширения ($ds=0$) и дросселирования одинаково. Однако состояние по завершении каждого из процессов 7-9 и 7-8 различно. Трение в необратимом процессе дросселирования 7-8 увеличивает паросодержание потока в конце процесса по сравнению с обратимым процессом 7-9. Увеличение паросодержания будет тем выше, чем больше работа расширения.

Теоретический цикл паровой холодильной машины протекает в области влажного насыщенного пара между пограничными кривыми и представляет собой обратный цикл Карно, так как в области влажного насыщенного пара изобары совпадают с изотермами. Для источников постоянных температур данный цикл паровой холодильной машины обеспечивает максимальный холодильный коэффициент. Для получения низких температур в холодильных установках используют адиабатное расширение сжатого хладагента (рис. 2.5.28). Работа, затраченная в компрессоре, частично компенсируется работой, полученной при адиабатическом расширении в расширительном цилиндре.

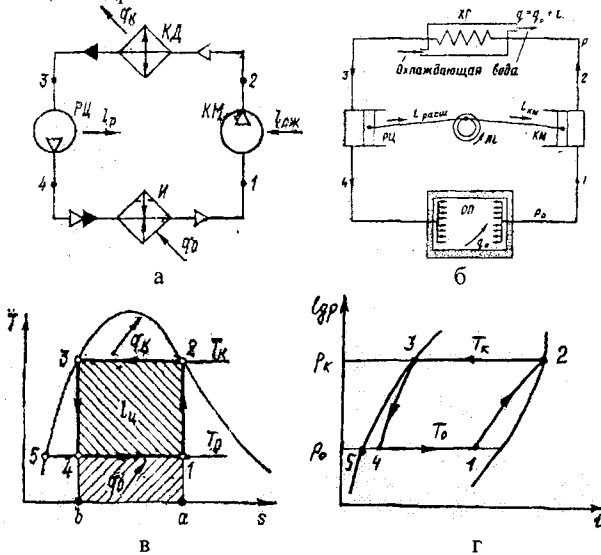


Рисунок- 2.5.28 Схема холодильной установки, работающей по циклу Карно:
 а) схема принципиальная; б) схема конструктивная; в) $T-s$ диаграмма; г) $\lg p-i$ диаграмма

Однако по эксплуатационным и инженерным соображениям при создании холодильных машин приходится вносить практические изменения в теоретический цикл, основными из которых являются замена расширительного цилиндра регулирующим вентилем, охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем и всасывание в компрессор сухого пара. Практические сложности создания детандера, работающего на влажном паре с малым паросодержанием, а также малая величина работы детандера в сравнении с работой компрессора привели к необходимости замены расширительного цилиндра регулирующим вентилем. Обратимый процесс 3-5 адиабатного расширения влажного пара заменен необратимым дросселированием

3-4 (рис. 2.5.29). По завершении процесса 3-5 хладагент является влажным насыщенным паром (точка 5), и от него отведена работа расширения $l_p = i_3 - i_5$. В случае дросселирования работа расширения не отводится от потока, а превращается в теплоту трения, увеличивает паросодержание потока в конце процесса 3-4 по сравнению с процессом 3-5, снижая холодопроизводительность (Δq_0).

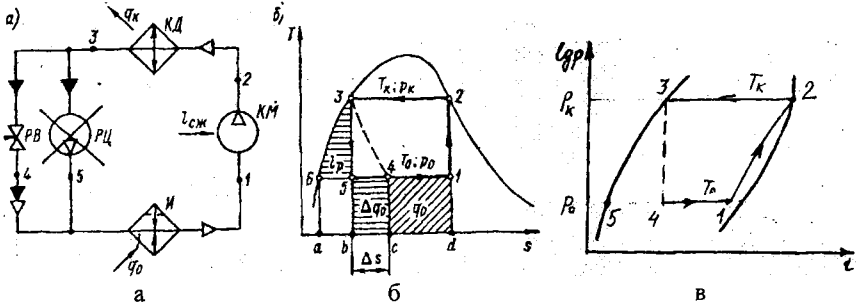


Рисунок- 2.5.29 Схема холодильной установки с регулирующим вентилем: а) схема; б) $T-s$ диаграмма; в) $\lg p-i$ диаграмма

На величину дроссельных потерь оказывают влияние свойства холодильных агентов. Удельные теплоемкости жидкости и насыщенного пара определяют наклон пограничных кривых в $T-s$ диаграмме (рис. 2.5.30а). Чем меньше удельные теплоемкости, тем круче пограничные кривые. Наклон левой пограничной кривой обуславливает величину площади $3'-5'-6'$, представляющей собой работу расширительной машины в цикле с адиабатным расширением рабочего вещества. Эта площадь в цикле с регулирующим вентилем соответствует дроссельным потерям, так как площадь $3'-5'-6'$ равновелика площади $b'-5'-4'-c'$, а также представляет собой увеличение работы цикла вследствие замены детандера на дроссельный вентиль. Теплота парообразования аммиака выше, чем хладагента R12. Относительные дроссельные потери хладагентов Δq с высокими значениями теплоемкости меньше при одинаковых температурах кипения и конденсации (рис. 2.5.30б).

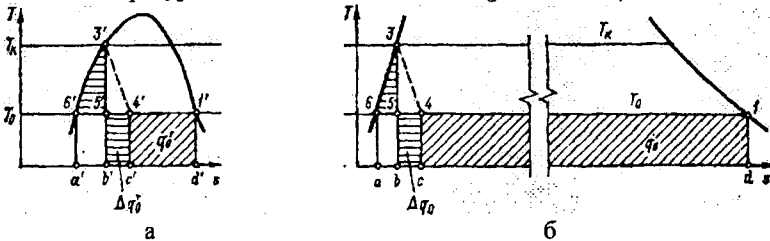


Рисунок- 2.5.30 Процессы дросселирования хладагентов: а) R12; б) R717

Для сокращения необратимых потерь при дросселировании применяют переохладение жидкости перед регулирующим вентилем (рис. 2.5.31). Понизить температуру жидкого хладагента можно как в самом конденсаторе, так и с помощью холодной (артезианской) воды в специальных противоточных охладителях. Охлаждение

жидкого хладагента перед регулирующим ventилем всегда снижает потери от дросселирования. Целесообразность применения каждого из способов снижения дроссельных потерь требует оценки экономической эффективности.

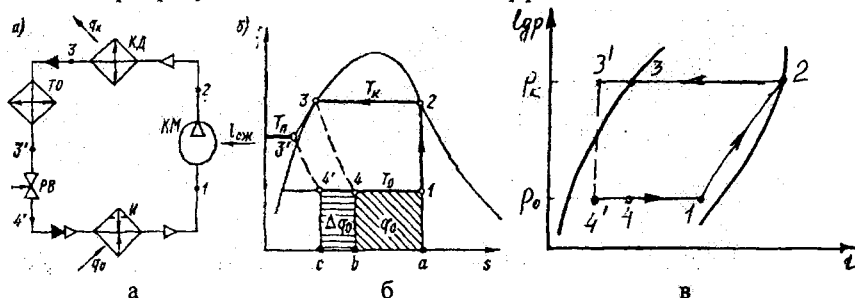


Рис. 2.5.31 Холодильная установка с переохлаждением жидкости перед ventилем: а) схема; б) $T-s$ диаграмма; в) $\lg p-i$ диаграмма

В реальных условиях компрессор работает «сухим ходом» (рис. 2.5.32), то есть всасывает сухой насыщенный пар (точка 1), а чаще перегретый (точка 1'). Процесс сжатия 1-2 происходит в области перегретого пара. При сухом ходе компрессора (рис. 2.5.32а) увеличивается холодопроизводительность цикла, но вместе с тем увеличивается и работа цикла, которая больше, чем в цикле Карно (треугольник $d-2-2'$). Таким образом, в теоретическом цикле переход к сухому ходу компрессора с термодинамической точки зрения невыгоден, а его применение обусловлено требованиями безопасной эксплуатации компрессора. Действительно, при работе компрессора влажным ходом попадание жидкости в цилиндр компрессора может привести к аварии – гидравлическому удару. В реальных холодильных установках для обеспечения сухого хода в схеме предусматривают специальный аппарат – отделитель жидкости. Снижение эффективности цикла с перегревом пара зависит от разности температур кипения и конденсации, теплоты парообразования, изобарной теплоемкости пара и насыщенной жидкости. Эта зависимость сложная, так как термодинамические свойства взаимосвязаны (например, теплота парообразования связана с теплоемкостями пара и жидкости). Для различных хладагентов снижение эффективности от перегрева пара неодинаково. Так, для хладагента R717 потери составляют от 3 до 11% при температуре конденсации 30°C и изменении температуры кипения от 0 до -30°C . В то же время для хладагентов R22 эти потери при тех же условиях не превышают 3%. Поэтому существующие рекомендации по меньшим перегревам пара, всасываемого в компрессор, для аммиачных машин (в сравнении с хладоновыми) отвечают требованиям повышения термодинамической эффективности цикла. Следует отметить, что взаимосвязь термодинамических свойств хладагентов приводит к тому, что для веществ с близкими нормальными температурами кипения (R717, R22) эффективность теоретического цикла с дроссельным ventилем и всасыванием в компрессор сухого насыщенного пара практически одинакова. Это является следствием того, что хладагенты, вызывающие большие дроссельные потери в цикле холодильной машины (например, R22), обеспечивают малые потери от перегрева пара и наоборот (например, R717).

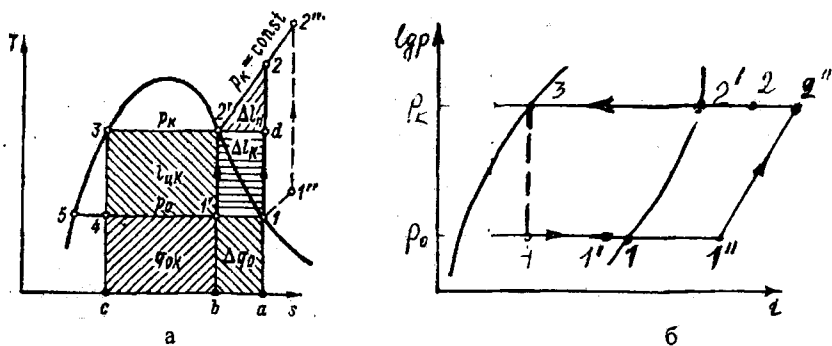
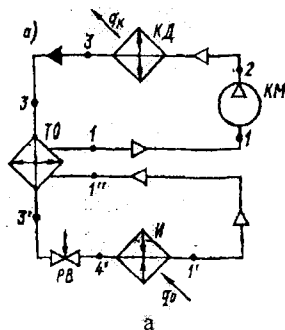


Рисунок- 2.5.32 Холодильная установка с перегревом пара:
 а) $T-s$ диаграмма; б) $\lg p-i$ диаграмма

В реальных условиях для обеспечения безопасной эксплуатации компрессора, нормальной работы системы автоматики и оптимальных условий получения искусственного холода в компрессор всасывается не сухой насыщенный, а перегретый пар (рис. 2.5.33). Перегревают пар хладагента, выходящий из испарителя, а заодно и охлаждают жидкость, выходящую из конденсатора, в специальном теплообменнике. В результате теплообмена между этими потоками жидкость охлаждается, а пар перегревается.

Внутренний теплообмен в таком цикле, с одной стороны, понижает температуру перед регулирующим вентилем (точка 3' вместо 3), и, следовательно, снижает дроссельные потери и увеличивает холодопроизводительность. С другой стороны, этот теплообмен вызывает значительный перегрев пара на всасывании в компрессор (точка 1 вместо 1'), увеличивая работу цикла и повышая температуру конца сжатия. Такие теплообменники целесообразны не для всех хладагентов. Например, для аммиака, температура сжатых паров которого достаточно высокая, перегрев паров больше чем на $5-10^{\circ}\text{C}$ не рекомендуется. Большой перегрев пара допускается для хладагентов R22. Применение рекуперативных теплообменников для этих рабочих тел существенно увеличивает холодопроизводительность цикла при сравнительно небольших потерях от перегрева пара. Для машин, работающих на R22, охлаждение жидкости более целесообразно, а не только термодинамически выгодно, но практически более целесообразно,



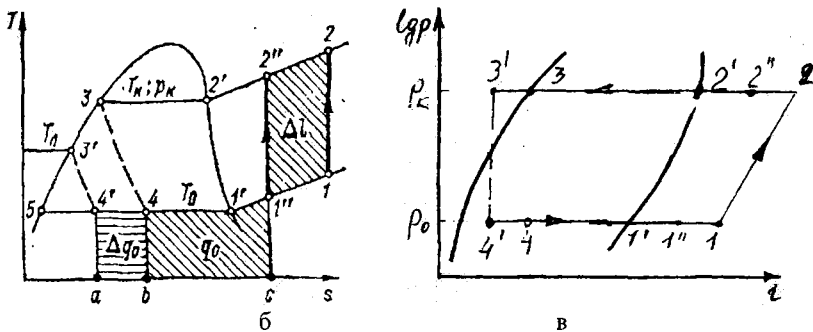


Рисунок- 2.5.33 Холодильная установка с теплообменником:

а) схема; б) $s-T$ диаграмма; в) $\lg p-i$ диаграмма

Все вышеупомянутые терморегулирующие вентили снабжаются термобаллонами. Термобаллон монтируется на трубопроводе за испарителем и при тепловом контакте его температура близка к температуре перегретых паров хладагента на выходе из испарителя. Силовой термочувствительной частью прибора является замкнутая герметическая система, состоящая из баллона, капиллярной трубки и полости над мембраной. Эта герметичная система заполнена тем же хладагентом, на котором работает данная холодильная машина (или другим веществом, близким по своим термодинамическим свойствам к хладагенту). В практике существуют адсорбционный, жидкостной и паровой способы заполнения термобаллонов терморегулирующих вентилей. При адсорбционной заправке (рис. 2.5.34) капиллярная трубка и термобаллон заполняются инертным газом, который при обычных температурах не конденсируется.

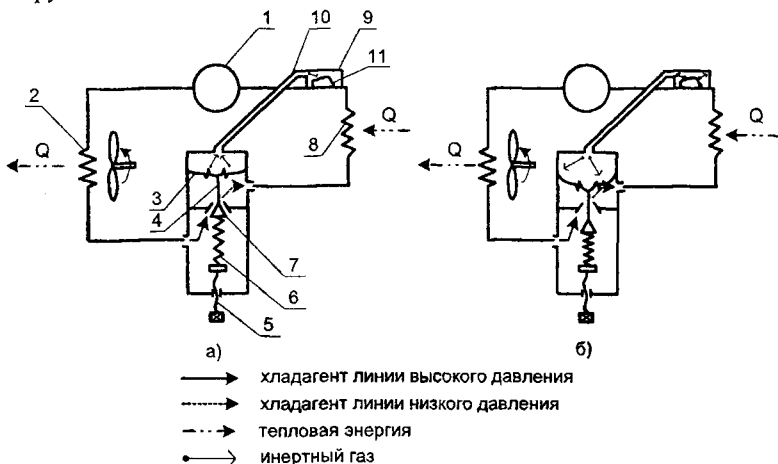


Рисунок- 2.5.34 Адсорбционная заправка термобаллона:

а) охлаждение термобаллона (1 - компрессор; 2 - конденсатор; 3 - мембрана; 4 - шток; 5 - винт регулировочный; 6 - пружина; 7 - клапан; 8 - испаритель; 9 - термобаллон; 10 - капиллярная трубка; 11 - активированный уголь); б) нагрев термобаллона

В термобаллоне находится поглотитель инертного газа в виде твердого тела из адсорбирующего вещества (активированный уголь). Когда температура термобаллона растет (перегрев паров хладагента на выходе из испарителя повышается), из адсорбирующего вещества выделяется газ, что приводит к повышению давления в капиллярной трубке и большому открытию клапана терморегулирующего вентиля (рис. 2.5.34а). Если термобаллон охлаждается (перегрев паров хладагента снижается), адсорбент поглощает газ, что приводит к падению давления в управляющей линии и закрытию клапана (рис. 2.5.34б). Недостатком адсорбционной заправки является инерционность при резких изменениях температуры. При быстрых и частых изменениях потребности в холоде ее использование не рекомендуется.

Терморегулирующие вентили с жидкостной заправкой менее инертны, их применяют в установках, где не требуется ограничение давления, а также при повышенных температурах и давлениях кипения. При жидкостной заправке количество жидкости в термобаллоне таково, что какой бы ни была температура термобаллона по отношению к температуре корпуса терморегулирующего вентиля, в термобаллоне всегда содержится жидкость. При заправке (рис. 2.5.35) жидким хладагентом повышение температуры t_{T6} термобаллона ($T6$) сопровождается повышением давления в нем. Чем больше растет температура в термобаллоне, тем выше поднимается давление в нем. При переходе от точки (1) к точке (3) в термобаллоне остается меньшее количество жидкого хладагента, а над свободной поверхностью жидкости появляется большее количество паров.

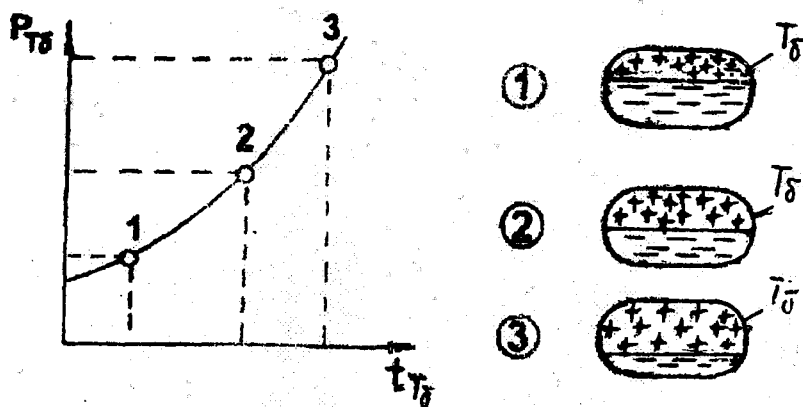


Рисунок- 2.5.35 Зависимость давления в термобаллоне (P_{T6}) от его температуры (t_{T6}) при жидкостной заправке

При жидкостной заправке капиллярная трубка и термобаллон содержат тот же самый хладагент, что и холодильная установка. При работе с такой заправкой требуется, чтобы корпус терморегулирующего вентиля всегда был бы теплее, чем термобаллон (Рисунок- 2.5.36а). Если корпус становится холоднее чем термобаллон, то жидкий хладагент из термобаллона будет перемещаться в управляющую камеру (Рисунок- 2.5.36б). В связи с этим нормальная работа терморегулирующего вентиля будет нарушена.

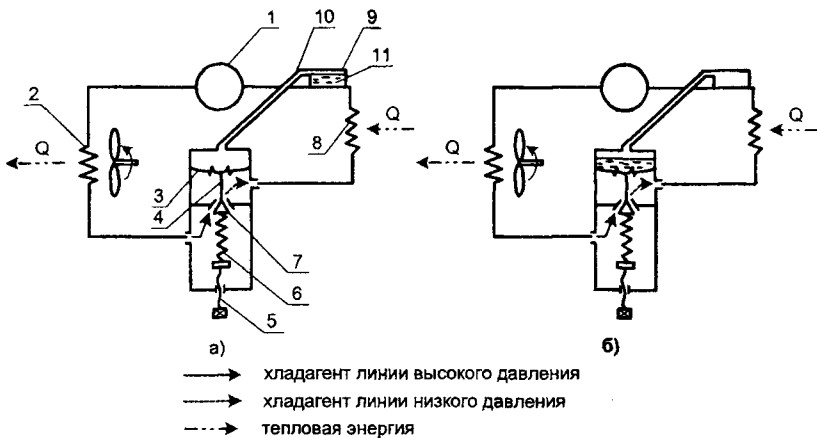


Рисунок- 2.5.36 Условие заправки термобаллона:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – винт; 6 – пружина; 7 – клапан;
 8 – испаритель; 9 – термобаллон; 10 – капиллярная трубка; 11 – жидкий хладагент

В некоторых случаях управляющие линии терморегулирующих вентилей заправляют жидким хладагентом такого количества, чтобы объем заправки V , превышал сумму объемов управляющей полости над мембраной и капиллярной трубки $V_{уп} + V_{кт}$, соединяющей термобаллон с управляющей полостью (рис. 2.5.37).

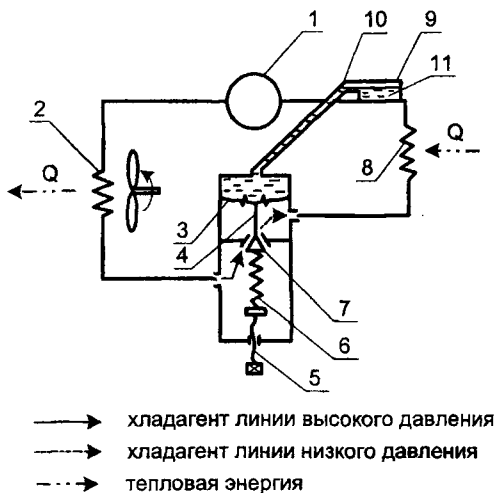


Рисунок- 2.5.37 Заправка термобаллона жидким хладагентом, превышающим объем управляющей полости капиллярной трубки:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – мембрана; 4 – шток; 5 – винт; 6 – пружина; 7 – клапан;
 8 – испаритель; 9 – термобаллон; 10 – капиллярная трубка; 11 – жидкий хладагент

При этом в термобаллоне будет оставаться жидкость, какой бы ни была температура корпуса терморегулирующего вентиля. В этом случае перегрев хладагента всегда будет нормальным. Для защиты электродвигателя компрессора от перегрузки, которая может возникнуть в определенных условиях, например, при запуске после режима оттаивания, предусматривают терморегулирующий вентиль с паровой заправкой, то есть вентиль с ограниченным значением давления максимального открытия его клапана. Такой вентиль может открыться только тогда, когда температура кипения хладагента (то есть давление в испарителе) упадет ниже заданного значения. Другими словами, в точке заданного значения давления терморегулирующий вентиль начинает перекрывать подачу хладагента в испаритель, чтобы предотвратить рост давления кипения в нем. Повышение температуры термобаллона выше этой точки не приводит к дополнительному открытию вентиля (рис. 2.5.38). Электродвигатель компрессора остается защищенным до тех пор, пока давление кипения хладагента не понизится ниже заданного значения. Терморегулирующий вентиль с паровой заправкой используется в моноблочных агрегатах, в которых при запуске желательно ограничивать давление всасывания. При паровой заправке управляющая линия содержит ограниченное количество жидкости, заливаемой в процессе изготовления вентиля. Таким образом, при достижении определенной температуры термобаллона заданной величины вся жидкость, содержащаяся в термобаллоне, полностью испаряется (рис. 2.5.38, точка (6)). При росте температуры свыше критического значения давление в термобаллоне не меняется, поскольку в нем больше нет жидкости. Следовательно, в точке (6) в термобаллоне оно почти равно давлению в точке (5), тогда как при традиционной жидкостной заправке давление в термобаллоне было бы гораздо выше (равное давлению в точке (3)). С другой стороны, при температуре ниже критической, терморегулирующий вентиль работает точно так же, как если бы он был оборудован управляющей линией с жидкостной заправкой. Поэтому вентиль должен быть всегда более нагретым, чем термобаллон. Таким образом, в течение всего переходного режима заправка МОР ограничивает поступление жидкости в испаритель, препятствуя опасному росту температуры испарения выше температуры МОР. Ниже точки МОР ТРВ нормально регулирует перегрев. Начиная с точки МОР, перегрев больше не контролируется (рис. 2.5.38б).

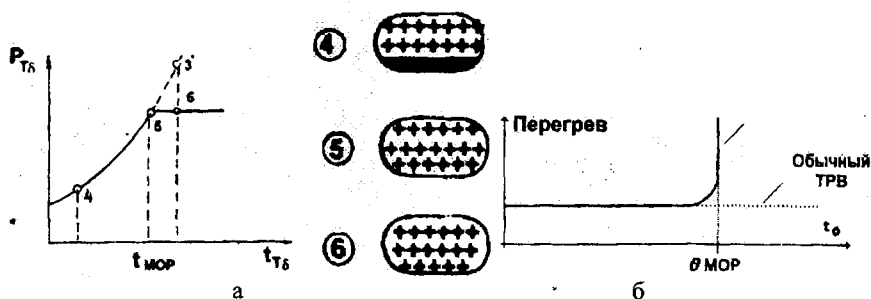


Рис. 2.5.38 Характеристические зависимости:

а) давления в термобаллоне ($P_{Тб}$) от его температуры ($t_{Тб}$) при паровой заправке: 4 – терморегулирующий вентиль работает нормально; 5 – испарилась последняя капля жидкого хладагента; б) перегрева и температуры кипения

Все рассмотренные выше терморегулирующие вентили представляли собой дроссели переменного сечения. К дросселям постоянного сечения относятся капиллярные трубки. В этих устройствах постоянная разность давлений конденсации и кипения хладагента обеспечивается за счет гидравлического сопротивления по всей ее длине (рис. 2.5.39). Конструктивно капиллярная трубка представляет собой медный или латунный трубопровод с внутренним диаметром 0,66 мм и более и длиной 2800–8500 мм, соединяющий стороны высокого и низкого давления в холодильной системе. Данное расширительное устройство не содержит никаких механических движущихся узлов и деталей и не требует никаких средств регулирования и настройки в отличие от дросселей переменного сечения. Это обеспечивает его надежность и продолжительность работы в течение длительного времени, а также низкую стоимость. В расчетном режиме капиллярные трубки должны обеспечивать пропускную способность протекания хладагента в количестве, равном массовой производительности компрессора. Линии высокого и низкого давления разделяются капиллярной трубкой, обладающей значительным сопротивлением из-за малого сечения и большой длины. Пары хладагента, всасываемые компрессором из испарителя, сжимаются и поступают в конденсатор, где осуществляется конденсация паров хладагента при постоянном давлении и переохлаждение жидкого хладагента. Хладагент после дросселирования в капиллярной трубке проходит через испаритель и в состоянии перегретого пара поступает снова в компрессор.

Капиллярная трубка, соединяющая линии нагнетания и всасывания, уравнивает давление в холодильной системе при остановке компрессора. Это способствует разгрузке компрессора в момент пуска и позволяет использовать электродвигатели с небольшим пусковым моментом. При пуске компрессора давление нагнетания повышается не мгновенно, а постепенно, до достижения номинального значения давления конденсации. Это означает, что ток, потребляемый электродвигателем компрессора, постепенно растет одновременно с ростом давления нагнетания. Следовательно, запуск компрессора осуществляется в облегченных условиях, без особых усилий при малых значениях пускового тока.

Вместимость конденсатора должна быть меньше вместимости испарителя, иначе возможно переполнение испарителя после остановки компрессора. В конденсаторе должен помещаться весь хладагент, содержащийся в системе, на случай замерзания или засорения капиллярной трубки. Жидкостной ресивер никогда не устанавливается в контурах, оборудованных капиллярным расширительным устройством. Это объясняется тем, что капиллярное расширительное устройство есть не что иное, как отрезок тонкой трубки, проходное сечение которой постоянно открыто. В процессе работы на входе в капилляр устанавливается давление конденсации, а на выходе из него – давление испарения. Однако когда компрессор останавливается, капилляр остается постоянно открытым, и жидкости ничто не мешает продолжить проникновение в капилляр (а потом в испаритель) до тех пор, пока давления в испарителе и конденсаторе полностью не сравняются. В результате при остановках компрессора конденсатор опорожняется, а испаритель заполняется хладагентом (рис. 2.5.39в). Если установить еще и жидкостной ресивер, то содержимое сможет без труда переместиться в испаритель и совершенно переполнить его, тем более, что испаритель «холодный». Тогда при ближайшем запуске компрессора это вызовет губительный для него гидроудар.

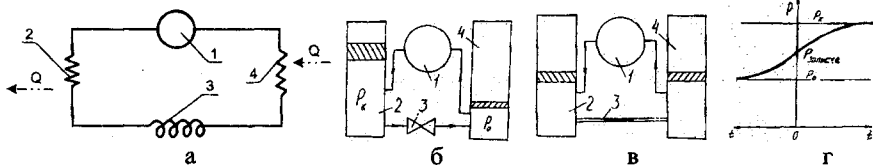


Рисунок- 2.5.39 Холодильный контур с капиллярной трубкой:

а) схема (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – капиллярная трубка; 4 – испаритель); б) запуск контура с термовентилем; в) запуск контура с капиллярной трубкой; г) динамика роста давления кипения

Терморегулирующие вентили, широко применяемые в настоящее время в холодильном оборудовании для регулирования подачи жидкого хладагента в испаритель, несмотря на очевидные достоинства, имеют определенные недостатки. Основным недостатком является узкий функциональный диапазон и достаточно высокая инерционность. В связи с этим холодильная система не может работать с максимальной эффективностью. Электронные расширительные вентили, которые используют в тех же целях, что и терморегулирующие, лишены недостатков последних. Различие между электронными регуляторами и терморегулирующими вентилями состоит в том, что в качестве управляющего сигнала в электронном регуляторе используется не перегрев хладагента во всасывающем трубопроводе, как у терморегулирующих вентилей, а разность температур на входе и выходе из испарителя. Электронные системы регулирования достаточно разнообразны, но при этом все они содержат следующие основные элементы: регулятор потока с калиброванной дроссельной насадкой и приводным механизмом, электронный блок управления (как правило, многофункциональный) и электронные датчики температуры (термопары или термисторы). Подача хладагента через регулятор изменяется по сигналу, идущему от датчиков, которые регистрируют разность между температурами на выходе и входе в испаритель. Электронный блок обеспечивает постоянное сравнение текущей разности температур с заданным значением. В случае дисбаланса электронный блок с помощью приводного устройства меняет степень открытия регулятора и, следовательно, подачу хладагента. Основное преимущество электронных регуляторов заключается, во-первых, в том, что система с электронным регулятором может работать даже при небольших температурах перегрева. Во-вторых, инерционность датчиков температуры мала. В-третьих, регулирование не зависит от падения давления в испарителе. И, в-четвертых, эти системы характеризуются широким диапазоном регулирования.

Наиболее современными устройствами для регулирования подачи хладагента являются импульсные расширительные вентили. Работа электронных импульсных вентилей основана на принципе пульсирующей модуляции. В течение 6 секунд клапан совершает цикл открытия-закрытия. В зависимости от нагрузки на испаритель соотношение между временем, когда клапан открыт, и временем всего цикла меняется. Причем это соотношение равно соотношению между фактической и максимальной нагрузками на испаритель. Например, при относительной холодопроизводительности, равной 33%, клапан в течение 2 секунд будет находиться в открытом положении и 4 секунды – в закрытом. При использовании расширительных вентилей возможно адаптивное регулирование перегрева. Каждый испаритель имеет свою

кривую стабильного перегрева (кривая (2) на рисунке 2.5.40а–б). Поскольку рабочая характеристика традиционного терморегулирующего вентиля является линейной, то при максимальной нагрузке на испаритель система работает с большим перегревом (рис. 2.5.40а), снижая холодопроизводительность установки. Адаптивное регулирование перегрева при использовании электронных импульсных вентилях позволяет добиться того, чтобы график перегрева был максимально приближен к графику фактического перегрева (рис. 2.5.40б).

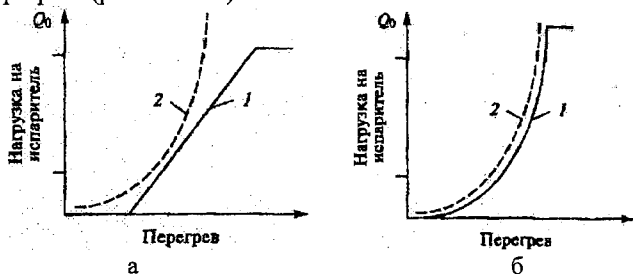


Рисунок- 2.5.40 Характеристические зависимости нагрузки от перегрева: а) механический терморегулирующий вентиль (1 – терморегулирующий вентиль; 2 – испаритель); б) электронный терморегулирующий вентиль

Из терморегулирующего вентиля жидкий хладагент попадает в испаритель – основной элемент линии низкого давления. В испарителе хладагент кипит, поглощая тепло окружающей среды. В теплообменных аппаратах холодильных машин кипение хладагента чаще всего происходит или в большом объеме при естественной конвекции на поверхности пучка труб (кожухотрубные испарители), или в трубах при естественной или вынужденной конвекции (воздухоохладители, батареи, кожухотрубные испарители с внутритрубным кипением хладагента). Температура кипящей жидкости непостоянна, она уменьшается по мере удаления от поверхности нагрева (рис. 2.5.41а). Характер изменения температуры жидкости зависит от условий теплообмена с поверхностью нагрева и между фазами (пар–жидкость). На границе раздела фаз кипящая жидкость всегда несколько перегрета, а у поверхности нагрева имеет максимальную температуру, равную температуре стенки. Основная масса жидкости имеет одинаковую температуру. Различают кипение в объеме жидкости (объемное кипение) и на поверхности нагрева (поверхностное кипение). В первом случае пузырьки пара возникают в объеме жидкости при значительном ее перегреве относительно температуры насыщения. Это состояние возникает при резком понижении давления над жидкостью. В случае поверхностного кипения пузырьки пара образуются только на поверхности нагрева в отдельных ее точках. Для современной холодильной техники характерно поверхностное кипение на стенках труб и каналов – пузырьковое или пленочное. При пузырьковом кипении жидкости на поверхности нагрева периодически зарождаются пузырьки пара, которые растут, затем отрываются и всплывают к поверхности раздела фаз. При пленочном кипении жидкость отделена от греющей поверхности сплошным паровым слоем, от которого периодически отрываются и всплывают крупные пузыри. Для возникновения процесса кипения достаточно двух условий: перегрева жидкости относительно температуры насыщения и наличия центров парообразования – трещины и канавки, выпавшие на

поверхности окислы и налеты (рис. 2.5.41б). Размеры образующихся паровых зародышей меньше толщины вязкого подслоя. Так как теплопроводность жидкости выше теплопроводности пара, то вся теплота передается стенкой жидкости, перегревая пограничный слой. Перегретая жидкость испаряется в пузырь за счет подвода теплоты через микрослой его основания. Размеры пузырька увеличиваются (примерно в $10^5 - 10^9$ раз за тысячные доли секунды) до отрывного диаметра (рис. 2.5.41в). Пузырь под действием подъемной силы всплывает и уходит в паровое пространство над жидкостью (рис. 2.5.41д). В месте отрыва остается небольшое количество пара, являющееся зародышем следующего пузырька. На зародыш пара действуют сила давления окружающей его жидкости и сила поверхностного натяжения пленки межфазной поверхности, которая подобно упругой оболочке сжимает пар в пузырьке. Поэтому давление пара внутри пузырька выше давления окружающей его жидкости. Так как давление и температура насыщения пара взаимосвязаны, то равновесная температура насыщения внутри пузырька выше, чем на поверхности раздела жидкости и пара, на величину перегрева, зависящую от радиуса кривизны пузырька. При неизменном внешнем давлении температура кипящей жидкости не повышается, хотя и подводят к ней некоторое количество теплоты. Дело в том, что энергия, подводимая к кипящей жидкости извне, расходуется на увеличение потенциальной энергии взаимодействия молекул. Пар, вылетающий из лопающегося на поверхности кипящей жидкости пузырька, расширяется и, следовательно, охлаждается, поэтому от жидкости отнимается некоторое количество теплоты. Чем большее количество теплоты подводим к жидкости, тем большее количество теплоты отнимается от нее, так как возрастает число лопающихся пузырьков. Поэтому температура кипения остается постоянной.

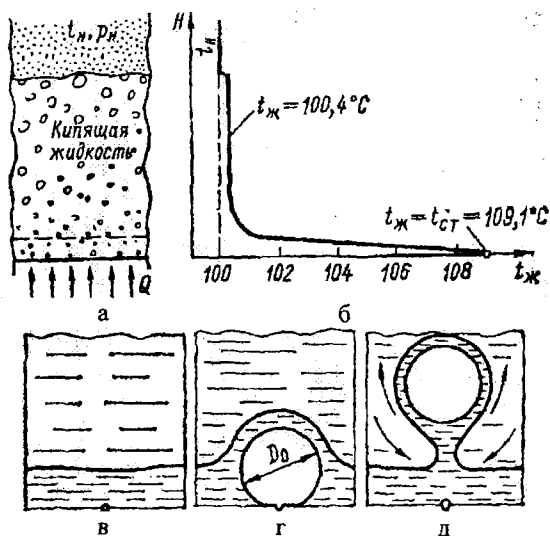


Рисунок- 2.5.41 Закономерности кипения жидкости:

а) распределение слоев; б) распределение температуры (H – расстояние от поверхности нагрева); в) зародыш пузыря; г) рост; д) отрыв

При малых значениях перегрева пузырьки образуются редко и их влияние на теплообмен незначительное. Коэффициент теплоотдачи здесь определяется по законам естественной конвекции без учета кипения. С ростом перегрева жидкости турбулизирующее влияние паровых пузырьков становится определяющим. Взрывоподобный характер роста пузырей разрушает вязкий подслои жидкости. Интенсивная турбулизация пограничного слоя приводит к тому, что коэффициент теплоотдачи перестает зависеть от размеров и формы поверхности нагрева, но значительно сильнее, чем при естественной конвекции, зависит от перегрева (рис. 2.5.42а). Большой температурный напор увеличивает число центров парообразования, образуя на поверхности нагрева сплошной паровой слой, от которого периодически отрываются и всплывают крупные пузыри.

Паровая пленка представляет собой большое термическое сопротивление ввиду своей малой теплопроводности (в 20–40 раз меньше, чем у жидкости), в силу чего теплоотдача от греющей поверхности к жидкости резко ухудшается, уменьшаясь в десятки раз по сравнению с пузырьковым кипением, а температура стенки при этом значительно возрастает. Испарители холодильных машин работают при температурных напорах и тепловых нагрузках, в 15–20 раз меньших $\theta_{кр}$ и $q_{кр}$.

В отличие от кипения в свободном объеме, кипение жидкостей внутри труб имеет дополнительные особенности, обусловленные переменными гидродинамическими режимами движения двухфазного потока. Вертикальная труба испарителя имеет три области (рис. 2.5.42б): I – область подогрева недогретой жидкости без кипения; II – область кипения; III – область подсыхания и перегрева пара. В первой области жидкость подогревается, скорость потока практически постоянна и равна скорости на входе. В конце однофазной зоны наблюдается поверхностное кипение жидкости. Она нагревается до температуры насыщения. В зоне пузырькового кипения скорость потока увеличивается. При дальнейшем возрастании скорости пузырьки сливаются, образуя паровые пробки (снаряды).

Теплообмен здесь происходит как за счет образования пузырьков на поверхности нагрева, так и за счет конвекции в пленке жидкости с последующим ее испарением в паровые пробки. Дальнейшее увеличение скорости способствует слиянию отдельных паровых пробок. При этом режиме жидкость в основном расположена в пленке у стенки. Роль испарения жидкой перегретой пленки возрастает по мере ее утончения. В зависимости от скорости течения часть жидкости может срываться внутрь парового потока, образуя в нем диспергированные капли.

Повышение температуры стенки по высоте в области подсыхания пара обусловлено ухудшением теплообмена после высыхания пленки и перегревом пара. Особенности геометрического расположения горизонтальной трубы (Рисунок 2.5.42в) изменяют условия теплообмена по направлению потока и его сечению, увеличивая разнообразие режимов течения.

При малых скоростях движения жидкости (рис. 2.5.42г) течет в нижней части трубы, где и происходит ее кипение. При увеличении скоростей движения жидкости и пара, а также относительного движения фаз интенсификация теплообмена при этих режимах обусловлена турбулизацией потоков, а также увеличением площади смачиваемой поверхности (рис. 2.5.42д). Высокая турбулизация жидкости и уменьшение толщины пленки интенсифицируют теплообмен в этих условиях.

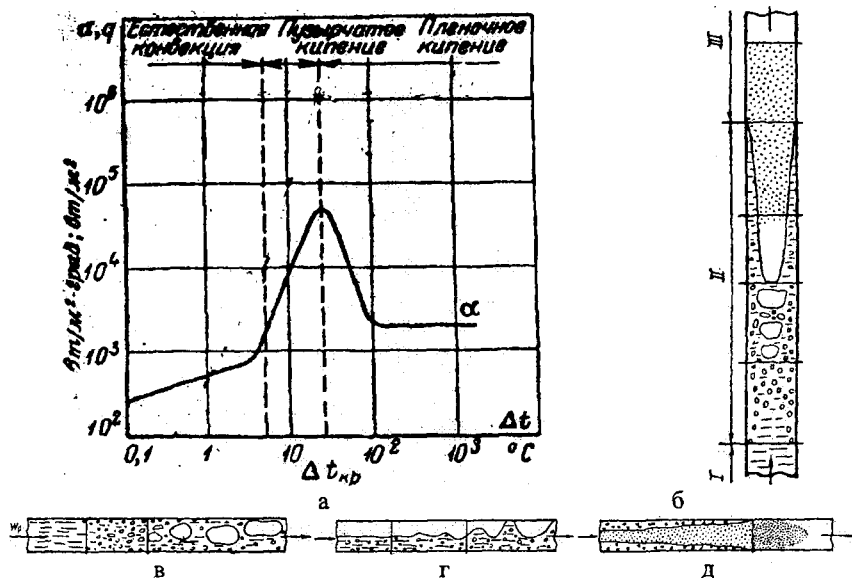


Рисунок-2.5.42 Режимы и структура двухфазных потоков при кипении жидкости: а) свободная конвекция; б) вертикальная труба (I — область подогрева жидкости без кипения; II — область кипения; III — область подсыхания и перегрева пара); в-д) горизонтальная труба

Испарители холодильных машин обычно работают при небольших плотностях теплового потока ($2-3 \text{ кВт/м}^2$) и низких температурах кипения. При таком режиме теплоотдача на пучке гладких труб в аммиачных аппаратах происходит в зонах свободной конвекции и неразвитого пузырькового кипения, а в хладоновых аппаратах — в области неразвитого и в начале развитого кипения. Влияние пучка на теплоотдачу сказывается тем меньше, чем больше шероховатость поверхности труб, давление и тепловой поток. Коэффициенты теплоотдачи при кипении на пучке оребренных труб выше, чем для пучка гладких труб. Это объясняется лучшими условиями для зарождения и роста пузырей на ребрах. При малых концентрациях масла (1–5%) коэффициент теплоотдачи на 10–30% выше, чем чистого рабочего вещества.

Интенсификация теплообмена обусловлена содержащимися в маслах поверхностно-активными веществами. Эти вещества способствуют снижению поверхностного натяжения на границе раздела фаз, развитию межфазной поверхности и интенсивному выравниванию полей концентраций. Наибольшее увеличение теплоотдачи наблюдается при концентрациях масла 1–3%. При концентрациях масла 6–8% она уменьшается. В случае кипения аммиака на замасленной трубе коэффициент теплоотдачи уменьшается в среднем на 15%. Средние значения коэффициентов теплоотдачи при кипении хладагентов на пучке горизонтальных труб больше, чем на одиночной трубе. Пузырьки пара, поднимающиеся с нижних рядов труб на верхние, интенсифицируют теплообмен на вышележащих трубах турбулизацией пограничного слоя и созданием дополнительных центров парообразования.

Работа холодильной установки протекает в условиях нестационарных процессов в ее узлах. Комплекс элементов холодильной установки определяет взаимосвязь процессов между собой. Так, равенство холодопроизводительности компрессора и испарителя (рис. 2.5.43) при понижающихся значениях температуры конденсации ($t_3 < t_2 < t_1$) достигается при понижающихся значениях температуры кипения ($t_{03} < t_{02} < t_{01}$).

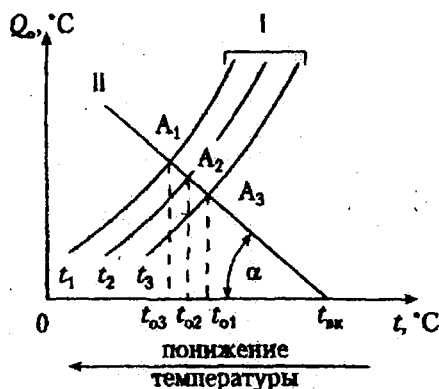


Рисунок- 2.5.43 Самоустановление температуры кипения t_{0i} при различных температурах конденсации (t_i):

I – характеристика компрессора; *II* – характеристика испарителя

Ведь холодопроизводительность испарителя Q_0 и компрессора Q_k выражают соотношениями:

$$\begin{cases} Q_0 = k_0 F_0 (t_{ex} - t_0) \\ Q_k = \lambda \frac{q_0}{g_1} V_h \\ Q_0 = Q_k \end{cases} \quad (2.5.7)$$

где k_0 – коэффициент теплопередачи испарителя; F_0 – площадь поверхности испарителя; t_{ex} , t_0 – температура охлаждаемой среды и температура кипения холодильного агента.

Обе эти характеристики зависят от температуры кипения. Линия (I) представляет собой характеристики компрессора при различной температуре конденсации t_1 , t_2 , t_3 , причем $t_3 > t_2 > t_1$. Прямая (II) – характеристика испарителя. Угол наклона α линии (II) определяется отношением холодопроизводительности испарителя, отнесенной к разности температур охлаждаемого объема (t_{ex}) и кипения (t_0)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Q_0}{t_{ex} - t_0} \quad (2.5.8)$$

Стальные стенки труб в конденсаторах водяного или воздушного охлаждения при передаче теплоты от горячих паров хладагента к воде или воздуху не должны препятствовать теплопередаче от одной среды к другой, и поэтому они изготавливаются из материалов, имеющих высокую теплопроводность. В случаях же когда

требуется уменьшить теплопритоки к холодным трубопроводам испарителей или уменьшить потери теплоты от горячих поверхностей в окружающую среду, то стенки покрывают теплоизоляционными материалами. Теплопередача – сложный процесс, физическая сущность которого определяется конвекцией, теплопроводностью и тепловым излучением. При заданном температурном перепаде и неизменной площади поверхности теплообмена величиной, определяющей теплопередачу, является коэффициент теплопередачи.

Интенсификация теплопередачи в теплообменных аппаратах является одним из основных путей снижения их габаритных размеров и металлоемкости. Пути интенсификации процесса передачи теплоты (рис. 2.5.44) могут быть найдены, например, из анализа частных составляющих коэффициента теплопередачи металлической стенки $k = 1/(1/\alpha_T + \delta/\lambda + 1/\alpha_X)$. Так, для чистой металлической стенки, толщина которой мала по сравнению с коэффициентом теплопроводности, уравнение принимает вид $k = 1/(1/\alpha_T + 1/\alpha_X) = (\alpha_T \alpha_X)/(\alpha_T + \alpha_X)$. Откуда следует, что значение коэффициента теплопередачи не может быть больше самого малого значения коэффициентов теплоотдачи. Из этих данных можно сделать следующие выводы:

1) при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ увеличение большего из коэффициентов теплоотдачи (α_2) почти не дает увеличения k ; 2) коэффициент теплопередачи увеличивается во столько же раз, во сколько увеличивается меньший (α_1) из коэффициентов теплоотдачи. Таким образом, при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ можно считать, что $k \approx \alpha_1$, а при $\alpha_1 \gg \alpha_2$, что $k \approx \alpha_2$.

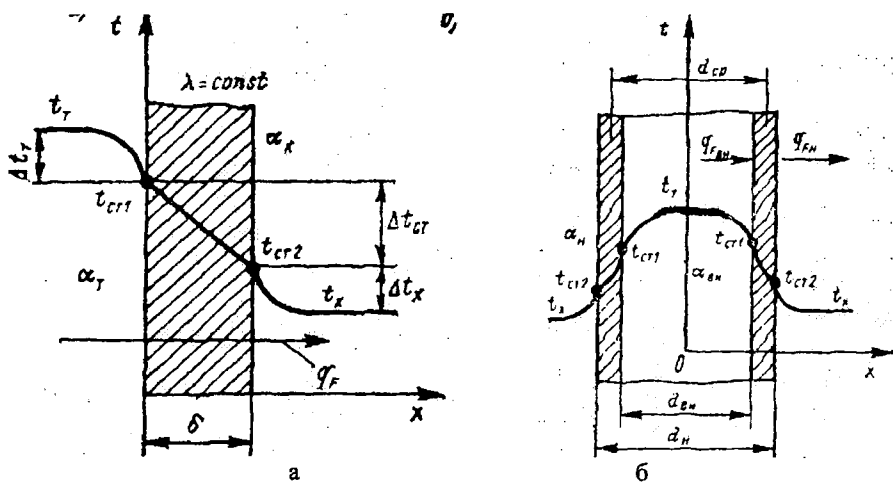


Рисунок-2.5.44 Теплопередача через стенки:
а) плоская; б) цилиндрическая

Теплопередающая поверхность аппаратов холодильных машин в процессе эксплуатации загрязняется как со стороны хладагента, так и со стороны хладоносителя. Коэффициенты теплопередачи после длительной эксплуатации могут снизиться на 40–50 % по сравнению с чистыми аппаратами, что объясняется большим термическим сопротивлением загрязнений (табл. 2.5.2).

Таблица 2.5.2

Кoeffициенты теплопроводности загрязняющих веществ

Вещество	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	Вещество	$\lambda, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
Смазочное масло	0,14	Пыль	0,2
Масляная краска	0,23	Лед при $\rho = 920 \text{ кг}/\text{м}^3$	2,20
Водяной камень при $\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$		Снег при $\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	
1000	0,15	200	0,15
2000	0,70	400	0,35
2500	1,75	600	0,60

Термические сопротивления теплоотдачи для цилиндрической стенки зависят не только от коэффициента, но и от диаметров поверхностей. В холодильных теплообменных аппаратах используют трубы с большим коэффициентом теплопроводности и малой по сравнению с диаметром толщиной стенки. В качестве изоляции $[1/(2\lambda_{cm})]\ln(d_n/d_{en})$ применяют материалы как органического, так и неорганического происхождения с коэффициентом теплопроводности $0,35 \dots 0,015 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Линейное термическое сопротивление стального изолированного трубопровода $R_t = 1/(\alpha_n/d_{en}) + [1/(2\lambda_{cm})]\ln(d_n/d_{en}) + [1/(2\lambda_{is})]\ln(d_{is}/d_n) + 1/(\alpha_n/d_{is})$, где четыре слагаемых правой части уравнения представляют собой соответственно термические сопротивления теплоотдачи внутри трубы, теплопроводности стенки, теплопроводности изоляции, теплоотдачи на наружной поверхности теплоизоляции. Первое $R_{t1} = 1/(\alpha_n/d_{en})$ и второе $R_{t2} = [1/(2\lambda_{cm})]\ln(d_n/d_{en})$ слагаемые правой части уравнения не зависят от изменения наружного диаметра изоляции. На графике (рис. 2.5.45а) сумма этих сопротивлений изображается прямой, параллельной оси абсцисс. Третье слагаемое $R_{t3} = [1/(2\lambda_{is})]\ln(d_{is}/d_n)$ – сопротивление теплопроводности изоляции с ростом ее толщины возрастает, а последнее $R_{t4} = 1/(\alpha_n/d_{is})$ – сопротивление теплоотдачи на наружной поверхности с ростом d_{is} уменьшается.

Таким образом, при наложении слоя тепловой изоляции на трубу происходит не только уменьшение тепловых потерь, связанных с дополнительным сопротивлением слоя изоляции, но одновременно улучшается отвод теплоты от внешней поверхности в окружающую среду за счет увеличения площади наружной поверхности. Следовательно, суммарный тепловой поток через изолированную трубу может увеличиваться и уменьшаться. Кривая суммарных термических сопротивлений в точке 2 имеет минимум.

Если учесть, что термическое сопротивление обратно пропорционально коэффициенту теплопередачи, то минимальному термическому сопротивлению в точке 2 будет соответствовать максимальная плотность теплового потока – точка 2₀. Значение внешнего диаметра теплоизоляции, при котором тепловой поток достигает максимального значения, называется критическим диаметром изоляции. Из рисунка 2.5.45а следует: 1) при $d_{is} < d_{cp}$ увеличение толщины изоляции приводит к возрастанию теплового потока по сравнению с неизолированным трубопроводом (точка 1), то есть к росту тепловых потерь, которые при $d_{is} = d_{cp}$ достигают максимума; 2) при $d_{is} > d_{cp}$ увеличение толщины изоляции приводит к уменьшению теплового потока;

3) при $d_{из}$ (точка 3) тепловой поток становится равным тепловому потоку неизолированного трубопровода: $q_{11} < q_{13}$. Это значит, что слой изоляции $\delta_{из} = 0,5(d_{из} - d_n)$ установлен напрасно, то есть изоляционный материал выбран неверно. Наружный диаметр изоляции $d_{из} = d_{кр}$ в экстремальной точке 2 может быть определен из уравнения, если взять первую производную от R_l по $d_{из}$ и приравнять ее к нулю:

$$\frac{\partial R_l}{\partial d_{из}} = \frac{1}{2\lambda_{из}d_{из}} - \frac{1}{\alpha_n d_{из}^2} \rightarrow d_{из} = 2\lambda_{из} / \alpha_n = d_{кр}. \quad (2.5.9)$$

Из полученного выражения следует, что критический диаметр теплоизоляции $d_{кр}$ зависит только от теплопроводности изоляционного материала $\lambda_{из}$ и коэффициента теплоотдачи α_n от наружной поверхности изоляции к окружающей среде и совершенно не зависит от размеров трубопровода. Поэтому для одной и той же трубы диаметра d_n в зависимости от применяемого изоляционного материала (кривые I, II, III на рисунке 2.5.45б) критический диаметр изоляции может иметь различные значения: $d_{кр}^I, d_{кр}^{II}, d_{кр}^{III}$.

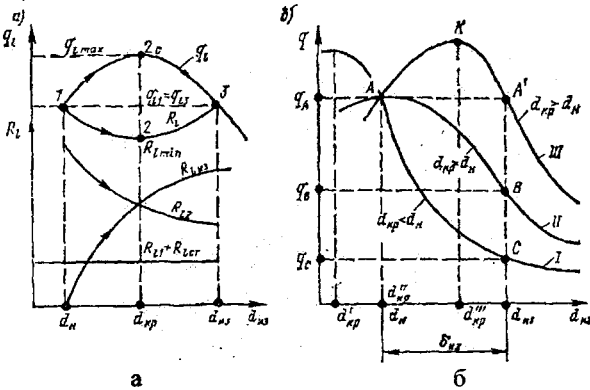


Рисунок- 2.5.45 К определению критического диаметра теплоизоляции

Из графика видно: 1) при одной и той же толщине слоя теплоизоляции $\delta_{из}$ наибольшее уменьшение теплового потока достигается при изоляционном материале, для которого $d_{кр} < d_n$; действительно, $q_A = q_A > q_B > q_C$; 2) толщину изоляции трубопровода следует увеличивать только до тех пор, пока происходит резкое снижение теплового потока, так как дальнейшее увеличение слоя изоляции малоэффективно. Следовательно, для правильного выбора типа изоляционного материала необходимо, чтобы $d_n \geq d_{кр}$ или $d_n \geq 2\lambda_{из} / \alpha_n$. Тогда $\lambda_{из} \leq \alpha_n d_n / 2$. Из неравенства следует, что чем меньше диаметр изолируемого трубопровода, тем более эффективной должна быть теплоизоляция, т. е. тем меньше должен быть ее коэффициент теплопроводности. В случае установки теплоизоляции на плоской стенке не возникает вопроса о принципиальной пригодности того или другого материала. Любой изоляционный материал будет уменьшать тепловой поток, так как размеры площади поверхности теплопередачи в направлении теплового потока не изменяются.

Таким образом, четыре основных элемента холодильной установки рассмотрены. При их наличии холодильная установка может функционировать. Однако в процессе эксплуатации могут возникнуть проблемы, решение которых возможно только при помощи вспомогательных узлов. Одно из назначений ресивера заключается в том, чтобы в точности компенсировать колебания массового расхода жидкости, обусловленные реакцией терморегулирующего вентиля на изменения тепловой нагрузки. Жидкий хладагент, поступающий из конденсатора, равномерно подается в терморегулирующий вентиль. При работе холодильной установки возможны утечки хладагента. При больших утечках возможна нехватка хладагента в системе, что приводит к снижению холодопроизводительности. Благодаря объему ресивера количество хладагента, заправляемого в систему, увеличивается.

Недостаточная емкость жидкостного ресивера никогда не позволит обеспечить удовлетворительную заправку установки. Если, например, емкость жидкостного ресивера мала, а установку заправляли в то время, когда температура в охлаждаемом объеме была относительно высокой, то по мере того, как температура в охлаждаемом объеме будет падать, терморегулирующий вентиль начнет закрываться, чтобы поддерживать заданный перегрев.

Уровень жидкости в ресивере начнет подниматься, а поскольку емкость ресивера небольшая, он быстро наполнится. С этого момента уровень жидкости внутри конденсатора начнет подниматься, снижая поверхность теплообмена и, следовательно, повышая давление конденсации. При малой емкости жидкостного ресивера и заправке установки хладагентом при низкой температуре в охлаждаемом объеме будут наблюдаться признаки нехватки хладагента в контуре, когда температура охлаждаемого объема начнет повышаться.

С точки зрения чисто функциональной, нет никаких технических противопоказаний к тому, чтобы снабдить установку жидкостным ресивером с емкостью большей, чем нужно. Однако увеличение размеров ресивера увеличивает размеры установки в целом и повышает ее стоимость. Более того, чем больше размеры ресивера, тем больше он будет содержать хладагента, намного превышая действительно потребное его количество, в то время как стоимость хладагентов в настоящее время довольно высокая.

Выбираемый многими конструкторами компромисс между маленьким и очень большим ресиверами заключается в том, чтобы объем ресивера мог вместить все количество хладагента, заправляемое в установку с целью максимального упрощения обычных операций по техническому обслуживанию. Это позволяет ремонтнику, закрыв выходной вентиль на жидкостном ресивере, откакумировать с помощью компрессора жидкостную и всасывающую магистрали, а также испаритель, как бы собирая всю жидкость в конденсаторе и жидкостном ресивере.

Если компрессор снабжен технологическими вентилями, после этого никаких проблем не будет с обслуживанием любого элемента контура (за исключением конденсатора и ресивера). Причем, во время этого обслуживания потери хладагента будут минимальными (только в газовой фазе, оставшейся в жидкостной и всасывающей магистралях).

Пример конструктивного исполнения горизонтального цилиндрического ресивера холодильной машины представлен на рисунке 2.5.46. Он включает стальной сосуд (2), на котором установлены два запорных вентиля (1) и два смотровых уст-

ройства. Полная заправка машины холодильным агентом соответствует уровню жидкого хладагента в пределах верхнего смотрового стекла (3). Снижение уровня хладагента в процессе работы ниже середины смотрового стекла указывает на необходимость дозаправки системы агентом.

Для выброса холодильного агента в случае аварийного повышения температуры выше 70°C на ресивере установлена плавкая пробка (5). Конструкция запорного вентиля с мембранным уплотнением представлена на рисунке 2.5.46б. В корпусе (1) вентиля установлен шток (3) с конусным концом. Вверх шток перемещается под действием пружины (4), вниз - под действием шпинделя (9) при вращении его маховика (10) по часовой стрелке. Усилие от шпинделя (9) штоку (3) передается через подпятник (7) и мембрану (6), которая изолирует полость штока, сообщаемую с системой холодильной установки, от полости шпинделя, сообщающейся с атмосферой. Мембрана уплотняется резиновыми прокладками при завинчивании гайки (5). Роль запорного устройства играет конусный конец штока (3), прилегающий к седлу, выполненному в корпусе (1). Запорный вентиль вворачивается в штуцер ресивера, соединяется с трубопроводом нагнетательной линии через штуцер посредством накидной гайки (2).

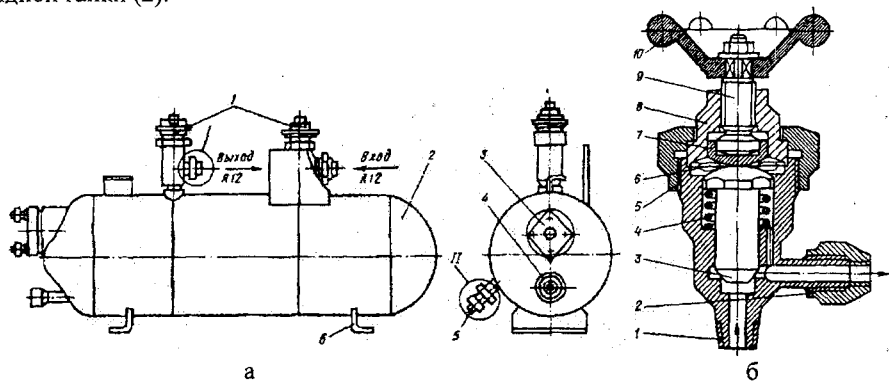


Рисунок - 2.5.46 Ресивер:

- а) общий вид (1 - вентиль; 2 - сосуд; 3, 4 - смотровое стекло; 5 - плавкая пробка; 6 - лапа);
 б) вентиль (1 - корпус; 2,5 - гайка; 3 - шток; 4 - пружина; 6 - мембрана; 7 - подпятник;
 8 - крышка; 9 - шпиндель; 10 - маховик)

В процессе эксплуатации (при замене узлов холодильной установки или при заправке хладагента) возможно попадание в систему влаги или механических примесей (окалины, ржавчины, опилок). Для фильтрации хладагента применяется фильтр-осушитель. Он устанавливается, как правило, после ресивера. Типичная конструктивная схема фильтров-осушителей для улавливания механических примесей и влаги приведена на рисунке 2.5.47а.

Сжиженный хладон из ресивера поступает в сетчатый фильтр, в котором улавливаются наиболее крупные механические примеси. Фильтрующим элементом осушителей является проволочная сетка из фосфористой бронзы и замши толщиной до 2 мм. При дальнейшем движении хладон очищается от влаги, которая адсорбируется зернами силикагеля. Адсорбентом фильтров-осушителей служит гранулированный

силикагель с величиной зерен от 3 до 5 мм. Его поглощающая способность составляет от 10 до 40% влаги от массы силикагеля. Более целесообразным для этой цели является синтетический натриевый цеолит, поглощающая способность которого в 2,5 раза выше, чем у силикагеля. Как видно из рисунков, принцип очистки холодильного агента от примесей и влаги во всех устройствах один. Отличаются они только конструктивно ввиду различных компоновочных решений каждой холодильной машины и установки. Для повышения экономичности и предотвращения попадания жидкого хладагента из испарителя в компрессор современные холодильные установки оснащаются теплообменником, позволяющим увеличить холодопроизводительность на 12–14%.

Он устанавливается после фильтра осушителя перед терморегулирующим вентилем в линии высокого давления. В нем происходит теплообмен между жидкостью, поступающей из фильтра-осушителя к терморегулирующему вентилю, и паром, поступающим из испарителя к компрессору. Проходя через теплообменник, холодный всасываемый пар поглощает теплоту от жидкости и перегревается, а жидкость при этом переохлаждается. Переохлаждение жидкости является положительным процессом, так как снижает дроссельные потери. Перегрев пара перед компрессором необходим для безопасной работы компрессора, хотя и приводит к увеличению работы сжатия, повышению конечной температуры нагнетания и увеличению тепловой нагрузки на конденсатор.

Кроме того, для компрессоров, работающих на хладагоне, выгодно поддерживать более высокую температуру перегрева, так как это уменьшает объемные потери и повышает холодопроизводительность компрессора. Устройство типичного теплообменника холодильной машины приведено на рисунке 2.5.47б.

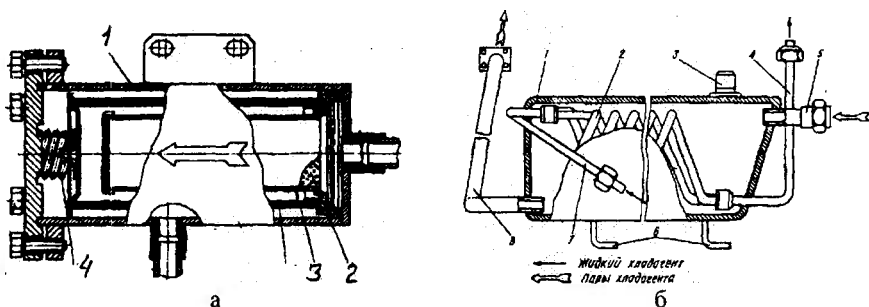


Рисунок- 2.5.47 Конструктивные элементы холодильного контура:

а) фильтр (1 – корпус; 2 – силикагель; 3 – фильтр сетчатый; 4 – пружина); б) теплообменник (1 – обечайка; 2 – меевик; 3 – штуцер; 4,7 – трубка; 5, 8 – труба; 6 – лань)

Работа холодильных установок в автоматическом режиме и их защита от аварийных ситуаций обеспечивается приборами автоматики, к которым относятся: датчик-реле температуры, датчики-реле давления, реле контроля смазки. Основным управляющим прибором холодильной установки является реле давления. Оно предназначено для поддержания заданного давления в холодильном контуре установки путем включения или выключения компрессора. Прибор состоит из блоков низкого и высокого давления (Рисунок- 2.5.48).

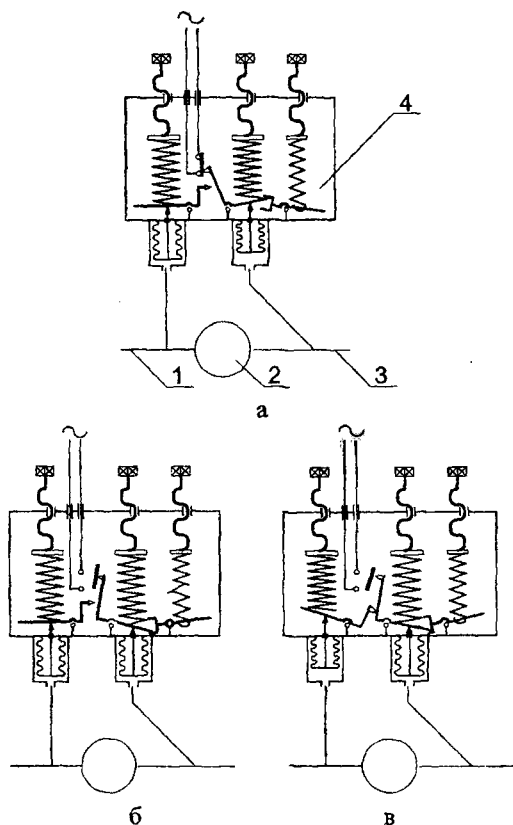


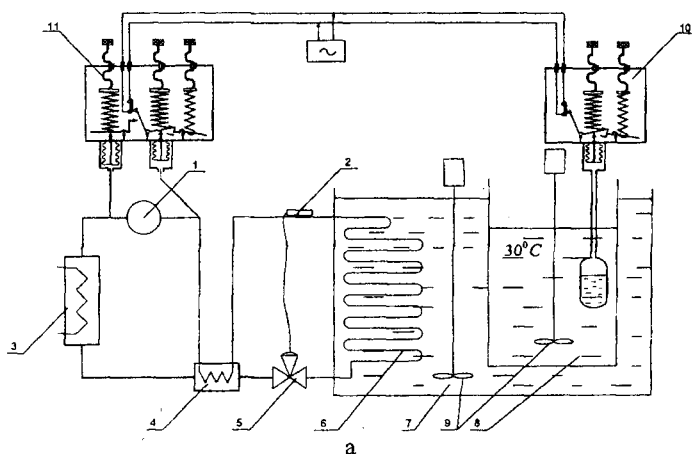
Рисунок- 2.5.48 Принцип работы реле давления:

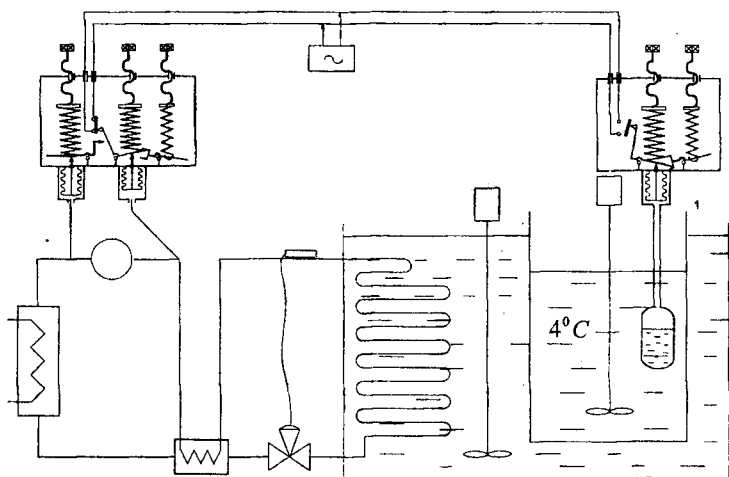
а) включение (1 – трубопровод высокого давления; 2 – компрессор; 3 – трубопровод низкого давления; 4 – реле давления); б-в) отключение

При увеличении давления во всасывающей линии выше допустимого уровня сильфон сжимается и, преодолевая усилие пружины, поворачивает рычаг по часовой стрелке до момента касания верхнего выступа вилки рычага дифференциала. Дальнейший поворот рычага возможен лишь при условии превышения величины давления настолько, чтобы преодолеть суммарное усилие пружины дифференциала и основной пружины. Дальнейшее увеличение давления поворачивает рычаг, который воздействует своим верхним концом на выключатель, преодолевает действие его пружины и замыкает контакты. Если во время работы холодильной установки давление в нагнетательной линии возросло сверх допустимого, сильфон высокого давления сжимается и через толкатель поворачивает рычаг против часовой стрелки. Верхний конец рычага перемещает рычаг влево, преодолевая усилие пружины. При этом толкатель выключателя размыкает контакты. При пониженном давлении в обоих случаях детали механизма перемещаются в обратном направлении, размыкая контакты выключателя.

Датчики-реле всасывания выключают компрессор при понижении давления паров хладагента во всасывающей линии ниже допустимых пределов. Такими пределами для оборудования, работающего на хладоне-22, является давление ниже 0,1–0,25 МПа. Датчик-реле давления нагнетания выключает компрессор при повышении давления паров хладагента в нагнетательной линии выше допустимых пределов. Такими пределами для оборудования, работающего на хладоне-22, является давление выше 1,68 МПа.

Реле температуры в холодильных установках служит для управления процессом наморозки льда на наружной поверхности панелей испарителя и регулирования температуры хладоносителя на выходе из бака (водосборника). Эти приборы манометрического типа двухпозиционного действия включаются в цепь управления электродвигателя компрессора и вентилятора. Заморозка требуемого количества льда выключает реле температуры холодильного агрегата, а расходование запаса льда включает его. Принцип действия прибора основан на изменении давления парожидкостной смеси хладона в термосистеме прибора (рис. 2.5.49а) в зависимости от изменения температуры термобаллона. Повышение температуры термобаллона вызывает соответствующий рост давления хладона и, воздействуя через капиллярную трубку на сильфон, сжимает его. Толкатель сильфона воздействует на основной рычаг, стремясь повернуть его по часовой стрелке. Этому препятствует сжатая пружина, воздействующая на рычаг сверху (рис. 2.5.49б). Поворот основного рычага по часовой стрелке замыкает контакты включения компрессора. Усилие сжатия пружины регулируется винтом. Настройка прибора контролируется по положению стрелки шкалы. Сжатие пружины дифференциала (стрелка установлена в нижней части шкалы) усиливает противодействие повороту основного рычага по часовой стрелке. Следовательно, замыкание контактов прибора будет соответствовать большей температуре контролируемого объекта. Узел дифференциала предназначен для установки винтом дифференциала определенной разности температур прямого срабатывания прибора (контакт при этом размыкается) и обратного срабатывания (замыкание контактов).





б

Рисунок- 2.5.49 Режимы работы термореле:

а) охлаждение (1 – компрессор; 2 – термобаллон; 3 – конденсатор; 4 – теплообменник; 5 – термовентиль; 6 – испаритель; 7 – бак водяной; 8 – бак молочный; 9 – мешалка; 10 – термореле; 11 – реле давления); б) ожидание

Реле контроля смазки обеспечивают автоматическую защиту компрессоров от понижения разности давлений в системе смазки. Оно также контролирует разность давлений, создаваемую насосами хладагентов (рис. 2.5.50). При работе компрессора на сильфоны чувствительных систем прибора действуют давления, разность которых контролируется. Давление в нижней части чувствительной системы должно быть больше, чем в верхней. Контакты прибора замкнуты.

Один из сильфонов (5) соединен с картером компрессора, второй – с масляной магистралью. Давление в нижнем сильфоне равно сумме давлений в картере компрессора и давления масла, создаваемого масляным насосом. Нормативная разность давлений масла удерживает контакты (14) реле в замкнутом положении. Уменьшение давления масла снижает величину усилия воздействующее на нижний сильфон (1). Он сокращается, и рычаг (2) под воздействием пружины (3) поворачивается вокруг оси против часовой стрелки. Верхняя часть рычага (9) перемещается влево, увлекая за собой пружину (10).

Пересечение верхним концом пружины оси поводка (12) вызывает поворот поводок вокруг оси по часовой стрелке. Поводок, действуя на контактную планку (13), размыкает контакты.

Заданную разность давлений регулируют винтом (7). Значение установленной разности давлений указывает стрелка (5) на шкале (6). Повышение разностью давлений величины зоны чувствительности замыкает контакты. Верхний штуцер прибора обозначается знаком «-», нижний «+». Соединение импульсных трубок реле контроля смазки производится согласно данным таблицы 2.5.3.

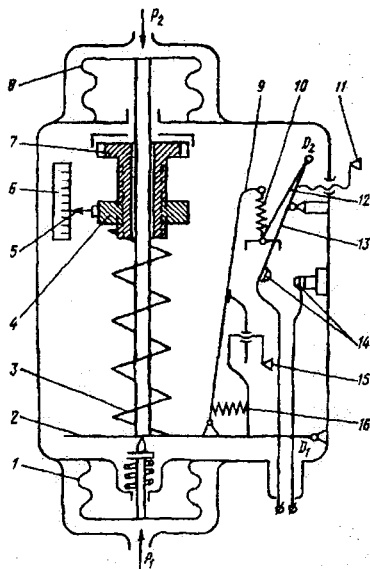


Рисунок- 2.5.50 Реле контроля смазки:

1, 8 – сильфоны; 2, 9 – рычаги; 3, 10, 16 – пружины; 4 – втулка; 5 – стрелка; 6 – шкала;
 7 – винт, 11 – винт регулировки дифференциала; 12 – поводок; 13 – планка контактная;
 14 – контакты; 15 – винт юстировочный

Таблица. 2.5.3

Соединение импульсных трубок реле контроля смазки

Наименование узлов	Верхний штуцер прибора обозначается знаком «-»	нижний «+».
В поршневом компрессоре	К картеру компрессора	К корпусу сальника компрессора
В винтовом агрегате	К маслоотделителю	К коллектору после фильтра тонкой очистки масла
В насосе хладагента	К всасывающему патрубку	К нагнетательному патрубку

Эффективность работы холодильных установок при различных режимах работы обеспечивается с помощью контроллеров, которые плавно уменьшают значение перегрева до момента, когда пульсации давления не будут превышать определенного значения [57]. Они имеют жидкокристаллические дисплеи, на которые выводятся как все текущие параметры работы оборудования, так и информация об авариях и температурах (рис. 2.5.51). Контроллеры позволяют управлять элементами холодильной установки или всей установкой в целом. Кроме того, контроллер отображает текущую информацию о состоянии холодильной установки на дисплее и выводит ее на компьютер. Они могут монтироваться в щитах, встраиваться в дверцу щита или монтироваться непосредственно на кронштейне на стене или в любом удобном месте. Контроллеры обычно поставляют с необходимым комплектом датчиков температуры, давления, крепежом.

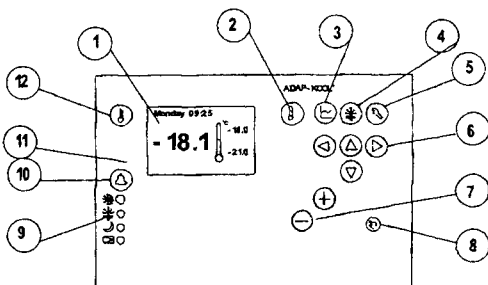


Рисунок- 2.5.51 Дисплей блока управления:

1 – графический дисплей; 2,3 – кнопки изменения и просмотра температуры; 4,5 – кнопки набора режимов и параметров; 6 – кнопки перемещения в меню; 7 – кнопки изменения загрузки в меню; 8 – кнопка начала и прекращения регулирования, выхода данных; 9,11 – лампочки сигнальные; 10 – кнопка выявления причины поступившего сигнала тревоги; 12 – кнопка просмотра состояния работы системы

Полностью связать холодильную установку в единую систему управления позволяет система ADAP-KOOL (рис. 2.5.52). Она позволяет управлять компрессорным агрегатом или несколькими компрессорными агрегатами, оснащенными приборами регулирования и защиты по электропитанию, датчиками давления, вентиляторами конденсатора и воздухоохладителей, электронным расширительным вентилем. Вся информация о холодильной установке может быть выведена на компьютер.

Причем, доступ к информации можно получить, находясь на удалении от холодильной установки по модемной связи, что очень удобно для малонаселенных районов, где нет телефонных линий, но есть возможность использовать, например, GSM-модем. Кроме того, подобные системы дают возможность извещать обслуживающий персонал при помощи SMS-сообщений о состоянии холодильной установки и неполадках. Таким образом, при помощи приборов автоматизации можно комплексно автоматизировать холодильную установку. Контроллер EKC331, отбирая датчиком, например, давление всасывания, контролирует работу компрессора. Сдвоенное реле давления KP15 защищает компрессор от превышения давления нагнетания и падения давления всасывания. Холодильная установка работает на две температуры кипения (нижняя камера работает на более низкую температуру, верхняя – на более высокую). Чтобы выровнять давление, на всасывающую линию в верхней высокотемпературной камере поставлен регулятор давления KVP, в нижней камере – обратный клапан NRV, чтобы не было перетечек, так как в высокотемпературной камере давление выше. Общее давление всасывания регулирует KVL. Контроллер EKC201 в низкотемпературной камере по датчику температуры в объеме управляет работой вентиляторов, закрытием и открытием соленоидного вентиля EVR, началом и окончанием оттаивания. В высокотемпературной камере не требуется оттаивания (положительные температуры), поэтому контроллер более простой – EKC101, он управляет лишь работой соленоидного вентиля EVR. Дросселирование производят механические терморегулирующие вентили с внешним выравниванием TE. Контроллер EKC331 с датчиком давления управляет включением и выключением

ем вентиляторов конденсатора и тем самым поддерживает давление конденсации. Для предотвращения перетекания жидкого холодильного агента в зимнее время из теплого ресивера в более холодный конденсатор используют систему зимнего регулирования KVR + NRD.

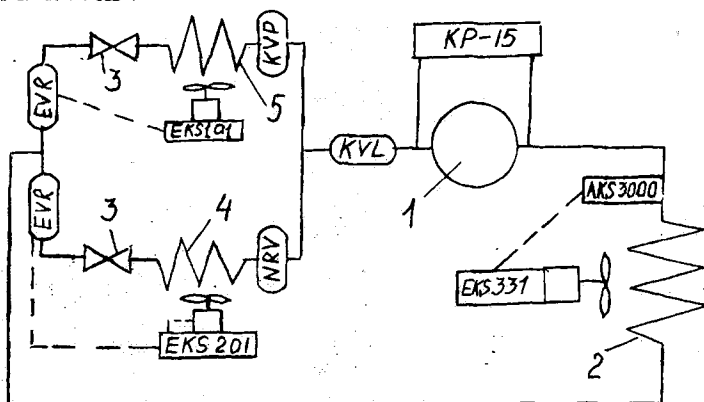


Рисунок-2.5.52 Схема автоматизации импортной холодильной установки:

- 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – терморегулирующий вентиль;
4 – низкотемпературный испаритель; 5 – высокотемпературный испаритель

В качестве рабочего вещества в системах холодильных установок применяют хладагенты. Чтобы какое-то вещество могло выполнять функции хладагента, необходимо, чтобы при атмосферном давлении его температура кипения была низкой, а давление конденсации – достижимым значением. Желательно, чтобы его удельная энтальпия была значительной. В качестве первого хладагента использовалась вода. До конца XIX века использовались аммиак (R717), углекислый газ (R744) и двуокись серы (R764). Аммиак, точка кипения которого равна -33 градуса, или сернистый газ, испаряющийся при -10 градусах, дешевы, но имеют резкий запах и ядовиты. Случайная их утечка из системы охлаждения вызывает удушающее действие. Считается, что предельная величина концентрации аммиака, например, для человека не должна превышать 25 ppm. Кроме того, как аммиак, так и сернистый газ вызывают коррозию многих металлов. Аммиак, например, химически агрессивен по отношению к меди и ее сплавам, используемых в современных холодильных установках. Поэтому этот хладагент применяется лишь в крупных промышленных холодильных установках средней и большой мощности (выше 100 кВт). Затем в 1930 году американские химики получили органическое соединение, содержащее фтор – дихлордифторметан (фреон). Его молекула представляет собой молекулу метана, в которой водородные атомы замещены: два – на атомы хлора и оставшиеся два – на атомы фтора (рис. 2.5.53). Фреон – хладагент. Под давлением он легко превращается в жидкость, которая испаряется уже при температуре -28°C , не имеет запаха, не ядовит и не разрушает металлы. Он не горюч, благодаря чему исключается опасность взрыва или пожара. Поэтому, хотя фреон и дороже неорганических хладагентов, он широко применялся в домашних холодильниках, вытеснив из сферы применения все ранее упоминавшиеся хладагенты, за исключением аммиака.

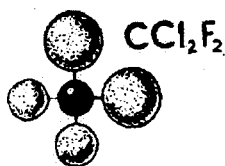


Рисунок- 2.5.53 Молекула фреона

Впоследствии номенклатура используемых хладагентов стала еще многочисленнее. Чтобы обеспечить их обозначение, была введена система буквенно-цифровых индексов. Предельные углеводороды и их галогенные производные обозначаются буквой *R* с тремя цифрами после нее, то есть *Redu*, где:

c – (сотни) равно числу атомов углерода, уменьшенному на единицу;
d – (десятки) равно числу атомов водорода, увеличенному на единицу;
u – (единицы) равно числу атомов фтора.

Для определения химической формулы соединения ее состав дополняют хлором таким образом, чтобы полное число одновалентных атомов, то есть атомов водорода, фтора и хлора вместе взятых, было равно 4 для производных метана, для производных этана – 6 и для производных пропана – 8. Например, для *R12*, обозначение которого следовало бы записать как *R012*, имеем следующее число атомов *n*: $n_c = 1$, $n_H = 0$, $n_F = 2$. Следовательно, $n_{Cl} = 1$, откуда его химическая формула CF_2Cl_2 (дифтордихлорметан). Для *R22* (*R022*) имеем: $n_c = 1$, $n_H = 1$, $n_F = 2$, следовательно, $n_{Cl} = 1$, откуда его формула CHF_2Cl то есть дифторхлорметан. Для *R114* имеют: $n_c = 2$, $n_H = 2$, $n_F = 4$, следовательно, $n_{Cl} = 2$, откуда его формула $C_2F_4Cl_2$ – то есть тетрафтордихлорэтан.

Если в составе соединения имеется бром, то в его обозначении появляется буква *B* (хотя химический символ брома – *Br*), за которой следует число атомов брома. Например, для *R13B1* (*R013B1*) имеем: $n_c = 1$, $n_H = 0$, $n_F = 3$, следовательно, $n_{Cl} = 1$, откуда его химическая формула CF_3Br – то есть трифторбромметан. Изомеры производных этана имеют один и тот же цифровой индекс, и то, что данный изомер является полностью симметричным, указывается его индексом без каких-либо уточнений.

По мере возрастания значительной асимметрии к цифровому индексу соответствующего изомера прибавляется буква *a*, при еще большей асимметрии она заменяется буквой *b*, затем *c* (например, *R134a* или *R142b*). Способ цифрового обозначения непредельных углеводородов и их галогенных производных тот же самый, что и в предыдущем случае, но после буквы добавляется *1* для обозначения тысяч (например, *R150*). Для хладагентов на основе циклических углеводородов и их производных после буквы *R* перед цифровым индексом вставляется буква *C* (например, *RC270*).

Различным органическим соединениям присвоена серия 600, а номер каждого хладагента внутри этой серии назначается произвольно. Например, метиламин имеет номер 30, следовательно, его обозначение запишется как *R630*. Различным неорганическим соединениям присвоена серия 700, а идентификационный номер хладагентов, принадлежащих к этой серии, определяется как сумма числа 700 и

молекулярной массы каждого хладагента. Например, для аммиака, химическая формула которого NH_3 , имеем $1 \cdot 14(N) + 3 \cdot 1(H_3) + 700 = 717$. Таким образом, обозначение NH_3 записывается как R717.

В компрессионных холодильных машинах наряду с чистыми холодильными агентами и азеотропными смесями используют неазеотропные смеси, которые характеризуются различием равновесных концентраций компонентов в жидкой и газовой фазах. Этим хладагентам присвоена серия 400 с произвольным номером для каждого хладагента внутри этой серии. Эти смеси, в отличие от азеотропных, не перегоняются без разделения на компоненты. Кипение и конденсация неазеотропных смесей происходят при переменных температурах. Азеотропным смесям присвоена серия 500 также с произвольным номером каждого хладагента внутри этой серии. Например, типичной азеотропной смесью является хладагент R502, состоящий из 48,8% R22 и 51,2% R115.

Ученые выявили вредное воздействие хлорсодержащих хладагентов на защитный озоновый слой Земли. Химическая стабильность молекул этих хладагентов превышает сто лет. Они не разрушаются солнечными лучами, не вступают в химические реакции и не растворяются в воде. Наиболее активные молекулы хлорсодержащего хладагента (три-пять молекул на десять миллиардов молекул воздуха) в течение одного-двух лет достигают стратосферы. Под действием ультрафиолетового излучения от молекул хлорсодержащего хладагента отрывается атом хлора, а оставшийся радикал легко окисляется, создавая молекулу оксида хлора и новый радикал. Атом хлора и молекула оксида хлора активно включаются в каталитический цикл разрушения озона [54]. Одна молекула хлора, достигшая атмосферы, способна разрушить от десяти до ста тысяч молекул озона (рис.2.5.54).

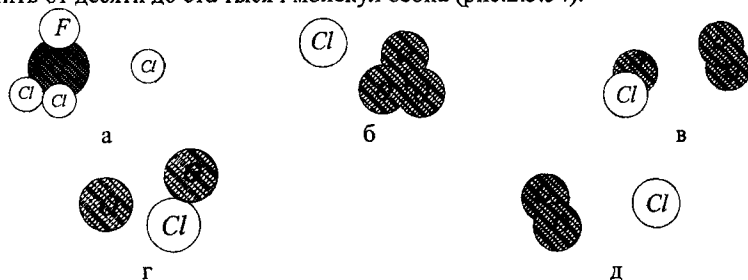


Рисунок- 2.5.54 Механизм цепного разрушения стратосферного озона хлором:

а) отщепление атома хлора при поглощении молекулой фреона кванта энергии; б) атака молекулы озона; г) отщепление атома кислорода (образуя оксид хлора и молекулу кислорода); д) атака оксида хлора; е) образование атома хлора и молекулы кислорода

Соответственно появилась тенденция при обозначении хладагента предварять цифровой индекс не буквами R или H, а аббревиатурой, уточняющей воздействие на окружающую среду. Таких групп три – это группа озоноопасных хладагентов (CFC), менее опасных фторхлорсодержащих углеводородов (HCFC) и группа безопасных фторуглеводородов (HFC). Вредное воздействие хладагентов категорий HCFC и HFC на окружающую среду гораздо слабее, чем хладагентов категории CFC (рис. 2.5.55).

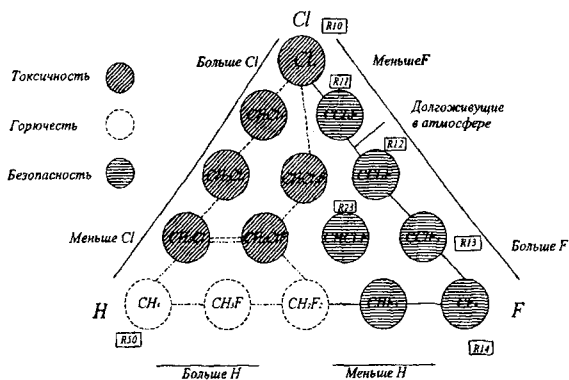


Рис. 2.5.55 Зоны безопасности галогеноводородов метанового и этанового рядов

Например, предлагается обозначение *CFC12* для хладагента *R12*, относящегося к категории *CFC*. В эту категорию входят чрезвычайно вредные для окружающей среды хладагенты, поскольку их молекулы содержат атомы хлора (в *CFC12* два атома хлора, его формула CF_2Cl_2). Обозначение *HCFC142b* предлагается для хладагента *R142b*, относящегося к категории *HCFC*. Эта категория состоит из хладагентов средней или слабой вредности для окружающей среды, так как их молекулы содержат меньше (чем категория *CFC*) атомов хлора, поскольку часть их замещена атомами водорода (формула $HCFC142bCH_3 - CClF_2$). Обозначение *HFC134a* предлагается для хладагента *R134a*, относящегося к категории *HFC*. Эта категория состоит из хладагентов, безвредных для окружающей среды, так как все атомы хлора в их молекулах замещены атомами водорода (формула $HFC134aCH_2F - CF_3$) [54]. Характеристики и свойства хладагентов категорий *CFC*, *HCFC* и *HFC* близки. Хладагенты категории *CFC* – это малотоксичные вещества, обнаруживаемые по запаху (сладковатый аромат) при объемной концентрации в воздухе выше 20 %. Хладагенты *CFC* взрывобезопасны, однако разлагаются в присутствии открытого пламени или электрической дуги. Продуктами разложения являются хлористоводородная (соляная) и фтористоводородная (плавиковая) кислоты, которые проявляют себя при малых концентрациях резким запахом. Разложение *CFC* в присутствии открытого пламени положено в основу принципа обнаружения утечек с помощью галогенной лампы, где продукты разложения реагируют в пламени лампы с нагретой медью, окрашивая пламя в различные оттенки, переходящие от коричневого к синеватому. Растворимость воды в хладагентах зависит от их типа. Такие хладагенты как *R11*, *R12* и *R13*, молекулы которых не содержат водорода, слабо растворяют воду. При 0°C максимальное содержание воды в них составляет от 20 до 30 мг/кг. Напротив, хладагенты *R21* и *R22*, молекулы которых содержат по одному атому водорода, при 0°C способны растворить от 500 до 600 мг/кг.

Эта характеристика важна, поскольку в случае отрицательных температур испарения холодильной системы нерастворенная вода может оседать на регулирующих органах, таких, например, как терморегулирующий вентиль, замерзая на седлах клапанов и вызывая тем самым их закупорку. Кроме того, при содержании влаги

свыше примерно 25 мг/кг в хладагентах в результате их разложения образуется соляная и плавиковая кислоты, вызывающие деградацию смазочных свойств масел, коррозию конструкционных материалов и разрушение изоляции обмоток электродвигателей герметичных и полугерметичных компрессоров. Поэтому перед каждой заправкой хладагентом *CFC* оборудование обезвоживают.

Для хладагентов категории *HCFC* и *HFC* (за исключением *R22*) отсутствуют общепринятые значения предельно допустимых концентраций. Горение может начаться, если, например, *R22* и *R134a* смешать с воздухом при высоком давлении и нагреть до высокой температуры. Сочетание таких условий маловероятно, однако при выполнении определенных работ, например, при сварке сосудов, в которых находилась или находится смесь одного из этих хладагентов с воздухом или кислородом, принимают меры предосторожности. При обращении с хладагентами любой категории следует избегать скопления паров. Пары хладагентов тяжелее воздуха, поэтому они могут накапливаться внизу. Рабочие места должны хорошо проветриваться. Следует избегать попадания хладагентов на руки и открытые участки кожи, так как это может вызвать обморожение. Хладагенты *R123* и *R141b* не вызывают обморожения, однако уничтожают естественную жировую смазку кожи, делая ее доступной для инфекций. Следует защищать глаза от выбросов хладагента, предохранять баллоны, в которых находились или находятся какие-либо хладагенты, от повреждений и перегрева. При несчастных случаях не использовать лекарственные средства семейства адреналина-эфедрина. В сочетании с чрезмерной концентрацией паров хладагента эти средства могут стать причиной сердечной аритмии. Из всех хладагентов, принадлежащих к категориям *CFC*, *HCFC* и *HFC*, один из них, а именно *R22*, заслуживает особого упоминания. Этот хладагент категории *HCFC* входит в число традиционных хладагентов (за исключением аммиака).

Хладагент *R600a* (изобутан) рассматривается в последнее время как возможный заменитель других хладагентов, оказывающих сильное воздействие на окружающую среду, в бытовых холодильниках. Это вещество, являющееся частью нефтяных газов, имеет практически нулевые потенциалы истощения озона (*ODP*) и глобального потепления (*GWP*). В европейских странах (особенно в Германии) более 90% холодильников заправляют *R600a* в качестве хладагента. Свойства хладагента *R600a* отличаются от свойств других хладагентов, используемых в бытовых холодильниках. Так, при -25°C испарение *R600a* составляет примерно 55% от уровня *R134a*. В связи с этим его температура кипения на 15 градусов выше, а рабочее давление в холодильном агрегате ниже. Основной недостаток хладагента *R600a* обусловлен опасностью его воспламенения.

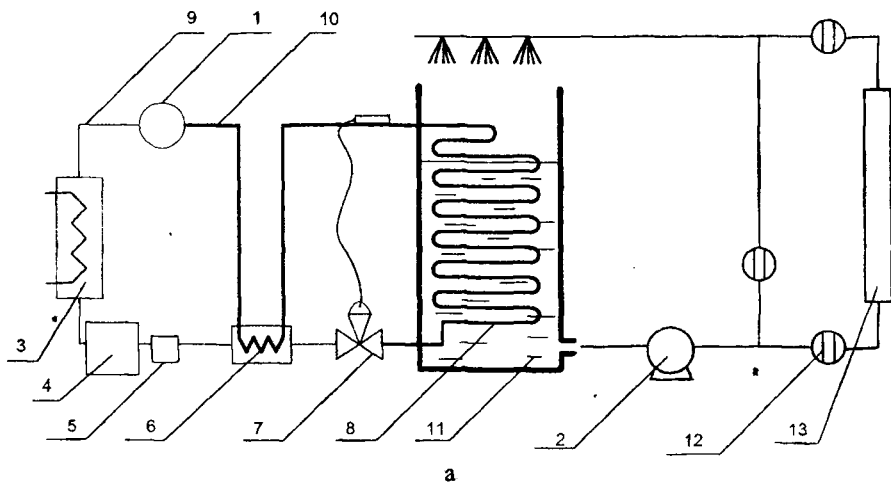
Это свойство требует осторожного обращения с ним и принятия мер безопасности. Смеси изобутана с воздухом способны воспламеняться в широком диапазоне концентраций. Аварийная обстановка возможна при наличии двух предпосылок – воспламеняющейся смеси газа и воздуха и источника воспламенения с определенным уровнем температуры. С целью предупреждения подобной комбинации компрессоры, работающие на хладагенте *R600a*, оборудуют устройствами и пускозащитными реле, предотвращающими вылет искр.

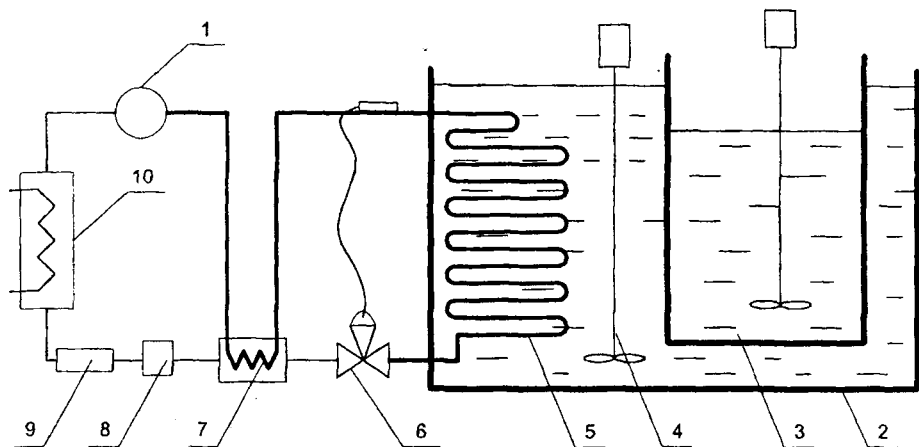
Помещение должно хорошо проветриваться. Обслуживанием и ремонтом холодильников, работающих на *R600a*, должен заниматься хорошо подготовленный персонал. Диагностическое оборудование обслуживающего персонала должно отвечать

требованиям R600a по качеству откачки и точности заправки. Точность дозы заправляемого хладагента обеспечивают электронными весами. Производство хладагентов представляет собой сложный технологический процесс, требующий больших капитальных вложений. Например, производство классического хладагента R22 осуществляют путем фторирования безводной плавиковой (фтористоводородной) кислоты в жидкой или паровой фазе согласно реакции $CHCl_3 + 2HF = CHClF_2 + 2HCl$.

Реакция в жидкой фазе, как правило, происходит в присутствии катализатора хлорокси сурьмы, а в газовой фазе катализатором являются соли хрома. Получаемое при этом фторсодержащее соединение обладает большей летучестью, чем хлороводород, образующийся на выходе. Производство одной тонны R22 требует 1,4 тонны хлороформа и 0,5 тонны плавиковой кислоты. Масса получаемой в качестве побочного продукта 33%-й соляной кислоты в результате растворения хлороводорода в воде достигает 2,5 тонны. Хладагенты разливают в специальные емкости — стальные баллоны, бочки, цистерны. Некоторые изготовители поставляют на продажу свою продукцию в малых емкостях из алюминия. Такие емкости, имея достаточную прочность, вдвое легче. Для сосудов, специально предназначенных для слива в них хладагентов, которые подлежат регенерации, предусмотрена зеленая флуоресцирующая окраска, тогда как чистые сосуды для неиспользованных или регенерированных хладагентов окрашиваются в различные цвета в зависимости от марки хладагента (ярко-зеленый для R 22; бледно-голубой для R134a; розовый для R142b).

Охлаждение свежесвыдоенного молока с помощью холодильного оборудования осуществляется по нескольким схемам. Так, для охлаждения молока можно применять предварительно охлажденную воду, подаваемую из емкости с испарителем в межстенное пространство резервуара с молоком. Там вода нагревается, охлаждая молоко, и поступает обратно в емкость с испарителем (рис. 2.5.56a). Емкость с молоком может быть расположена прямо в емкости с водой и испарителем (рис. 2.5.56б). В этом случае для интенсификации теплообмена требуются мешалки молока и воды.





6

Рисунок- 2.5.56 Резервуары холодильных установок:

а) отдельные (1 – компрессор; 2 – насос; 3 – конденсатор; 4 – ресивер; 5 – фильтр; 6 – теплообменник; 7 – терморегулирующий вентиль; 8 – испаритель; 9, 10 – трубопроводы; 11 – бак с водой; 12 – кран; 13 – резервуар-охладитель); б) совмещенные (1 – компрессор; 2 – емкость; 3 – емкость для молока; 4 – мешалка; 5 – испаритель; 6 – терморегулирующий вентиль; 7 – теплообменник; 8 – фильтр; 9 – ресивер; 10 – конденсатор)

Холодильные установки могут иметь систему непосредственного охлаждения (рис. 2.5.57). В нижней части молочной ванны приварен щелевой испаритель – каналы, образованные профильным листом нержавеющей стали. Щелевые испарители имеют максимальную рабочую поверхность теплообмена. Передача тепла от молока хладагенту идет непосредственно через стенку ванны.

Трубчатые встроенные испарители (рис. 2.5.57а) имеют узкую зону теплообмена между молоком и хладагентом, циркулирующим в трубах. Кроме того, теплообмен происходит через двойную стенку (днища и трубы) со значительным тепловым сопротивлением. Разнородные металлы (нержавеющая сталь и медь) испарителя вызывают электролитическую коррозию, разгерметизацию системы и утечку хладагента.

Панельные встроенные испарители (рис. 2.5.57б) имеют более широкую зону теплообмена. Теплопередача в панельных испарителях происходит через обычную стальную стенку канала. Только узкая зона металла, ограничивающая змеевиковый канал, не участвует в конвективном теплообмене между молоком и кипящим хладагентом.

Щелевые каналы встроенных испарителей (рис. 2.5.76в) не обладают строгой геометрической формой, и эффективность такого испарителя во многом определяется местом ввода и вывода хладагента. При одностороннем вводе и выводе хладагента в углах испарителя образуются застойные зоны, снижающие поверхность теплопередачи. Поэтому целесообразно подводить хладагент через нижний коллектор испарителя, а отсасывать через коллекторы, расположенные в верхней его части.

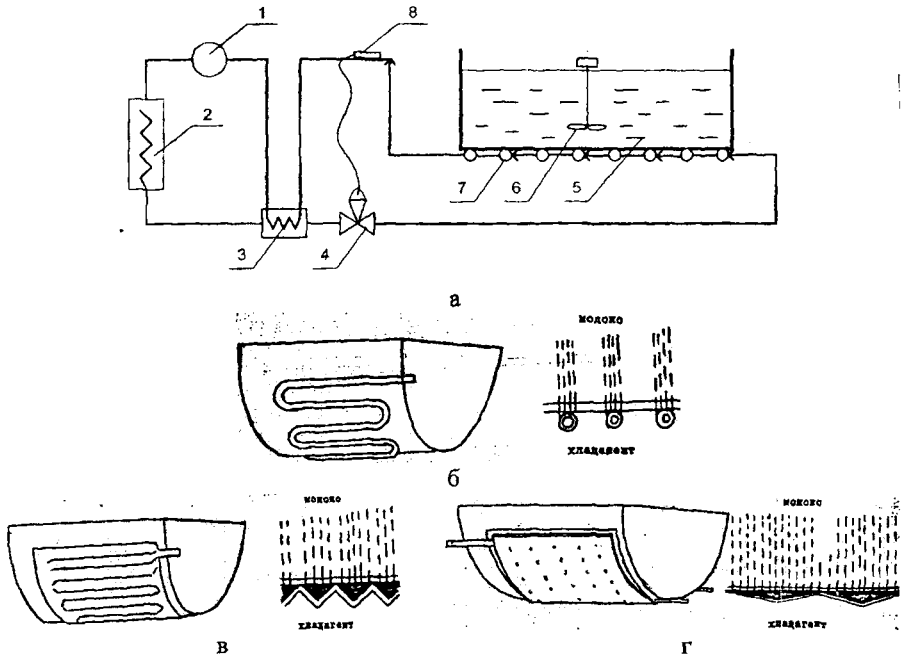
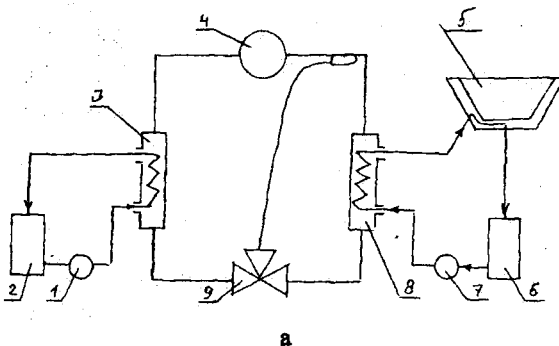


Рисунок- 2.5.57 Молокоохладительная установка с непосредственным охлаждением:
 а) схема (1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – теплообменник; 4 – терморегулирующий вентиль;
 5 – емкость молочная; 6 – мешалка; 7 – испаритель; 8 – термоблок);
 б) испаритель трубчатый; в) испаритель панельный; г) испаритель щелевой

Для повышения эффективности работы холодильных установок применяются теплохолодильные установки, позволяющие одновременно с выработкой холода осуществлять нагрев воды для технологических и бытовых нужд (мойка молочной посуды, молочных ванн) (рис. 2.5.58). Направление движения хладоносителя в молочном резервуаре показано на рисунке 2.5.58а. Поперечный разрез и активатор хладоносителя показаны на рисунке 2.5.58б.



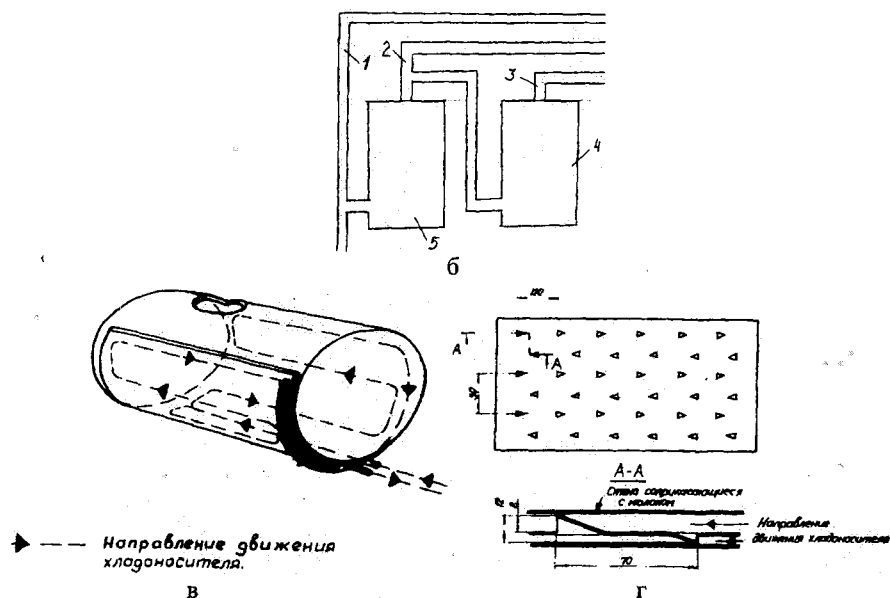


Рисунок- 2.5.58 Теплохолодильная установка:

а) схема (1, 7 – насосы; 2 – бак теплой воды; 3 – конденсатор; 4 – компрессор; 5 – резервуар; 6 – бак; 8 – испаритель; 9 – термовентиль); б) схема монтажа рекуператора и бойлера (1 – трубопровод холодной воды; 2 – трубопровод теплой воды; 3 – трубопровод горячей воды; 4 – рекуператор; 5 – бойлер); в) схема движения хладоносителя; г) активатор

Модульными льдоаккумулирующими агрегатами МХЛМ (МХЛМ-6, МХЛМ-9, МХЛМ-11) модернизируют молокоохладительные установки (УМ-1250, СЛ-1600, СМ-1250, ТОМ-2А, МКА-2000-Л). Высокую безотказность и ремонтпригодность агрегатов МХЛМ обеспечивают несколько (до 11) автономных взаимозаменяемых холодильных агрегатов малой мощности (рис. 2.5.59). Эти агрегаты отечественного производства в качестве хладагента используют озонобезопасный хладон R134a. Экономия электроэнергии происходит за счет попеременного включения отдельных модулей для поддержания оптимальной температуры охлаждаемой среды. Такое техническое решение увеличивает также срок службы модулей.

Установка включает полностью только на первоначальном этапе накопления холода. При возможном отказе модуля потеря составляет лишь 200 граммов хладагента. Замена неисправных модулей производится без аварийной остановки агрегата. В целом все вышеупомянутые молокоохладительные установки характеризуются значительным расходом электроэнергии вследствие теплопритоков.

Температура молока повышается на 1°С за один час. Продолжительность бактерицидной фазы составляет при температуре 25°С всего 6 часов. Снизить теплопритоки можно применением танков для хранения с вакуумным контуром (рис. 2.5.59б). Охлажденное в пластинчатых охладителях молоко хранится в резервуарах с вакуумным контуром.

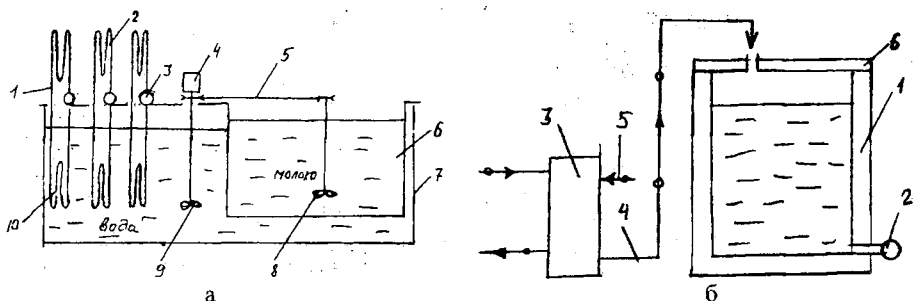


Рисунок- 2.5.59 Схемы молокоохладительных установок:

а) на базе модульных агрегатов (1 – модульный блок; 2 – конденсатор; 3 – компрессор; 4 – электродвигатель; 5 – привод; 6 – бак молочный; 7 – корпус; 8,9 – мешалки); б) с вакуумным контуром (1 – емкость; 2 – кран; 3 – охладитель пластинчатый; 4 – молочный трубопровод; 5 – трубопровод холодной воды; 6 – крышка)

Время повышения температуры молока на один градус при хранении молока в термостатированных емкостях достигает всего лишь 100 часов (табл. 2.5.4). Термостатированные емкости с вакуумным контуром нейтрализуют теплопритоки.

Таблица 2.5.4

Энергетика термостатированного хранения молока при различных вариантах

Вариант	Тепловой поток, Вт/т	Время повышения температуры молока на 1°C, ч	Излишние затраты энергии, кВт·ч/т
Резервуар с хладоновой установкой	1000	1	10
Резервуар-термостат с изоляцией при атмосферном давлении	100	10	1
Резервуар с инертным газом в межстенном пространстве	50	20	0,5
Резервуар с вакуумной изоляцией	10	100	0,01

Возможно применение и других схем охлаждения. В основу работы абсорбционных холодильных машин положено свойство ряда веществ изменять свою температуру при смешении. В такой машине последовательно осуществляются реакции поглощения паров хладагента соответствующим веществом (например, паров аммиака водой) и выделения (выпаривания) хладагента из этого вещества. В такой машине в холодильном цикле участвуют два компонента – хладагент и поглотитель (абсорбент), а процессы поглощения и выделения хладагента обеспечивают функции, аналогичные процессам всасывания (расширения) и нагнетания (сжатия), происходящим в компрессоре. На осуществление цикла абсорбционной холодильной машины расходуется тепловая энергия (горячая вода, водяной пар, электроэнергия), подводимая к рабочему телу. Рабочими телами абсорбционных машин являются бинарные растворы, то есть растворы, состоящие из двух компонентов (например, во-

доаммиачные и бромисто-литиевые). Так как в бинарном растворе аммиак является легко кипящим компонентом, в аммиачной холодильной машине он служит холодильным агентом. Поскольку температура кипения воды более высокая, она является абсорбентом (поглостителем). Холодильный агент (аммиак) циркулирует по замкнутому контуру (рис. 2.5.60а): испаритель, абсорбер, генератор, конденсатор. Аммиак кипит в испарителе (4) и охлаждает рассол (хладоноситель), циркулирующий через испаритель. Образующиеся в испарителе во время кипения аммиака пары поступают в абсорбер и поглощаются в нем слабым водоаммиачным раствором. Процесс кипения аммиака в испарителе протекает с забором тепла от хладоносителя (рассола), а процесс абсорбции сопровождается выделением тепла, которое отводится охлаждающей водой (средой). По мере насыщения аммиаком слабый раствор смешивается с крепким. Из абсорбера крепкий раствор насосом перекачивается в генератор, давление в котором практически совпадает с давлением в конденсаторе. В генераторе крепкий раствор подогревается до температуры не менее $+80^{\circ}\text{C}$, вследствие чего из него выделяются пары аммиака. В конденсаторе пары аммиака охлаждаются и превращаются в жидкость, откуда через регулирующий вентиль (3) подаются в испаритель. Образующийся в генераторе слабый водоаммиачный раствор через регулирующий вентиль (7) возвращается в абсорбер для повторного насыщения. В бромисто-литиевой холодильной машине холодильным агентом является вода, а поглотителем служит раствор бромистого лития. Бромисто-литиевые абсорбционные холодильные машины применяются в установках кондиционирования воздуха, поскольку температура кипения хладагента (воды) в них выше 0°C . Адсорбционные машины отличаются от абсорбционных тем, что поглощение хладагента производится твердыми веществами (например, силикагель).

Пароэжекторные (струйные) холодильные установки (рисунок- 2.5.60б) используют кинетическую энергию движения потока пара или газа. В эжекторных установках холод получают за счет испарения жидкости (вода, рассол) в испарителе при низких температуре ($5-8^{\circ}\text{C}$) и давлении (400–1000 Па). Образовавшиеся в испарителе пары отсасываются из него и сжимаются высокоскоростной струей жидкости или пара. В паровом котле (генераторе G) получается рабочий пар с давлением p , который поступает в сопло эжектора. При расширении пара в сопле до давления p_0 потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию движущейся струи. В приемной камере струя рабочего пара при движении за счет полученной кинетической энергии увлекает холодные пары, поступающие из испарителя. Далее рабочий и инжектируемый потоки поступают в камеру смешения $KС$, в которой они обмениваются энергией, давление результирующего потока увеличивается до p_s . Из камеры смесь паров с давлением p_s поступает в диффузор, где в расширяющейся части за счет снижения скорости движения происходит сжатие паров до давления конденсации p_c . Из диффузора пар поступает в конденсатор $KД$, где конденсируется. Полученная жидкость делится на два потока: один поступает в испаритель I через регулирующий вентиль $PВ$ при давлении p_0 , а другой с помощью насоса H перекачивается в паровой котел, на что затрачивается работа L_n . На рисунке 2.5.59в показан теоретический цикл в $s-T$ -диаграмме. Так как изобары совпадают с левой пограничной кривой, то точки (7) и (9) совпадают. В машине условно можно выде-

лить два цикла: прямой 1-3-7-9-10 и обратный холодильный цикл 4-6'-7-8.] действительности процессы прямого и обратного циклов в эжекторе осуществляются одновременно и не могут быть разделены. Пароводяные эжекторные холодильные машины термодинамически менее совершенны в сравнении с компрессионными паровыми холодильными машинами. Паровые эжекторные холодильные машины применяют обычно для охлаждения воды в различных производствах и в установках кондиционирования воздуха, когда имеется в распоряжении пар с избыточным давлением 50-60 кПа и большое количество охлаждающей воды.

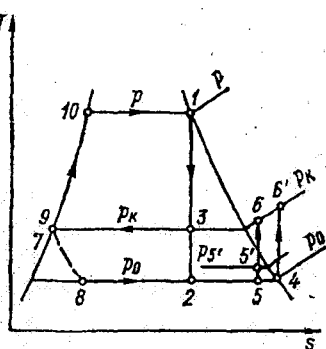
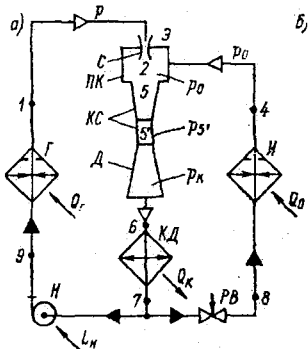
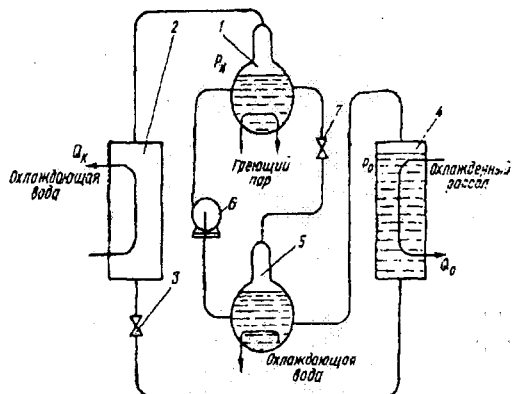


Рисунок - 2.5.60 Холодильные установки:

а) абсорбционная (1 - генератор; 2 - конденсатор; 3,7 - вентили; 4 - испаритель; 5 - абсорбер; 6 - насос); б) парозежекторная (Э - эжектор; С - сопло; ПК - приемная камера; КС - камера смешения; Д - диффузор; Г - генератор; КС - камера смешения; КД - конденсатор; И - испаритель; РВ - регулирующий вентиль; Н - насос); в) термодинамический цикл (1-2 - адиабатное расширение сухого пара; 2-4 - смешение пара; 5-5' - сжатие смеси рабочего и холодного паров; 5'-6 - сжатие смеси в диффузоре; 6-7 - конденсация паров; 7-8 - дресселирование части воды; 8-4 - кипение воды в испарителе; 7-9 - повышение давления до p за счет работы насоса; 9-10 - нагрев воды в котле; 10-1 - парообразование в котле)

Термоэлектрическое охлаждение основано на возникновении разности температур на спаях разных проводников при прохождении постоянного тока по замкнутой цепи. Причина возникновения эффекта состоит в том, что средняя энергия электронов, участвующих в переносе тока из одного проводника в другой, различна. Так как энергетический уровень свободных электронов полупроводника (при соответствии тока направлению перехода электронов из полупроводника в металл) значительно выше уровня свободных электронов металла, то при переходе из полупроводника в металл электроны, сталкиваясь с атомами металла, отдают им свою избыточную энергию. Это способствует выделению теплоты и повышению температуры спаев. При противоположном направлении тока весь процесс идет в обратном направлении и теплота поглощается. Принципиальная схема термоэлектрического холодильника показана на рисунке 2.5.61. Термобатарея, состоящая из двух различных полупроводниковых термоэлементов n и p , размещаются в толщине одной из стенок холодильной камеры так, чтобы холодные спаи были обращены в холодильную камеру, а горячие — в более теплую окружающую среду. Спаи термоэлементов выполняются в виде коммутационных пластин, хорошо проводящих электрический ток. Эти пластины обычно соединяются с ребристыми радиаторами, которые увеличивают поверхность и, следовательно, интенсивность передачи тепла к холодным спаям из холодильной камеры и от горячих спаев в окружающую среду. К конечным элементам термобатареи подключается источник постоянного тока. При направлении постоянного тока, указанного на рисунке 2.5.61б стрелками, ток со стороны холодных спаев термобатареи оказывается направленным от термоэлемента n к термоэлементу p , а со стороны горячих спаев наоборот — от p к n . Разность направлений движения зарядов постоянного тока через два термоэлемента из различных материалов (сплавов свинца и теллура, теллура и сурьмы, окислов металлов и чистых химических элементов: германия, кремния, селена и их соединений) вызывает перепад температур на их концах. При этом перепад температур между горячими и холодными спаями достигает $45-50^{\circ}\text{C}$. Термоэлектрические охлаждающие устройства имеют низкую эффективность, но имеют ряд достоинств: простота устройства, отсутствие рабочего вещества, бесшумность работы, компактность. В настоящее время термоэлектрическое охлаждение применяется в основном в бытовых холодильниках и кондиционерах.

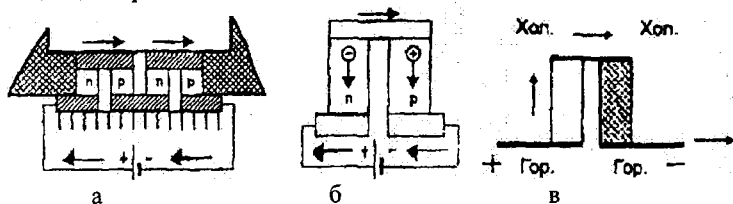


Рисунок- 2.5.61 Термоэлектрический охладитель:

а) модель стенки резервуара; б) схема работы термоэлемента; в) термоэлемент

Вихревой эффект охлаждения реализуется в вихревых трубках. Процессы, протекающие в вихревой трубе, сложны, и теория этого вопроса недостаточно проработана. В общих чертах суть процесса состоит в том, что поток сжатого воздуха, который подается в трубу через сопло по касательной к ее сечению, образует вихрь, в

котором происходит разделение газа. Наружный слой нагревается, внутренний становится холодным. Поток холодного воздуха, расположенного в центральной части выходит из трубы через диафрагму (2), а внешние, нагретые слои воздуха, выходят за пределы трубы через дроссельный вентиль (3) (рис. 2.5.62). Термодинамические процессы вихревой трубы, несмотря на ее конструктивную простоту, с практической точки зрения малоэффективны. Получение холодного воздуха при помощи вихревой трубы связано со значительным перерасходом энергии (в 8–10 раз) по сравнению с воздушной холодильной машиной. Воздух, поступающий в вихревую трубу, должен быть очищенным, не иметь пыли и влаги, не содержать масла. Кроме того, вихревая камера трубы должна иметь высокий уровень чистоты рабочей поверхности. Высокие скорости воздушного потока определяют высокий уровень шума работающей трубы.

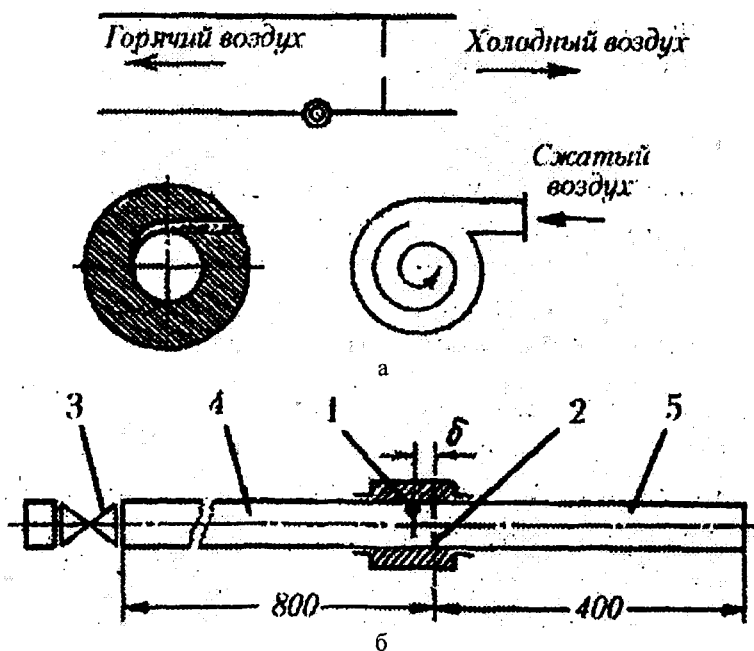


Рисунок-2.5.62 Вихревая труба:

а) принцип подачи воздуха; б) устройство вихревой трубы (1 – сопло; 2 – диафрагма; 3 – дроссель; 4 – горячий конец трубы; 5 – холодный конец трубы)

Осуществляя обратный комбинированный цикл, состоящий из холодильного и теплового насосов (рис. 2.5.63а), можно одновременно получить холод и теплоту (рис. 2.5.63б). Обратный комбинированный цикл эффективнее двух отдельных циклов, так как в нем взаимно исключаются процессы 2–3 и 3–2. В таком цикле при температуре T_0 от низкотемпературного источника отнимается теплота q_0 , а при температуре T_r к высокотемпературному источнику подводится теплота q_r .

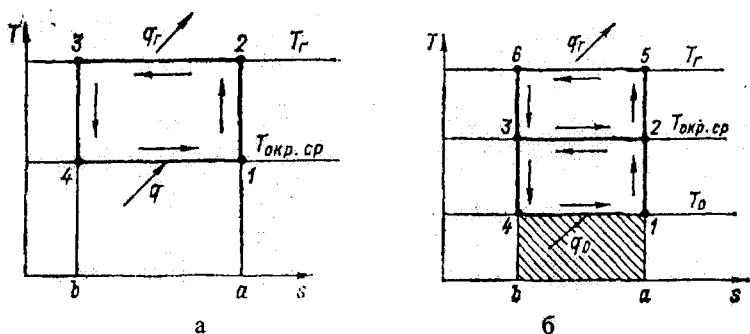


Рисунок- 2.5.63 Циклы: а) теплового насоса; б) теплохолодильной установки

Эффективность цикла теплового насоса оценивается отношением полученной теплоты к затраченной работе (коэффициент преобразования μ). Это отношение тем меньше, чем выше температура нагреваемого тела T_r и ниже температура окружающей среды.

$$\begin{cases} \mu = |q_r|/|l_n| \\ l_n = |q_r| - q \\ |q_r| = T_r(s_a - s_b) \\ q = T_{\text{оф.ср}}(s_a - s_b) \end{cases} \rightarrow \mu = \frac{T_r}{T_r - T_{\text{оф.ср}}}$$

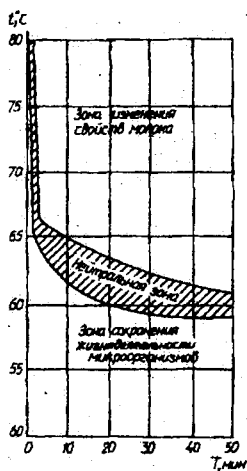
Соотношение между теплотой, подведенной к высокотемпературному телу, и теплотой, отнятой от низкотемпературного источника, выводится из уравнения теплового баланса и соответствующих коэффициентов. Оно пропорционально отношению температур.

$$\begin{cases} q_0 + |l_n| = |q_r| \\ \varepsilon = q_0/|l_n| = \frac{T_0}{T_{\text{оф.ср}} - T_0} \\ \mu = \frac{T_r}{T_r - T_{\text{оф.ср}}} \\ \mu = \varepsilon + 1 \end{cases} \rightarrow |q_r|/q_0 = T_r/T_0$$

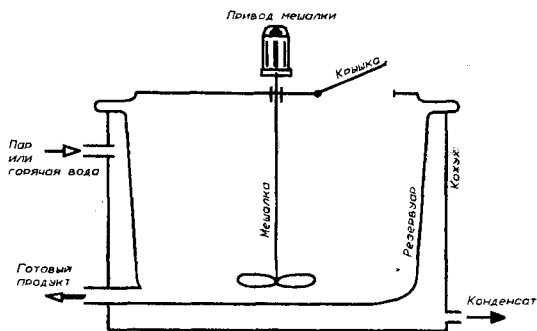
Наряду с большим содержанием неблезнетворных микроорганизмов, размножение которых ухудшает качество молока, в нем могут находиться и болезнетворные микроорганизмы, вызывающие туберкулез, яшур, тиф, дизентерию. Эффективно болезнетворные микроорганизмы уничтожаются кипячением. Однако кипячение молока изменяет его вкус и запах, разрушает витамины и лактозу. Поэтому молоко подвергают пастеризации. Пастеризаторы предназначены для уничтожения микрофлоры, развивающейся в процессе получения молока, путем его нагревания до 63°C и более высокой температуры. Эффект пастеризации определяет степень нагревания и время выдержки. Температура и продолжительность пастеризации определяется условием полной гибели бактерий (рис. 2.5.64а). Как видно из диаграммы, эффект пастеризации соблюдается в пределах нейтральной (заштрихованной) зоны.

Различают три режима пастеризации: длительную, кратковременную и мгновенную.

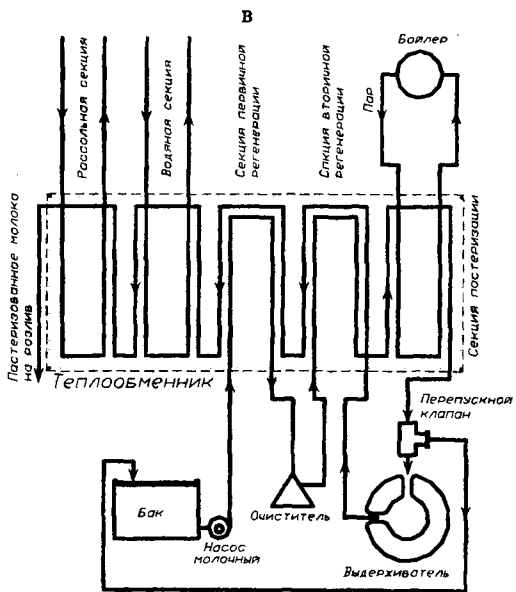
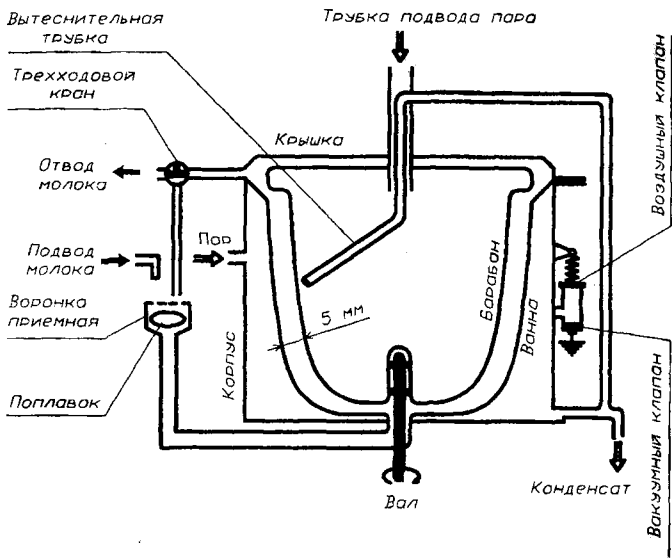
венную. При длительной пастеризации молоко (рис. 2.5.64б) нагревают до 63°C и выдерживают в течение 30 минут. Кратковременная пастеризация характеризуется нагревом молока до 73°C и выдержкой в течение 15–20 секунд. При мгновенной пастеризации молоко нагревают до 90°C без выдержки. Расход пара на пастеризацию одной тонны молока в ваннах длительной пастеризации составляет 100–140 кг, что является большой величиной. Это объясняется невозможностью применять в них принцип рекуперации тепла. Однако в период эпизоотии на фермах эти резервуары широко используют для пастеризации зараженного молока. Мгновенная пастеризация молока, сливок и обрата осуществляется в аппаратах барабанного типа с двухсторонним обогревом молока с помощью пара (рис. 2.5.64в). Производительность пастеризатора регулируется сменными вставками, устанавливаемыми в выходное отверстие воронки. При пастеризации молока устанавливают вставку с диаметром отверстия 25 мм, а для сливок – 17 мм. Автоматизированные пластинчатые пастеризаторы молока (рис. 2.5.64г) экономичнее вследствие небольшого расхода пара (20 кг на тонну молока).



а



б



Г

Рисунок- 2.5.64 Схемы пастеризаторов:

а) диаграмма; б) длительная пастеризация; в) кратковременная; г) мгновенная

3 ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖНЫХ И ПУСКОНАЛАДОЧНЫХ РАБОТ ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1 Организационное обеспечение монтажных и пусконаладочных работ

Монтаж представляет собой совокупность технологических операций, включающих подготовку оборудования, его установку на место согласно проекту, обкатку, пуск, наладку на производственный режим эксплуатации. Монтаж технологического оборудования на вновь строящихся и реконструированных фермах и последующий ввод в эксплуатацию осуществляется специализированными производственными объединениями [58–60]. Здесь концентрируются материальные и трудовые ресурсы, обеспечивается ввод их в эксплуатацию, а также регулируются взаимоотношения между хозяйствами и монтажными организациями. Специализированные производственные объединения организуют и обеспечивают выполнение по договорам подряда монтажных работ на животноводческих фермах, а также доведение до проектной мощности смонтированного оборудования. Они же комплектуют оборудованием и материалами строящиеся, расширяемые и реконструируемые объекты, а также изготовляют укрупненные узлы и блоки, металлоконструкции и нестандартное оборудование, применяемые при производстве монтажных работ. Качество и тщательность подготовки производства работ определяют ход монтажных работ, правильное использование рабочей силы и материальных ресурсов. Организационное обеспечение монтажных работ включает этапы изучения и подготовки проектной документации с необходимыми изменениями (согласованных с проектной организацией и заказчиком), разработки монтажных чертежей (или производство натуральных замеров с составлением эскизов) и составления проекта производства монтажных работ (ППМР).

Проектная документация животноводческого помещения содержит графические, текстовые и расчетные материалы, необходимые для установления основных проектных решений, общей сметной стоимости и основных технико-экономических показателей. Она включает также рабочие чертежи нестандартных узлов и деталей, планов и разрезов, схем технологических и сантехнических систем со спецификациями оборудования и материалов. Однако в проектной документации не отражено монтажное положение трубопроводов, отсутствуют расчленения систем на монтажные заготовки, необходимая степень детализации конструктивных элементов. Поэтому при изготовлении монтажных узлов и деталей конкретно для каждого объекта возникает необходимость разработки монтажных проектов.

Монтажный проект разрабатывается на основе типового проекта объекта и является документом, по которому производится изготовление в мастерских укрупненных узлов, комплектация трубных и других заготовок непосредственно на заготовительном предприятии, сборка узлов в инженерные системы на объектах монтажа.

Монтажный проект (ППМР) содержит пояснительную записку, характеристики технологических и сантехнических систем, сводную ведомость трудовых затрат и заработной платы, календарный план производства работ, график и схемы поставки оборудования, заготовок и материалов, технологические карты производства работ.

Кроме того, в состав монтажного проекта входят аксонометрическая схема с обозначением узлов и эскизы узлов и деталей с необходимыми размерами. Монтажный проект включает схемы и места прокладки труб по помещениям с указанием номеров узлов, входящих в эту систему.

В пояснительной записке приводятся исходные данные, а также основные технико-экономические показатели и сметная стоимость строительно-монтажных работ, продолжительность монтажа и общее количество оборудования, трудоемкость монтажных работ и средняя численность рабочих, дневная выработка одного рабочего и удельные трудовые затраты. В записке указываются источники обеспечения объекта монтажа материалами, транспортом, теплом, электроэнергией, водой, а также приводятся дополнительные правила техники безопасности. Сводная ведомость трудовых затрат и заработной платы составляется по каждой системе. Ведомость позволяет определить трудоемкость работ и фонд заработной платы как по каждой системе отдельно, так и по объекту в целом. Календарный план производства работ составляется до начала монтажа и согласовывается с генеральным подрядчиком. Он учитывает последовательность проведения монтажных работ и график движения рабочей силы.

Графики и схемы поставки оборудования, заготовок и материалов составляются на основе календарного плана производства работ. В них указываются сроки поставки, правила строповки тяжелых и крупногабаритных грузов, а также способы доставки грузов при помощи соответствующих погрузочных и транспортных средств. В монтажном проекте имеются технологические карты на монтаж оборудования. В них содержится последовательность выполнения операций, технические условия и указания; оборудование, приспособления и инструмент, состав звена рабочих, примерный норматив времени. Кроме того, он является отчетным документом, так как в нем более точно составлена спецификация на материалы и оборудование, чем в техническом проекте. Внедрение монтажных проектов улучшает качество работ, сокращает сроки монтажа и повышает производительность труда. При этом совершенствуется порядок материально-технического обеспечения, так как трубы, металл, арматура и другие материалы сосредоточены в заготовительной мастерской, а на объекты монтажа поступают готовые укрупненные узлы.

После завершения работ, предшествующих монтажу, приступают к выполнению монтажных работ. Подготовительные работы включают размещение технологического оборудования на объекте, прокладку (при необходимости) временных линий для подачи электроэнергии, устройство внутреннего и наружного освещения, обустройство фундаментов под машины и подготовку траншей для укладки водопровода, канализации и общего заземления, устройство мест хранения инструмента, материалов, рабочей одежды. Кроме того, производится приемка оборудования под монтаж и его расстановка, проверка комплектности и технического состояния деталей и узлов, а также проверка строительной готовности помещения к монтажу.

План складирования разрабатывают с целью упорядоченности размещения заваемого оборудования на объект монтажа. При этом оборудование необходимо располагать таким образом, чтобы на поиски и перемещение узлов и агрегатов к месту монтажа затрачивалось минимальное время. Оборудование укладывают на деревянных подставках высотой до 150 мм, а запасные части к ним, крепеж, мон-

тажные заготовки, электрооборудование хранят на складе. Комплектность проверяют по заводским упаковочным ведомостям. Разборку и ревизию оборудования проводят в объеме, предусмотренном техническими условиями для удаления консервирующих смазок. Смазку удаляют медными или алюминиевыми скребками, а затем детали промывают керосином и досуха протирают ветошью. С внутренних поверхностей оборудования смазку удаляют, промывая их раствором (15±5 г/л) кальцинированной соды. При этом сборочную единицу (деталь) погружают в щелочной раствор на 5–10 мин, а затем промывают теплой и холодной водой с последующей сушкой. Готовность объектов к монтажным работам регистрируют актом, который составляют представители строительной и монтажной организаций и технического надзора заказчика. Выполнять монтажные работы на объектах строительства, не принятых под монтаж, запрещается.

Основными показателями, характеризующими процесс монтажа и пусконаладки оборудования, являются заводская готовность оборудования, коэффициенты технологичности и сложности конструкции, удельные трудоемкости работ. Сложность конструкций – один из основных факторов, оказывающих наибольшее влияние на монтажепригодность оборудования. Заводская готовность K_z характеризует степень приспособленности оборудования к достижению проектных показателей при минимуме затрат на ввод его в эксплуатацию и оценивается коэффициентами сборки $K_{об}$, монтажепригодности K_m и приспособленности к пусконаладке K_n [1]

$$\begin{cases} K_{об} = \tau_z / \tau_m \\ K_{z.z} = K_m K_n = C_0 / (C_0 + C_m + C_n) \\ K_m = C_0 / (C_0 + C_m) \\ K_n = C_0 / (C_0 + C_n) \\ C_n = K_1 K_2 \sum_{i=1}^n t_i P_i \\ C_m = C_{m.з} + C_m \end{cases} \quad (3.1.1)$$

где τ_z – продолжительность заводской сборки; τ_m – продолжительность монтажа оборудования; C_0 – стоимость оборудования; $C_{m.з}$ – стоимость монтажных заготовок; C_m – стоимость монтажа; C_n – стоимость пусконаладки оборудования; K_1 – коэффициент плановых накоплений ($K_1=1,06$); K_2 – коэффициент, учитывающий накладные расходы ($K_2=1,70$); t_i – трудоемкость пусконаладки оборудования, выполняемой i -м исполнителем; P_i – тарифная ставка i -го исполнителя; n – число исполнителей.

Значения показателей C_0 , C_m , $C_{m.з}$ выбирают из каталогов оборудования. Наиболее совершенным с точки зрения монтажа является оборудование, значение величины K_n которого близко к единице. Численные значения коэффициента заводской готовности могут варьироваться от 0 до 1. Наиболее приспособленным к вводу в эксплуатацию является оборудование, коэффициенты заводской готовности которого близки к единице. Коэффициент сборки характеризует уровень заводской готовности оборудования и определяется отношением затрат времени на сборочные операции в условиях завода к времени сборки этого же оборудования на объекте мон-

тажа. Конструктивно более совершенной считается оборудование, у которого коэффициенты технологичности и сборки имеют наибольшее значение (приближаются к единице), а коэффициент сложности — наименьшее.

Трудоемкость монтажных и пусконаладочных работ доильного и холодильного оборудования характеризуют показателями технологичности операций монтажа $K_{тех}$ и эксплуатационной эффективности монтажной операции $K_{э}$, сложности конструкции $K_{ск}$ и заводской сборки $K_{сб}$

$$\begin{cases} K_{тех} = 1 - [t_{вс} / (t_{ос} + t_{вс})] \\ K_{э} = t_{н} / (t_{н} + t_{м}) \\ K_{сб} = (t_{узм} + t_{м}) / t_{узм} \end{cases}, \quad (3.1.2)$$

где $t_{ос}$, $t_{вс}$ — время выполнения основных и вспомогательных операций; $t_{н}$ — время безотказной работы сборочной единицы при его эксплуатации; $t_{м}$ — время, затраченное на монтаж сборочной единицы; $t_{узм}$, $t_{м}$ — время, затраченное на установку оборудования на фундамент и проведение его сборки.

Под технологичностью операций монтажа оборудования понимают отношение затрат времени на выполнение основных и вспомогательных операций. С уменьшением времени вспомогательных операций коэффициент технологичности стремится к единице. Коэффициент эксплуатационной эффективности монтажной операции $K_{э}$ характеризует качественную сторону проведения монтажа сборочных единиц оборудования, проявляющуюся в процессе его эксплуатации.

Определяется отношением продолжительности нормальной работы сборочной единицы при ее эксплуатации к сумме этой продолжительности и времени, затраченного на выполнение соответствующей операции монтажа этой же сборочной единицы.

Увеличение коэффициента эксплуатационной эффективности монтажной операции свидетельствует о повышении эффекта проведения монтажной операции. Величины $t_{н}$ и $t_{м}$ определяют хронометражом.

Коэффициент сложности конструкции $K_{ск}$ характеризует степень трудоемкости или стоимости монтажных работ. Этот коэффициент определяется отношением суммарной трудоемкости сборки и установки оборудования на фундамент к затрагам труда на ее установку.

Наладкопригодность — свойство оборудования, характеризующее приспособленность к выполнению пусконаладочных операций с минимумом затрат на приведение смонтированного оборудования в работоспособное состояние.

Доступность и удобство мест наладки и трудоемкость пусконаладки определяются коэффициентом технологичности при пусконаладке K_T и удельной трудоемкостью пусконаладочных работ $t_{уд}$

$$\begin{cases} K_T = t_0' / (t_0' + t_e') \\ t_{уд} = t_{нп} / C_0 \end{cases}, \quad (3.1.3)$$

где t_0' — основная трудоемкость пусконаладочных работ (предпусковая проверка, смазка, регулировка, обкатка, доведение оборудования до проектной производительности); t_e' — вспомогательная трудоемкость пусконаладочных работ (монтаж и

демонтаж защитных ограждений, узлов и деталей для доступа к местам регулировки); $t_{нпр}$ – трудоемкость пусконаладочных работ; C_0 – стоимость оборудования.

3.2 Технологическое обеспечение монтажа доильного оборудования

Приемка фундаментов и оснований под монтаж – важный и ответственный этап работы, так как при неточно изготовленных фундаментах нарушается связь оборудования, оно становится неработоспособным, и возникает необходимость в подгоночных (по месту) работах. Строительные размеры фундаментов необходимо сверить с размерами установочных чертежей. Основные работы при монтаже технологического оборудования – подготовка и установка его на фундаменты, полная сборка, смазка и регулировка сборочных единиц.

Установка оборудования относится к числу трудоемких операций монтажа и должна быть максимально механизирована. Последовательность установки сборочных единиц определяется технологией монтажа. Высота помещения для монтажа доильного агрегата должна составлять не менее 2500 мм, а стены молочного и моечного отделений должны быть влагоустойчивы.

Схему прокладки труб молокопровода выполняют в зависимости от расположения молочного блока относительно коровника, числа рядов стойл и их расположения в коровнике. Перед монтажом оборудования помещение должно быть очищено от посторонних предметов. Сборка является наиболее ответственным этапом производственного процесса монтажа оборудования, так как от ее качества зависит во многом надежность его работы в период эксплуатации.

Составные части доильного агрегата рекомендуется монтировать в следующей последовательности: вакуумный трубопровод – вакуумные насосы – оборудование молочной – электрооборудование – молокопровод.

Перед монтажом трубы вакуумного трубопровода при необходимости отрихтовывают и очищают особенно внутри. Монтаж вакуумного трубопровода начинают с установки крайних кронштейнов. Кронштейны устанавливают на высоте крепления вакуумного трубопровода. Для обеспечения удобств работы дояров вакуумный трубопровод монтируют на расстоянии 400 мм от кормушки (рис. 3.2.1а), или на стойловом оборудовании ОСК-25А, ОСП-26 при его наличии. Расстояние между опорами (шаг опоры) – не более 3000 мм. На концах опор устанавливают кронштейны для крепления вакуумного трубопровода, изготовленные по чертежу (рис. 3.2.1б.).

Длина кронштейнов и способ крепления к опорам определяется в зависимости от высоты и конструкции опор. При наличии в коровнике прочных металлических стойл и перил их можно использовать для крепления вакуумного трубопровода. В этом случае кронштейны изготовляют по месту.

Если коровник изготовлен из сборных железобетонных конструкций, допускается крепление опор вакуумного трубопровода к потолочным перекрытиям с соблюдением шага 3000 мм. Раскачивание опор не допускается, и при необходимости их дополнительно закрепляют растяжками.

Если вакуумный трубопровод монтируется непосредственно на колоннах здания, используют кронштейны соответствующих размеров. При монтаже вакуумный трубопровод крепят к установленным опорам на расстоянии 400 мм от передней

стенки кормушки в сторону стойла (можно также крепить к потолочным перекрытиям или колоннам здания).

Опоры устанавливают по шнуру: сначала крайние в каждом ряду стоек, натягивая между ними шнур, затем промежуточные. Расстояние между опорами – 400 мм (через два стойла). Для определения высоты расположения вакуумного трубопровода (рис. 3.2.1в) используют гидростатический уровень. В вакуумном трубопроводе устанавливают тройники для чистки труб.

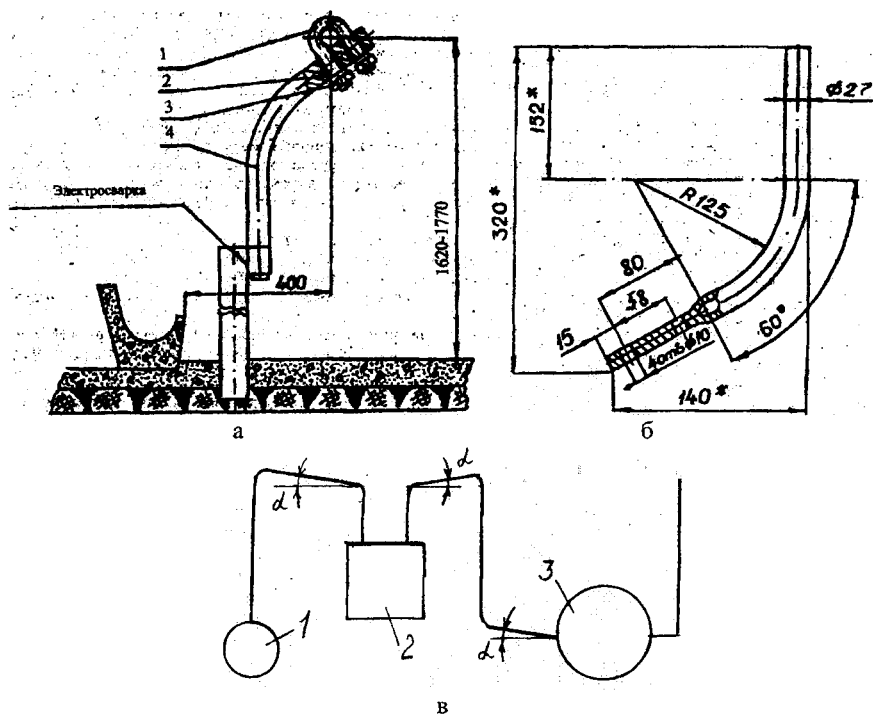


Рисунок- 3.2.1 Монтаж вакуумного трубопровода:

а) опора (1 – скоба; 2 – шайба; 3 – гайка; 4 – кронштейн); б) кронштейн; в) уклоны трубопроводов (1 – насос вакуумный; 2 – баллон вакуумный; 3 – молокоприемник)

В вакуумном отделении на фундаментах монтируют вакуумные установки. Бетонный фундаментный блок вакуумного насоса рекомендуется устанавливать на резиновую подушку (вибрации не передаются на пол, меньше шума).

Упругая прослойка, размещенная под фундаментом установки, препятствует распространению колебаний в грунте. Чтобы создать виброизоляцию, собственная частота системы ω_c должна быть в несколько раз ниже частоты возбуждения ω .

Виброизоляция требует упругих мягких подвесок, позволяющих при данной массе установки получить низкое значение собственной частоты колебаний ω_c , гораздо более низкое, чем частота возбуждения ω .

Очевидно, если фундаментную плиту сделать потяжелее или подпереть пружинами не плиту, а бетонный блок, на котором она закреплена, то можно взять для получения низкой частоты колебаний более жесткие пружины. Иногда приходится прибегать и к такой мере, как утяжеление фундамента.

Из уравнения вынужденных колебаний следует, что переданная при колебаниях грунту сила $P_{нпр}$ не равна статически приложенной возбуждающей силе P . Их отношение

$$\frac{P_{нпр}}{P} = \frac{x_0 c}{x_{ст} c} = \frac{1}{1 - (\omega^2 / \omega_c^2)} = K \quad (\text{где } K - \text{коэффициент ослабления}).$$

Для получения хорошей изоляции (например, $K = 1/8$), нужно, чтобы $\omega / \omega_c = 3$, так как

$$K = \frac{1}{1 - (\omega^2 / \omega_c^2)} = \frac{1}{1 - 3^2} = -\frac{1}{8}.$$

В случае неквалифицированного монтажа вакуумных насосов возможно отклонение осей электродвигателя и насоса, вызывающее нагрев подшипников и преждевременный износ деталей. Совпадение осей вала насоса и электродвигателя проверяется линейкой или приспособлением. При проверке линейкой правильность монтажа подтверждает плотное прилегание линейки с цилиндрической поверхностью обеих полумуфт и одинаковый зазор между муфтами во всех точках окружности. При проверке приспособлением (рис. 3.2.2б) размеры (а) и (в) должны быть постоянными при вращении обеих полумуфт.

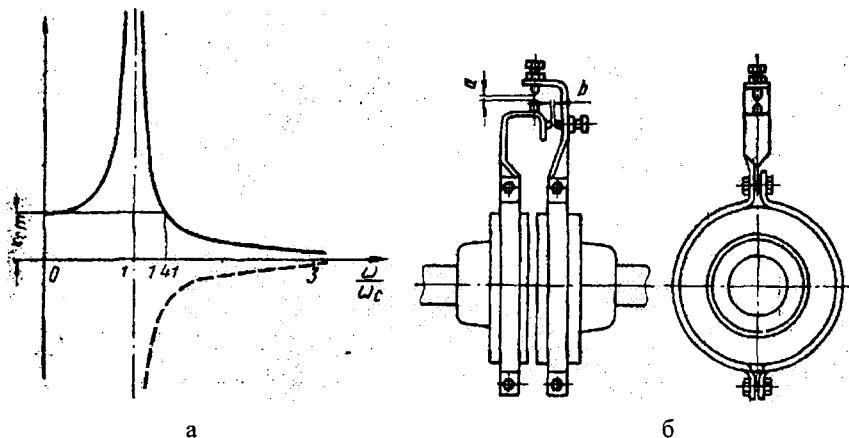


Рисунок 3.2.2 Резонансная кривая виброизоляции (а) и приспособление для проверки правильной установки осей вакуумного насоса и электродвигателя (б)

В вакуумных системах доильных установок часто вакуумметрическое давление создается параллельно соединенными насосами. Предельное давление каждого вакуумного насоса может быть различным. В этом случае уравнение воздушных потоков для общего вакуумного баллона, к которому подключены через элементы с проводимостями $U_1, U_2, \dots, U_1, \dots, U_n$ все входные патрубки параллельно соединенных насосов, запишем в виде:

$$\sum_{i=1}^n S_{ni}(p_i - p_{oi}) = 0. \quad (3.2.1)$$

Для каждого из насосов корректно уравнение

$$U_i(p_6 - p_i) = S_{ni}(p_i - p_{oi}) \Leftrightarrow p_i = (U_i p_6 + S_{ni} p_{oi}) / (S_{ni} + U_i) \quad (3.2.2)$$

где p_6 - предельное давление системы вакуумных насосов, создаваемое в баллоне.

После преобразований получим

$$p_6 = \sum_{i=1}^n p_{oi} S_{i\text{эфт}} / \sum_{i=1}^n S_{i\text{эфт}}, \quad (3.2.3)$$

где $S_{i\text{эфт}} = S_{ni} U_i / (S_{ni} + U_i)$.

Насос с аномально высоким предельным давлением (p_{oi}) из числа параллельно включенных вакуумных насосов ухудшает предельный вакуум в системе менее, чем если бы он был один подключен к системе. Действительно, если все U_i и p_{oi} равны,

а $p_{oi} \geq \sum_2^n p_{oi}$, то

$$p_6 = \left(\sum_1^n p_{oi} \right) / n = \left(p_{oi} + \sum_2^n p_{oi} \right) / n \approx p_{oi} / n \rightarrow p_6 \geq \left(\sum_2^n p_{oi} \right) / n = \left(\sum_1^n p_{oi} \right) / n = (n-1)p_{oi} / n \approx p_{oi}.$$

Параллельное соединение насосов перемычкой малоэффективно: колебания вакуумметрического давления значительные, потребляемая мощность увеличивается (рис. 3.2.3а). Суммарная производительность меньше их удвоенной производительности, получаемой от каждого насоса при его самостоятельной работе на ту же сеть. Ошибочной является схема подключения дополнительных насосов через промежуточный вакуумный баллон и водяные вентили (рис. 3.2.3б). Такие схемы повышают энергоемкость процесса вакуумирования [4, 52].

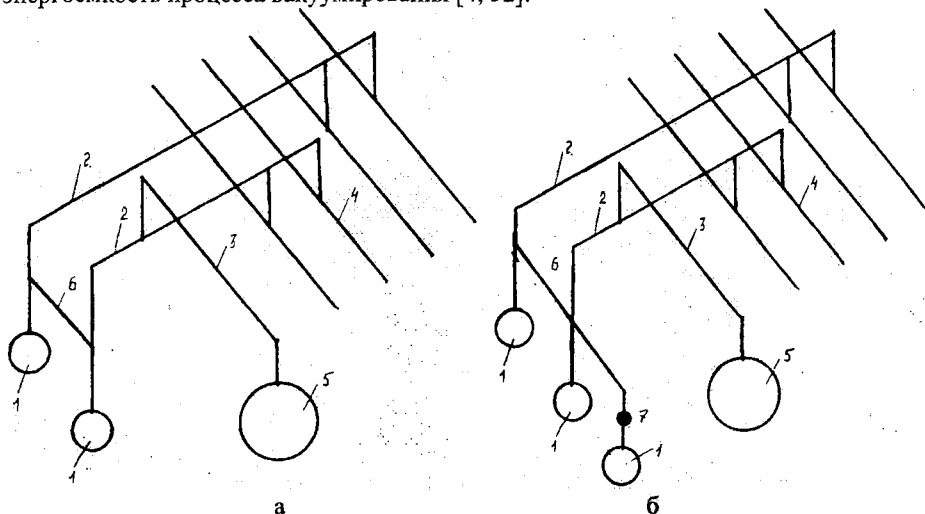
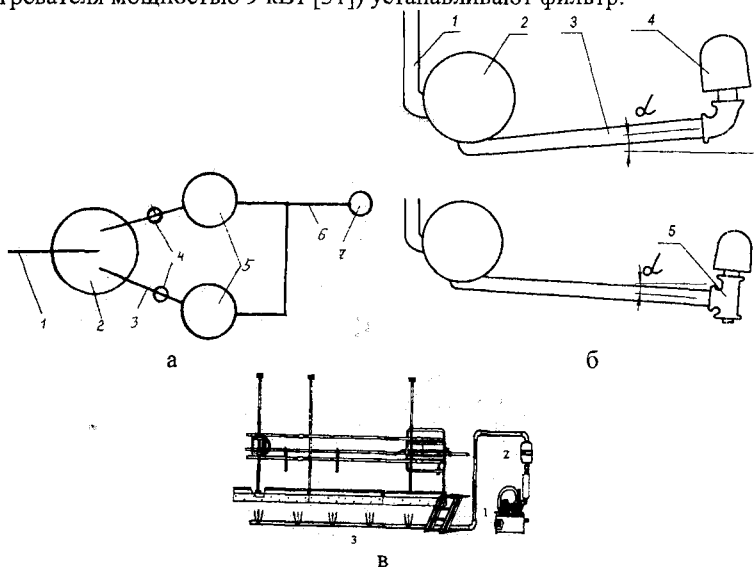


Рисунок- 3.2.3 Нарушения монтажа вакуумных насосов:

а) перемычка между двумя вакуумными насосами (1 - вакуумная установка; 2 - магистральный трубопровод (диаметр 40 мм); 3 - вакуумный трубопровод (диаметр 40 мм); 4 - рабочая ветвь; 5 - молокоприемник; 6 - перемычка; 7 - вентиль); б) дополнительный насос и водяной вентиль

Выхлопные трубы вакуумных насосов присоединяют к общей выхлопной трубе и выводят с уклоном наружу. Снижение производительности вакуумного насоса возможно также вследствие нарушения монтажной схемы выхлопной системы.

Зачастую отвод выхлопных газов от двух насосов (рис. 3.2.4а) осуществляется через одну выхлопную трубу. В результате в трубе создается повышенное сопротивление движению воздуха и повышенное давление нагнетания, что снижает быстроту действия вакуумных насосов. Кроме того, даже если каждый вакуумный насос имеет отдельный глушитель, этот глушитель должен быть смонтирован правильно. Так, монтаж отдельных выхлопных труб (рис. 3.2.4б) с подъемом в сторону глушителя затрудняет выхлоп отработанных газов, увеличивает нагрев присоединенных насосов и снижает их производительность. К этому же приводит и второй монтажный недостаток, присущий пластинчатым вакуумным насосам, — отсутствие тройника с дренажным отверстием под глушителем. Дренажное отверстие необходимо для слива масла, которое в случае, показанном на рисунке 3.2.4б, может застаиваться в трубе, препятствуя движению воздуха. При этом под дренажным отверстием необходимо устанавливать накопительную емкость для масла. Глушитель на выхлопном патрубке вакуумного насоса следует монтировать вне вакуумного помещения. При обогреве доильного помещения (рис. 3.2.4в) с помощью теплых выхлопных газов вакуумного насоса (теплый воздух вакуумного насоса производительностью 60 м³/ч позволяет получить такое же количество теплоты, как от электрического подогревателя мощностью 9 кВт [31]) устанавливают фильтр.



Рисунок— 3.2.4 Нарушения монтажа выхлопных систем:

а) глушитель (1 — трубопровод; 2 — вакуумный баллон; 3 — всасывающий патрубок; 4 — регулятор; 5 — насос; 6 — выхлопной патрубок; 7 — глушитель); б) наклоны выхлопной трубы (сверху — неправильное исполнение; снизу — рекомендуемое исполнение); в) система подогрева воздуха в доильном зале (1 — вакуум-насос; 2 — добавочный фильтр; 3 — распределительные трубы)

текстолитовые пластины ротационных вакуумных насосов. Ведь холодный воздух, проходя по трубам, конденсирует влагу. Во-вторых, вакуумный баллон является надежным фильтром. Пыль, проникающая через щели соединений, оседает на дне баллона. Эффективен вакуумный баллон при монтаже его глушителя в вакуумном помещении. Ведь при диагностировании установки и ее работе весь воздух многократно проходит через вакуумный регулятор. Также по этой причине помещение вакуумного насоса должно быть чистым и хорошо вентилироваться.

Водокольцевые насосы спроектированы так, что при нагнетании вместе с воздухом уносятся и частицы жидкости, создающие дополнительное сопротивление. Эффективность дальнейшей эксплуатации вакуумных насосов повышает свободный выхлоп воздуха. Поэтому внутренние диаметры нагнетательного трубопровода и патрубка вакуумного насоса должны быть одинаковы. Диаметр всасывающего трубопровода должен соответствовать величине внутреннего диаметра соответствующего патрубка вакуумного насоса. На всасывающем трубопроводе должен быть установлен запорный вентиль, предотвращающий при остановке вакуумного насоса выброс из него воды. Все трубопроводы должны быть смонтированы так, чтобы они совпадали с фланцами вакуумного насоса без натяжки. После присоединения трубопроводов следует убедиться, что вал вакуумного насоса свободно проворачивается.

Нарушением правил монтажа водокольцевого насоса является присоединение шланга для подвода оборотной воды к крану, сваренному внизу емкости оборотной воды (рис. 3.2.6). Осадок, образующийся в емкости для оборотной воды, при запуске насоса попадает внутрь насоса, ускоряя износ его рабочих элементов. Вода, применяемая для работы насоса, не должна содержать взвешенные частицы в количестве более 25 мг/л. Жесткость воды не должна быть выше 3 мг экв/л. Применение жесткой воды вызывает образование накипи на рабочих деталях, вследствие чего зазоры между подвижными и неподвижными деталями сокращаются. Трение между ними возрастает и резко повышается расход мощности, что может вызвать отказ электродвигателя или самого насоса.

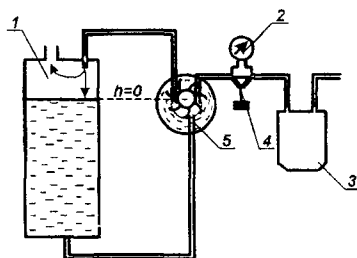


Рисунок- 3.2.6 Нижнее подключение шланга для оборотной воды:

1 – емкость для воды; 2 – вакуумметр; 3 – баллон; 4 – регулятор вакуума; 5 – насос вакуумный

Вакуумные насосы соединяют полиэтиленовой трубой или пластмассовым предохранителем с вакуумным трубопроводом на вертикальном участке трубопровода. Необходимо обращать внимание на монтаж клапана предохранителя. При работе насоса обратный клапан предохранителя притягивается к нижней части корпу-

са (к насосу), но не перекрывает отверстие из-за наличия выступов для протечек воздуха (рис. 3.2.7а). Когда насос выключается, под действием вакуума в системе обратный клапан притягивается вверх, перекрывая верхнее отверстие (рис. 3.2.7б).

В нарушение конструкции обратный клапан иногда переворачивают на 180° либо вообще не устанавливают. Нарушением является также использование резинового шланга вместо жесткого предохранителя (рис. 3.2.7в). Во всех этих случаях после выключения насоса атмосферный воздух устремляется в сторону вакуумной системы через насос, вращая в обратную сторону ротор насоса. Для пластинчатого насоса это чревато поломкой наклонных пластин [4].

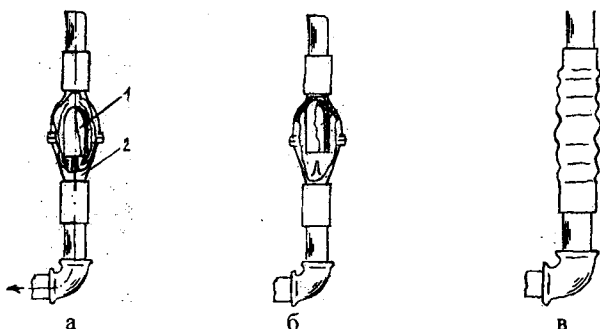


Рисунок- 3.2.7 Схемы монтажа и положений клапана предохранителя:
а) рабочее положение клапана (1 корпус; 2 – обратный клапан); б) положение клапана при выключении насоса; в) резиновая муфта

Иногда при монтаже доильных установок предохранитель вообще не устанавливают. Это является нарушением техники электробезопасности. Пластмассовый предохранитель, кроме функции предохранения насоса, выполняет и функцию разделяющей диэлектрической вставки между металлическими частями вакуумного агрегата и линейных трубопроводов. Утечки тока через арматуру доильных установок на вакуумный трубопровод считаются одной из основных причин задержки молока при машинном доении. Воздействие на коров перед началом доения переменного тока приводит к резкому снижению молокоотдачи (иногда на 30%).

Если животное получило удар током во время дойки, то рефлекс молокоотдачи сразу же тормозится и течение молока из сосков прекращается. Разность потенциалов переменного тока между трубопроводами и полом составляет от 1 до 5В, а в некоторых коровниках – 10–12 В. Напряжение свыше 15–20В опасно для жизни животных, поэтому на всасывающем трубопроводе ставят изолирующую вставку – пластмассовый предохранитель. При диагностике необходимо обращать внимание на наличие следов масла или воды на предохранителе, так как в этих случаях может быть нарушена его изолирующая способность.

При диагностике вакуумного агрегата следует обязательно проверять усилие натяжения ремней привода. Нормально натянутые ремни должны иметь стрелу прогиба 25 мм при приложенном усилии 40Н. Ослабленные ремни насосов проскальзывают, изнашиваются и снижают производительность насоса. При контроле натяже-

ния (рис. 3.2.8) ремня зацеп (1) устанавливается на верхнюю ветвь ремня и винтом (9) закрепляется стержень (11) на трубке (8). Винт (10) отвинчивают так, чтобы трубка (5) могла свободно перемещаться по трубке (8). Затем на стакан нажимают рукой вниз. Усилие нажатия фиксируется визиром (6) по шкале усилий, нанесенной на стакане (3). Прогиб ремня при данном усилии фиксируется на шкале трубки (8). Узкий ремень проскальзывает по дну канавки шкива, а широкий ремень выходит из канавки, вызывая перегрузку двигателя вентилятора (рис. 3.2.8в) [71]. Снижает производительность вакуумного агрегата и установка на вал электродвигателя шкива меньшего диаметра.

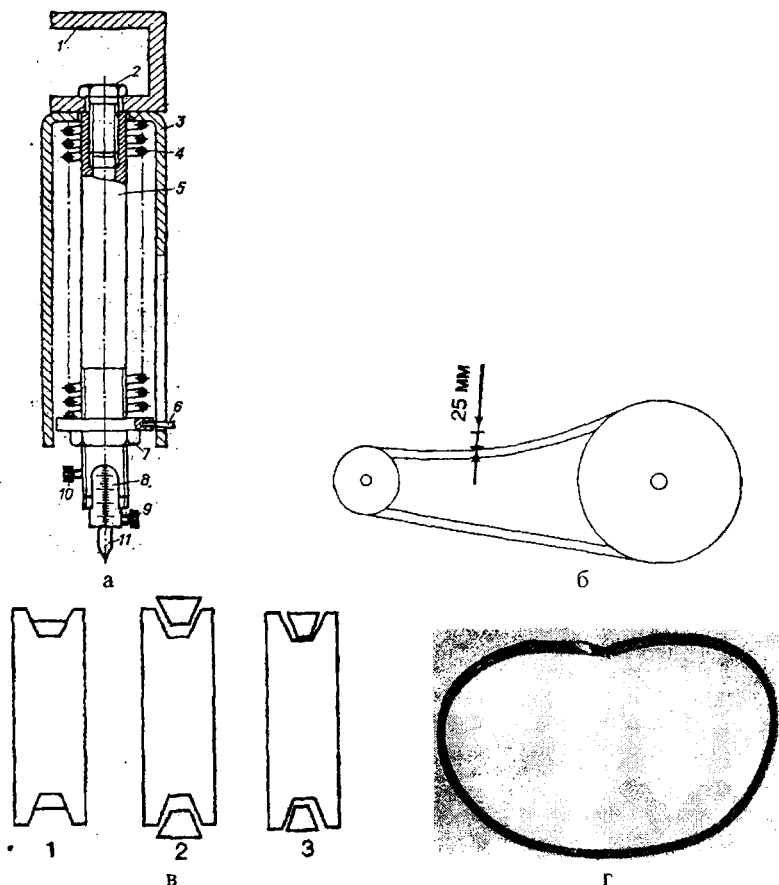


Рисунок- 3.2.8 Натяжение ремня в шкиве:

а) общий вид приспособления (1 – зацеп; 2 – болт; 3 – стакан; 4 – пружина; 5 – трубка; 6 – визир; 7 – гайка; 8 – трубка со шкалой; 9–10 – винты; 11 – стержень); б) нормативное натяжение ремня привода; в) положения ремней (1 – ремень слишком узкий и проскальзывает по дну канавки; 2 – ремень слишком широкий и выходит из канавки шкива; 3 – ремень требуемого размера); г) износ ремня клиноременной передачи компрессора

Прокладку молокопровода начинают с установки на вакуумном трубопроводе молочных кранов, которые располагают на расстоянии 175–200 мм справа от кронштейнов подвески ручной доильной аппаратуры.

К молочным кранам присоединяют стеклянные трубы. Длина стеклянной трубы (2250 мм) рассчитана на расстояние между стойлами 1200 мм.

Если ширина стойла более 1200 мм, трубы обрезают. Ветви молокопровода агрегата монтируют без подъемов труб. Высоту установки молокопровода подбирают такой, чтобы было удобно обслуживать агрегат.

Начальную высоту расположения вакуумного трубопровода у самого удаленного от молочного блока стойла принимают равной 1820 мм, затем трубы прокладывают с уклоном до высоты не менее 1720 мм.

Если в коровнике имеется мобильный кормораздатчик, то самый удаленный участок петли вакуумного трубопровода, а также вакуумную магистраль в коровнике монтируют с подъемом до 2600 мм, а молокопровод – с применением устройства подъема. При торцовом расположении молочного блока и применении мобильных кормораздатчиков молокопровод монтируют с применением устройства подъема только у молочного блока, а отдаленный конец молокопровода монтируют с подъемом до 2600 мм [52].

Молочно-вакуумные краны крепят к вакуумному трубопроводу скобкой над стыком двух стойл в вертикальном положении. Под корпус крана подкладывают резиновые прокладки.

При этом отверстия в кранах, трубах и прокладках должны совпадать. На каждые два стойла устанавливают по одному крану. Монтаж кранов начинают с крайних стойл и ведут в одну сторону. Так как молочно-вакуумные краны являются совмещенными, при монтаже необходимо точно учесть длину стеклянных труб и корпусов кранов.

При сдвиге молочно-вакуумного крана от стыка стойл более чем на 250 мм необходимо обрезать стеклянную трубу. К каждому смонтированному крану присоединяют стеклянную трубу, прикладывают следующий кран, отмечают место отверстия, после чего кран снимают и просверливают отверстия диаметром 10 мм в вакуумном трубопроводе.

Например, правильно установленным кранам доильных установок с доением в ведро соответствуют отверстия диаметром 10 мм, просверленные под углом 30° вверх от горизонтали с использованием кондуктора. Отверстия меньшего диаметра, имея меньшую проводимость, повышает частоту пульсаций пульсатора.

Восстановление формы отверстий вакуумных кранов производят с помощью кондуктора. Кондуктор (рис. 3.2.9) состоит из корпуса (2), призмы (5), зажимного винта (1), кондукторной втулки (4) и указателя. Указатель состоит из кронштейна (5) и стрелки (6), свободно поворачивающейся на оси (7).

Для сверления отверстия кондуктор устанавливают на трубу, совмещают стрелку с риской визира, закрепляют кондуктор на трубопроводе зажимным винтом и сверлят отверстие через кондукторную втулку.

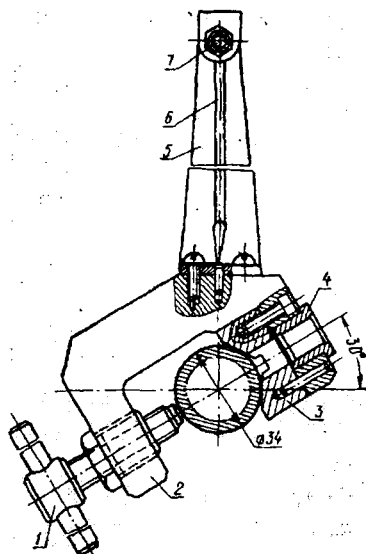


Рисунок- 3.2.9 Кондуктор для сверления отверстий под доильные краны:
1 - винт; 2 - корпус; 3 - призма; 4 - втулка; 5 - кронштейн; 6 - стрелка; 7 - ось

Процесс засорения отдельных участков трубопроводов ускоряется в случае наличия монтажных заусениц в просверленных отверстиях как снаружи, так и внутри вакуумного трубопровода. К этому же явлению приводит установка водопроводных кранов с низкой пропускной способностью на трубопроводе, соединяющем вакуумный насос с вакуумным баллоном или вакуумной магистралью и молокосорбником. Ухудшает вакуум в доильных стаканах и прожигание электросваркой отверстий под молочно-вакуумные краны (рис. 3.2.10).

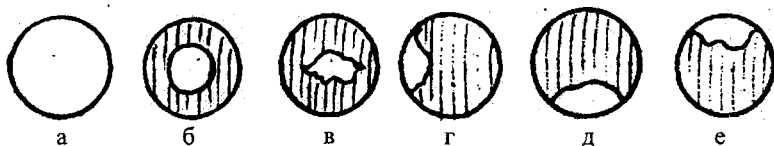


Рисунок-3.2.10 Нарушения исполнения отверстий молочно-вакуумных кранов:
а) совпадающие; б) малого диаметра; в) электросварочные; г-е) смещенные

Иногда на фермах при монтаже совмещают транспортный молочный трубопровод с вакуумным молочным трубопроводом (рис. 3.2.11а). Этот трубопровод выполняет функцию подвода вакуума в дозатор и через него в рабочую ветвь молочного трубопровода, а также транспортировки молока из дозаторов в молокоприемник. Это совмещение приводит к тому, что молочная пробка, движущаяся в молокоприемник, усиливает величину вакуума за собой.

При этом в совмещенный трубопровод может попадать молоко и из приемной камеры дозатора. Порции молока из приемной камеры дозатора не учитываются

счетным механизмом. Иногда при монтаже молочные вводы (6) выполняют из труб диаметром 40 мм. А ведь к каждому из них подводится по два молочных трубопровода (3 и 7) диаметром 40 мм. Это снижает проводимость этого участка. При ремонте необходимо заменять молочные вводы трубами диаметром 50 мм. Таким образом, восстанавливается номинальная проводимость вакуумной магистрали.

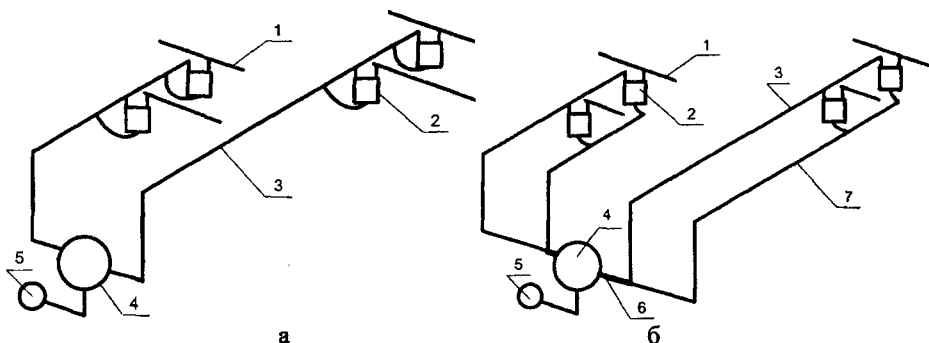


Рисунок – 3.2.11 Схемы доильной установки АДС-200:

а) ошибочная (1 – рабочая ветвь молочного трубопровода; 2 – дозатор молока; 3 – вакуумный молочный трубопровод; 4 – молокоприемник; 5 – насос молочный; 6 – молоковод; 7 – молочный транспортный трубопровод); б) рекомендуемая

При монтаже кроме молочных трубопроводов необходимо также обращать внимание на вакуумные стальные трубопроводы и правильно определять вид вакуумной системы. На молочно-товарных фермах применяют децентрализованные и централизованные вакуумные системы доения коров. Децентрализованная вакуумная система состоит из базовых линий. Например, для доения 200 коров в децентрализованной вакуумной системе применяют две базовые доильные установки на 100 голов (рис. 3.2.12а). Каждая доильная установка комплектуется серийным вакуумным насосом производительностью 60 м³/ч. Такая вакуумная система характеризуется высокой надежностью, поскольку выход из строя одного из насосов или закупорка одного из трубопроводов приводит к отказу только одной линии. Централизованная вакуумная система может иметь централизованный трубопровод или вакуумный насос. Так, например, в вакуумной системе доильной установки на 200 голов с централизованным магистральным трубопроводом (рис. 3.2.12б) два трубопровода диаметром 40 мм заменены одним трубопроводом большего диаметра – 50 мм. При этом уменьшается длина труб (один трубопровод вместо двух), повышается проводимость, снижается перепад давлений по концам трубопровода и повышается стабильность вакуумного режима. Однако при этом снижается надежность вакуумной системы. Еще менее надежна вакуумная система с централизованным магистральным вакуумным трубопроводом и вакуумным насосом. В такой системе на 200 голов (рис. 3.2.12в) выход из строя вакуумного насоса либо магистрального трубопровода прекращает процесс доения.

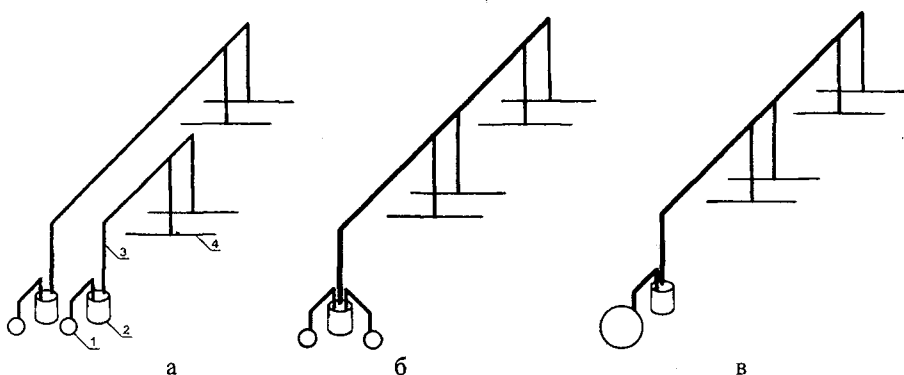


Рисунок- 3.2.12 Принципиальные схемы вакуумных систем доения коров: а) децентрализованная (1 – насос вакуумный; 2 – баллон; 3, 4 – трубопроводы; б) централизованная с двумя вакуумными насосами; в) централизованная с одним вакуумным насосом

Однако такая система наименее энергоемка [62–65]. Это связано с тем, что значения изотермического коэффициента полезного действия ротационных насосов большой производительности вдвое выше значений этого коэффициента для насосов малой производительности (рис.3.2.13а). Одним из факторов экономичности вакуумных насосов большой производительности является опережающий рост их производительности перед ростом мощности. Быстрога откачки насоса растет пропорционально кубу линейного размера насоса.

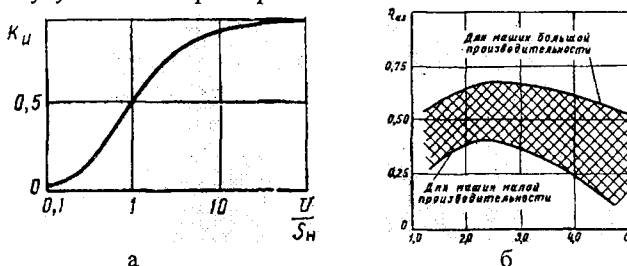


Рисунок- 3.2.13 Эксплуатационные характеристики пластинчатых насосов: а – коэффициент использования; б – изотермический коэффициент полезного действия

Потребляемая мощность обуславливается площадью поверхности трения, и величина ее пропорциональна квадрату линейного размера. Следовательно, отношение быстроты откачки к потребляемой мощности насосом пропорционально линейному размеру и возрастает с увеличением этого геометрического параметра. Поэтому централизованная система откачки вакуумным насосом большой производительности менее энергоемкая. Основой централизованной системы является магистральный трубопровод большого диаметра. Большая проводимость такого трубопровода повышает коэффициент использования использования быстроты откачки вакуумного насоса до максимального значения (рис. 3.2.13б), определяемого соотношением

$$K_u = U / (S_n + U), \quad (3.2.4)$$

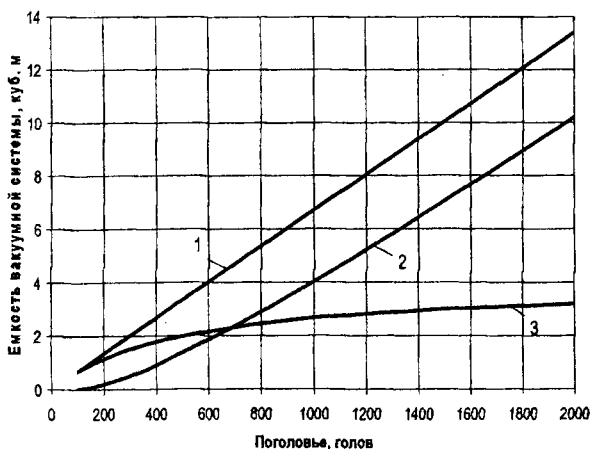
где U – проводимость трубопровода, ($\text{м}^3/\text{с}$); S_n – быстрота откачки насоса, ($\text{м}^3/\text{с}$).

Кроме того, централизованные вакуумные системы менее металлоемкие. Ведь требованию стабильности вакуумного режима (отклонение вакуумметрического давления на 3 кПа восстанавливается в течение 3 секунд) соответствует система определенного объема. Этому требованию будет удовлетворять вакуумная система определенного объема. Объем централизованной вакуумной системы доильной установки можно определить по величине потока воздуха, просачивающегося в систему за фиксируемый период времени t_1 и продолжительности восстановления t_2 давления в системе (от p_2 до p_1). Окончательно система уравнений примет вид:

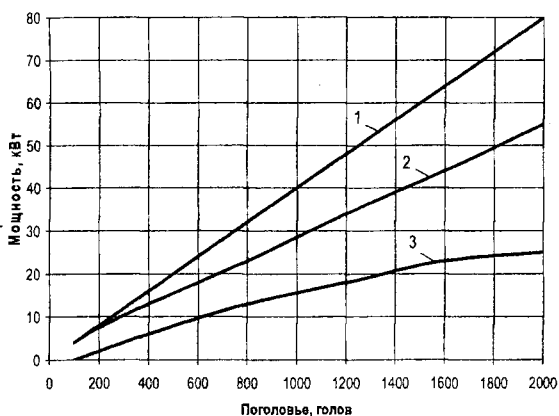
$$\begin{cases} t_1 + t_2 = 3 \\ Q t_1 = V(p_2 - p_1) \rightarrow S p_a t_1 = V(p_2 - p_1) \rightarrow t_1 = V(p_2 - p_1) / (S p_a) \rightarrow V = 100 / [(2 / S_n) + 25] \quad (3.2.5) \\ t_2 = (V / S_n) \ln(p_2 / p_1) \end{cases}$$

где V – объем вакуумной системы, (м^3); S – скорость просачивания воздуха ($\text{м}^3/\text{с}$); p_1 – рабочее давление в системе доильной установки (47 кПа); p_2 – допустимое рабочее давление (50 кПа); t_1 – продолжительность просачивания воздуха; p_a – атмосферное давление (100 кПа); S_n – быстрота действия насоса.

Максимальный объем централизованной вакуумной системы достигает 4 м^3 (рис. 3.2.14а). Экономия мощности на более крупных молочных комплексах является постоянной и составляет 25–27 кВт (рис. 3.2.14б). Централизованные вакуумные системы следует применять в первую очередь на крупных молочных комплексах. Они позволяют снизить потребляемую электроприводом мощность на 20–30%, а объем вакуумных систем и расход металла на 15–75% [63].



а



б

Рисунок- 3.2.14 Характеристика вакуумных систем молочных ферм:

- а) объемная (1 - емкость; 2 - экономия емкости; 3 - емкость централизованной системы);
 б) энергетическая (1 - мощность; 2 - мощность централизованной системы; 3 - экономия мощности)

В конструкциях современных доильных установок применяют трубопроводы большего диаметра, чем в устаревших конструкциях. Увеличение диаметра трубопроводов повышает их проводимость и снижает рабочие перепады давлений, стабилизируя вакуумные режимы доения. Перепады давлений по длине трубопроводов в нормальном режиме доения незначительные. Однако в случаях нарушения технологии доения, приводящих к значительному напуску воздуха, перепады давлений резко возрастают. При откачке воздуха вакуумным насосом на концах вакуумного трубопровода создается разность давлений $\Delta p = p_2 - p_1 = Q/U$, определяемая проводимостью самого трубопровода U . Перепад давлений вызывают воздушные потоки Q_1, Q_2, Q_3 через вакуумный регулятор, щели в трубопроводе и доильные аппараты соответственно (рис. 3.2.15). Поток через всасывающий патрубок вакуумного насоса равен сумме переменных воздушных потоков $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$. Так величина Q_1 может изменяться от $S_n \cdot p_{ec}$ до нуля (где S_n - быстрота действия насоса, p_{ec} - абсолютное давление всасывания насоса). Вакуумный регулятор максимально открыт при отключенных доильных аппаратах и, наоборот, закрыт при всех задействованных доильных аппаратах и определенной изношенности вакуумного насоса. При этом поток воздуха через вакуумный регулятор в первом случае определяется по формуле $S_n \cdot p_{ec} = v_1 \cdot (p_a - p_{ec})$, где v_1 - быстрота натекания, p_a - давление натекающего воздуха (атмосферное). Если $S_n = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$, $p_{ec} = 50 \text{ кПа}$, то $v_1 = \frac{60 \cdot 50}{100 - 50} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$. Величина $Q_2 = v_2 \cdot (p_a - p_2)$ зависит от величины щелей и изменяется в зависимости от давления в системе (где v_2 - быстрота натекания, p_2 - давление в трубопроводе в месте натекания). Поток воздуха через один доильный аппарат определяется из выражения

$$Q_3 = v_3 \cdot (p_a - p_3),$$

где v_3 – расход воздуха через доильный аппарат (для двухтактного доильного аппарата основного исполнения АДУ-1 равен $2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$), p_3 – давление в трубопроводе в месте подключения доильного аппарата.

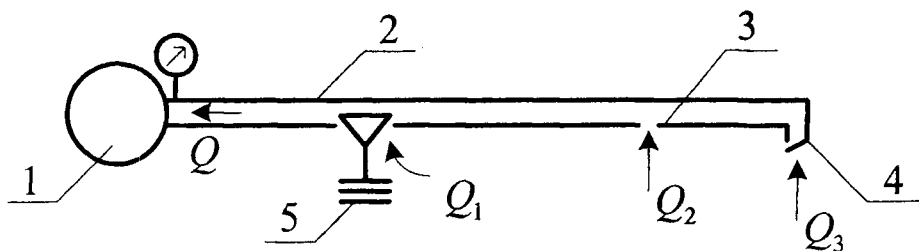


Рис. 3.2.15 Упрощенная схема движения потоков воздуха в вакуумной установке: 1 – насос вакуумный; 2 – трубопровод; 3 – щель; 4 – аппарат доильный; 5 – регулятор вакуума

На участках вакуумной системы справедливы следующие уравнения воздушных потоков:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=2}^n Q_i = U_2 \cdot (p_2 - p_1) \\ \sum_{i=3}^n Q_i = U_2 \cdot (p_3 - p_2) \rightarrow p_n = p_1 + \left(\frac{1}{U_2} \cdot \sum_{i=2}^n Q_i + \dots + \frac{Q_n}{U_n} \right) \rightarrow p_n - p_1 = \left(\frac{1}{U_2} \cdot \sum_{i=2}^n Q_i + \dots + \frac{Q_n}{U_n} \right). \quad (3.2.6) \\ \dots \\ Q_n = U_n \cdot (p_n - p_{n-1}) \end{array} \right.$$

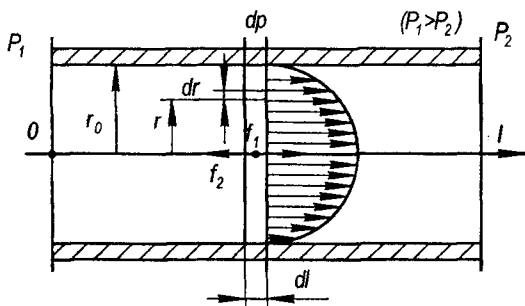
В соответствии с Международным стандартом ИСО 5707 «Установки доильные. Конструкция и техническая характеристика» внутренний диаметр молокопровода выбирают с таким расчетом, чтобы перепад давления в молокопроводе не превышал $p_{\max.m} = 3 \text{ кПа}$ при работе всех доильных аппаратов.

Следовательно, в случае диагностики молочных трубопроводов (кран молокоприемника на вакуумном магистральном трубопроводе закрыт)

$$p_{\max.m} \geq \left(\frac{1}{U_2} \cdot \sum_{i=2}^n Q_i + \dots + \frac{Q_n}{U_n} \right). \quad (3.2.7)$$

Величина в правой части неравенства тем больше, чем больше Q_n . Концентрируя натекания воздуха в конце трубопровода, получаем $p_{\max.m} \geq \frac{Q_n}{U_n}$. Величина Q_n максимальна в случае полного закрытия вакуумного регулятора. В этом случае

$p_{\max.m} \geq \frac{S_n \cdot p_{\text{вс}}}{U_n}$. Проводимость трубопроводов зависит от их формы (рис. 3.2.16).



Рисунок– 3.2.16 Параболическое распределение скоростей течения воздуха по сечению трубопровода

В области низкого вакуума длина свободного пути молекул воздуха значительно меньше диаметра трубопровода. Слой воздуха у поверхности трубопровода остается неподвижным, а остальные слои движутся в условиях стационарного потока с соответствующими постоянными скоростями. Для круглых трубопроводов с вязкостным течением воздуха проводимость определяется из выражения: $U = \frac{\pi \cdot R^4 \cdot \bar{p}}{8l \cdot \eta}$ (где


R – внутренний радиус трубопровода, $\bar{p} = \frac{P_1 + P_2}{2}$ – среднее значение давления в трубопроводе, l – длина трубопровода, η – динамическая вязкость). Для воздуха при 293К $U = \frac{1360 \cdot D^4 \cdot \bar{p}}{l}$ (где D – внутренний диаметр трубопровода). Проводимость трубопровода зависит от его конфигурации и прямо пропорциональна четвертой степени радиуса трубопровода (табл. 3.2.1). В результате условие обеспечения требуемого перепада давления в трубопроводе будет иметь вид

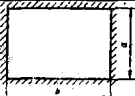
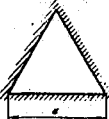
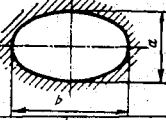
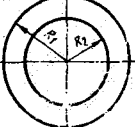
$$P_{\max.m} \geq \frac{S_n \cdot P_{sc} \cdot l}{1360 \cdot D^4 \cdot (P_{sc} + P_{\max.m})}$$

Полученное выражение можно преобразовать в виде $\frac{D^4}{l} \geq \frac{S_n}{1360 \cdot P_{\max.m} \cdot (1 + \frac{P_{\max.m}}{P_{sc}})}$

Таблица 3.2.1

Формулы для расчета проводимости отверстий и трубопроводов

Виды элементов систем	Рисунок	Формула
Круглое отверстие диаметром d , м		$U = 160d^2$ при $p_2/p_1 \leq 0,1$
Отверстие произвольной формы площадью A , м ²		$U = 200A$ при $p_2/p_1 \leq 0,1$
Трубопровод диаметром d и длиной l , м		$U = 1,36 \cdot 10^3 \frac{d^4}{l} p_{sc}$

Трубопровод прямоугольного сечения $a \geq b$, м		$U = 865 f \frac{ab^3}{l} P_{cp}$
Трубопровод с равносторонним треугольным сечением; a – сторона треугольника, м		$U = 299 \frac{a^4}{l} P_{cp}$
Трубопровод эллиптического сечения; a – большая, b – малая оси эллипса		$U = 2,72 \cdot 10^3 \frac{a^3 b^3}{(a^2 + b^2)^{3/2}} P_{cp}$
Трубопровод диаметром d_1 , с коаксиально расположенным стержнем диаметром d_2 , м		$U = 1,36 \cdot 10^8 \frac{P_{cp}}{l} \left[d_1^4 - d_2^4 - \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{\ln d_1/d_2} \right]$

Принимая для водокольцевого насоса ВВН-60 $S_n = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$, $p_{nc} = 14 \text{ кПа}$ получаем $l \leq \frac{D^4}{1,11 \cdot 10^{-5}}$. Область минимально допустимых значений диаметра молокопровода для доильной установки на 100 коров в зависимости от длины молокопровода от молокоприемника до самой удаленной точки составляет 15–38 мм (рис.3.2.17а).

Стабильность вакуумметрического давления в доильной установке с молокопроводом должна быть такой, чтобы произведение амплитуды изменения величины вакуумметрического давления на продолжительность этого колебания, измеренных в молочной трубке доильного аппарата, не превышало 20 кПа·с. Продолжительность колебания можно определить по формуле

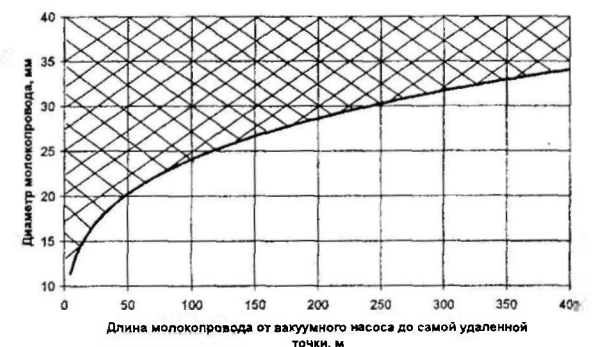
$$t = \frac{V}{S_0} \cdot \ln \frac{p_{нач} - Q_{\Sigma}'/S_0}{p - Q_{\Sigma}'/S_0} \rightarrow (p_{нач} - p) \cdot \frac{V}{S_0} \cdot \ln \frac{p_{нач} - Q_{\Sigma}'/S_0}{p - Q_{\Sigma}'/S_0} \geq 20, \quad (3.2.8)$$

где V – объем вакуумной системы; S_0 – быстрота откачки; $p_{нач}$ – начальное давление; p – конечное давление откачки; Q_{Σ}' – величина натекания воздуха.

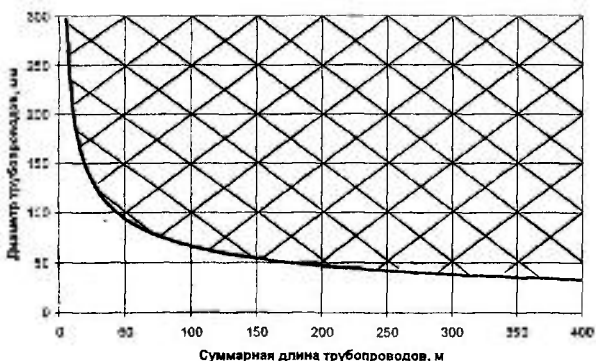
Время стабилизации вакуумметрического давления не должно превышать 3 секунды при мгновенном изменении расхода воздуха на $15 \text{ м}^3/\text{ч}$. Если принять $p_{нач} = 50 \text{ кПа}$, то $p = 50 - 20/3 = 43,33 \text{ кПа}$. Примем диаметры вакуумного и молочного трубопроводов равными. В этом случае $V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l_m$, где l_m – суммарная длина трубопроводов. Принимая $S_0 = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ (вакуумная установка с одним насосом) получаем

$$(50 - 43,33) \cdot \frac{3,14 \cdot 3600 \cdot D^2}{4 \cdot 60} \cdot l_m \cdot \ln \frac{50 - 15/60}{43,33 - 15/60} \geq 20.$$

Или $D \geq \sqrt{\frac{0,49}{L}}$. Минимально допустимые диаметры трубопроводов в зависимости от суммарной их длины составляют 30–100 мм. Этот диапазон удовлетворяет требованиям ИСО 5707 и ГОСТ 11730-79 «Установки доильные» (рис. 3.2.17б).



а



б

Рисунок- 3.2.17 Область минимальных значений диаметра трубопроводов:
а) молочные; б) вакуумные

Например, в случае значительного натекания воздуха при надевании доильного стакана на сосок вымени падение давления в системе для установки АДМ-8 составит 4–15 кПа (рис. 3.2.18).

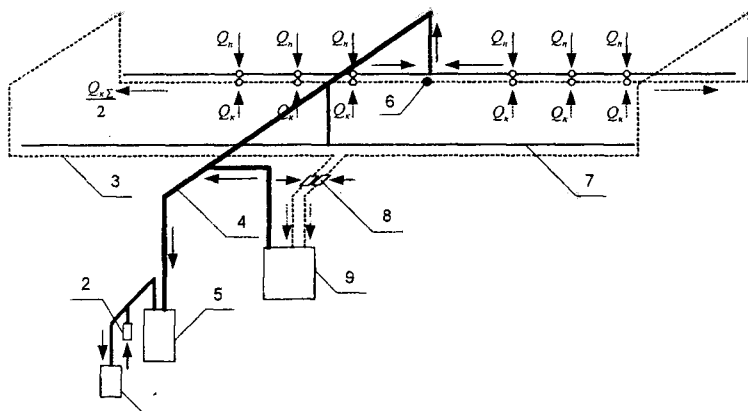


Рис. 3.2.18 Схема молочно-воздушных потоков доильной установки АДМ-8 (100): 1 – вакуумный насос; 2 – регулятор; 3 – трубопровод молочный; 4 – трубопровод магистральный; 5 – вакуумный баллон; 6 – разделитель; 7 – трубопровод вакуумный; 8 – дозатор; 9 – молокоприемник (линии со сплошными стрелками – потоки воздуха, с пунктирными – молочно-воздушные потоки); Q_a – поток воздуха через пульсатор; Q_k – поток воздуха через коллектор)

Условие постоянства потока воздуха $S_o p_2 = U(p_2 - p_1) = S_n p_1$ подтверждает, что быстрота откачки определяется быстротой действия насоса и проводимостью трубопровода $S_o / S_n = U / (U + S_n)$. Если пропускная способность трубопровода значительно превышает быстроту действия насоса, то скорость откачки примерно равна скорости действия насоса (рис. 3.2.19). Если же проводимость трубопровода значительно меньше быстроты действия насоса, то быстрота откачки примерно равна проводимости трубопровода. На рисунке 3.2.19б приведена номограмма, по которой подсчитывают пропускную способность системы при последовательном соединении элементов и эффективную скорость откачки [39]. Реальная быстрота откачки равна скорости действия насоса при отсутствии сопротивления вакуумных коммуникаций. В действительности между насосом и откачиваемым объемом всегда имеется соединительный трубопровод, имеющий определенное сопротивление, и эффективная быстрота откачки в данном сечении откачиваемого объема может сильно отличаться от паспортной быстроты действия насоса. Поэтому для повышения откачки желательно при постоянной скорости действия насоса увеличивать пропускную способность трубопроводов, то есть делать их большого диаметра (рис. 3.2.23а).

Это техническое требование запрещает монтировать отдельные участки магистральных трубопроводов из отрезков труб малого диаметра. Например, диаметр молочного трубопровода доильных установок по прогнозным оценкам будет составлять 100–109 мм. Молочный трубопровод даже диаметром 70 мм выйдет из применения. Нарушение этих условий снижает коэффициент использования насоса и увеличивает энергетические потери (рис. 3.2.19в).

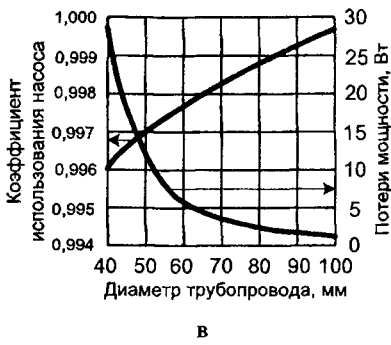
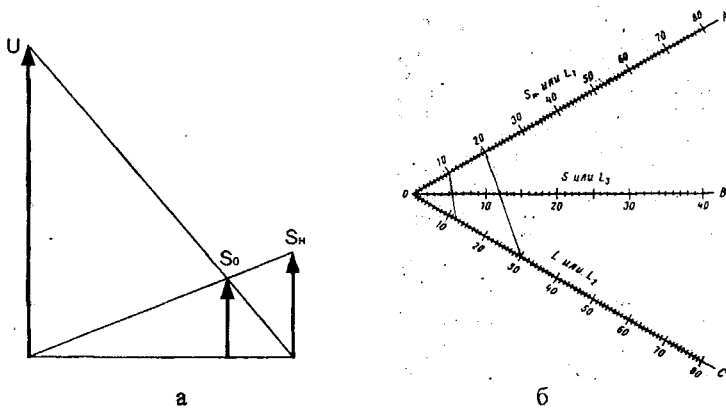


Рисунок- 3.2.19 Графические зависимости вакуумной техники:

а) взаимосвязь быстроты откачки, проводимости трубопроводов и быстроты действия насоса; б) номограмма; в) технико-экономические показатели вакуумной системы

Кроме того, увеличенный диаметр молочного трубопровода снижает скорость транспортирования молока. При заниженных диаметрах молокопроводов молоко в процессе его транспортирования в молочных линиях подвергается сильным гидромеханическим воздействиям и влиянию воздуха. Степень гидромеханического воздействия на такие важнейшие показатели качества молока, как дисперсный состав и структура жировых частиц, зависит от скорости и ускорения потока, конфигурации и состояния поверхности коммуникаций.

Гидромеханическое воздействие на жировые частицы в потоке движущегося молока обусловлено напряжением сдвига, вызванного действием вихрей в турбулентном потоке. Так как по своему составу молоко представляет собой сложную дисперсную систему, компоненты которой обладают различными свойствами, то под воздействием значительных инерционных сил, характерных для неустановившегося режима движения потока, происходит интенсификация взаимных столкновений как воздушных пузырьков, находящихся в свежесвыдоенном молоке, так и жировых частиц различных размеров.

В процессе транспортирования молоковоздушная смесь подвергается интенсивным механическим ударам, перемешиванию и сопровождается пенообразованием. Совокупное воздействие перечисленных факторов изменяет дисперсное состояние жировой фазы, образуя молочные зерна и кусочки жира, оседающие на внутренних поверхностях труб. Процесс образования жировых агломератов при турбулентном режиме потока молока в зависимости от продолжительности механического воздействия происходит при скоростях выше 6 м/с (рис. 3.2.20).



Рисунок- 3.2.20 Зависимость содержания жира от скорости транспортирования:
1 - 5°C; 2 - 10°C; 3 - 15°C; 4 - 20°C

Характер изменения давления в вакуумных проводных системах различен при отсутствии запаса производительности вакуумного насоса и различных геометрических размерах вакуумных трубопроводов. Если поток воздуха, проходящего через течь в систему за время dt , составляет Q , а количество откаченного воздуха равно $pSdt$, то рост давления описывается уравнением:

$$Vdp = (Q - Sp)dt, \quad (3.2.9)$$

где V — объем вакуумной системы; p — давление; Q — поток воздуха; S — быстрота действия насоса.

Разделяя переменные, получим

$$dp / ((Q/S) - p) = (S/V)dt.$$

Интегрируя уравнение, приходим к виду

$$\ln((Q/S) - p) - \ln C = (-S/V)t \rightarrow (Q/S) - p = C \exp[(-S/V)t].$$

Подставив начальные условия $t = 0, p = 0$, получим $C = Q/S$. Внося это значение в уравнение, приходим к выводу, что в этих условиях рост давления происходит согласно формуле

$$p = (Q/S)[1 - \exp(-St/V)].$$

или при $t = t_0$,

$$p_0 = (Q/S)[1 - \exp(-t_0/\tau_0)], \quad (3.2.10)$$

где τ_0 — константа времени вакуумной системы доильной установки.

Снижение давления при откачке воздуха из вакуумной системы определяет система уравнений воздушного потока:

$$\begin{cases} Q = pS \\ Q = -d(pV)/dt = -Vdp/dt \rightarrow pS = -Vdp/dt \rightarrow dp/p = -dt/\tau_0. \end{cases} \quad (3.2.11)$$

Тогда $p = p_1 \cdot \exp(-t/\tau_0)$ (где p_1 - давление при $t = t_1$).

Так как в определенный момент $t = t_1$ приток воздуха прекращается, давление начинает падать в соответствии с уравнением

$$p = (Q/S)[1 - \exp(-t_1/\tau_0)] \exp[-(t-t_1)/\tau_0]. \quad (3.2.12)$$

Величина натекания определяется пропускной способностью отверстия и при давлении 50 кПа воздушный поток составит [7]:

$$Q = Q_0 F p = 1660 \text{ м}^3 \text{ Па/с} \quad (3.2.13)$$

где Q_0 - пропускная способность отверстия; F - площадь отверстия; P - давление всасывания (50 кПа).

Быстрота действия стандартного вакуумного насоса для доения 100 коров составляет $0,0166 \text{ м}^3/\text{с}$ ($60 \text{ м}^3/\text{ч}$). Поэтому отношение потока натекания к быстроте действия насоса (Q/S) составляет 10^5 Па . Влияние постоянной времени вакуумной системы на форму импульса давления отражено в таблице 3.2.2. Характеристики импульса давления приведены для разных значений постоянных времени вакуумной системы. Как видно из таблицы, для чрезмерно больших значений постоянной времени вакуумной системы импульс становится малочувствительным. Вакуумная система слабо реагирует на воздушный импульс при константе времени равной 33. Применительно к отечественным доильным установкам эта цифра означает, что вакуумная система объемом $0,5 \text{ м}^3$ предотвращает повышение давления в системе более 3 кПа при продолжительности воздушного импульса до 1 секунды. Малый объем вакуумной системы ($\tau_0 = 1$) характеризуется значительным ростом амплитуды колебания (более 60 кПа). Такое колебание вакуумметрического давления неизбежно вызовет спадание доильных аппаратов. Как видно из данных таблицы 3.2.2, скорость разгерметизации низковакуумной системы доильной установки превышает скорость вакуумирования [62].

Таблица 3.2.2

Изменение давления (Па) в вакуумной системе доильной установки (продолжительность воздушного импульса 1 секунда, диаметр отверстия 10 мм)

Константа времени системы	Время, секунды									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	63220	23250	8550	3140	1160	420	150	60	20	5
10	9520	8610	7790	7050	6380	5770	5220	4720	4220	3870
20	4870	4630	4400	4190	3990	3790	3600	3430	3260	3100
25	3930	3775	3630	3485	3350	3220	3090	2970	2850	2740
33	2960	2870	2790	2705	2630	2550	2470	2400	2330	2260
50	1990	1950	1910	1870	1830	1800	1760	1730	1690	1660
100	1000	990	980	970	960	950	940	930	920	910
1000	100	99,9	99,8	99,7	99,6	99,5	99,4	99,3	99,2	99,1

Ошибкой монтажа, снижающей проводимость трубопроводов, является применение труб, согнутых без применения трубогиба (рис. 3.2.21а), и вертикально вверх установленных кранов (рис. 3.2.21б). Такой монтаж труб и кранов уменьшает проходное сечение или происходит сплющивание вакуумного шланга в месте перегиба при доении в ведра (этим самым ухудшаются условия отсасывания воздуха из ведра и сосковой резины). Монтажной ошибкой является установка молочно-вакуумных кранов под углом (рис. 3.2.21в). Это ухудшает эвакуацию молока из коллектора доильного аппарата в молокопровод. Поперечное сечение отверстий снижает возможный поворот и в процессе эксплуатации молочно-вакуумных кранов. Уменьшению сечения трубопровода способствует постепенное его засорение мельчайшими частичками кормов, подстилками и навозом, а также микроорганизмами.

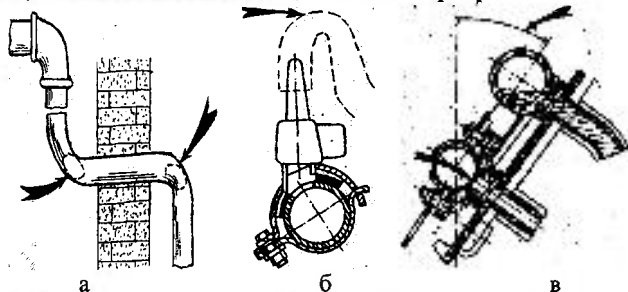


Рисунок- 3.2.21 Признаки монтажного ухудшения проводимости трубопроводов:
 а) согнутая труба без применения трубогиба; б) вертикальный кран; в) наклонный кран

Наиболее часто снижению проводимости магистрального и рабочего вакуумных трубопроводов способствует монтаж их отдельных участков трубами малого диаметра – менее двух или полтора дюйма. Трубы такого диаметра меньше впускного и выпускного отверстий насоса (рис. 3.2.22а). Малый диаметр трубопровода снижает величины вакуума в нем сильнее, чем его длина. Поэтому уменьшение площади его сечения (в прогибах и технологических подъемах трубопроводов, местах установки резиновых трубок) также понижает вакуумметрическое давление ниже допустимой нормы. Допускается уменьшение магистрального трубопровода между третьей и четвертой ветками (рис. 3.2.22б), но не на двух сразу (например, между 2, 3 и 4 ветками).

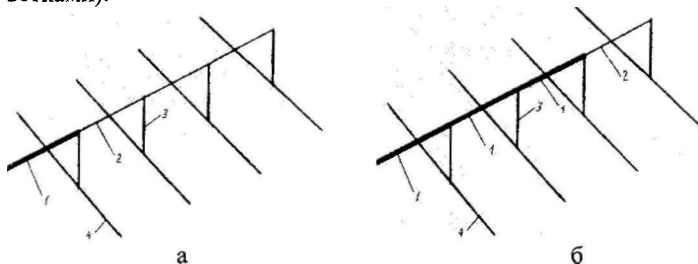
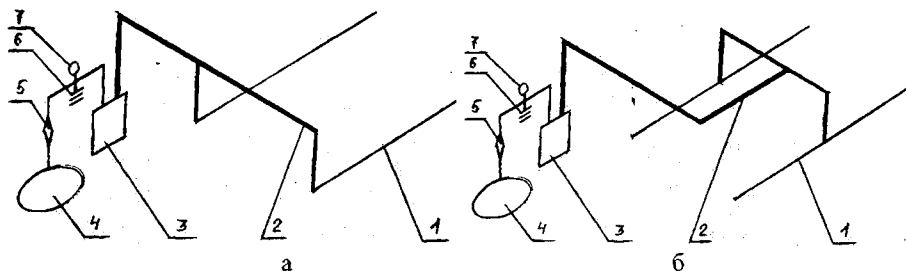


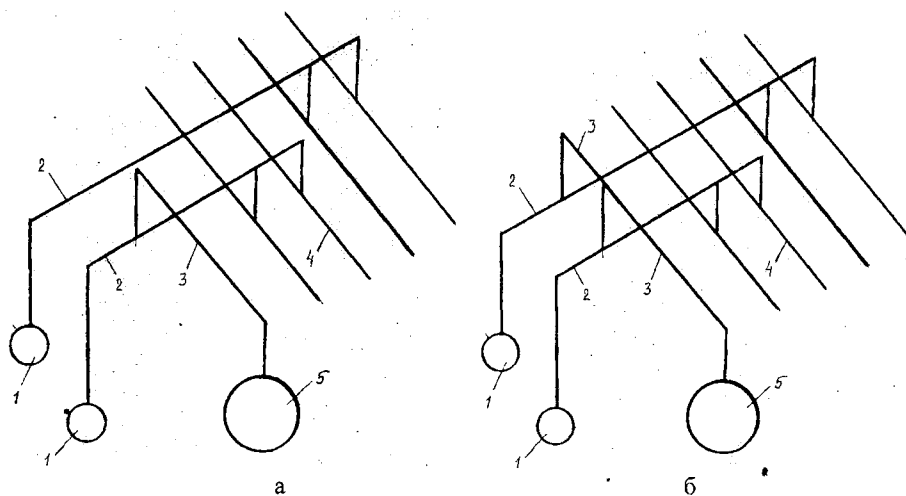
Рисунок- 3.2.22 Варианты монтажа участков магистрального трубопровода:
 а) недопустимый (1 – труба (диаметр 50 мм); 2 – труба (диаметр 40 мм); 3 – стояк (диаметр 40 мм); 4 – трубопровод (диаметр 25 мм)); б) допустимый

На фермах с торцовым расположением молочного и вакуумного помещений снижению вакуума в наиболее удаленных кранах способствует соединение магистрального и рабочих ветвей в торце коровника (рис. 3.2.23а). Рациональной схемой является вывод магистрального вакуумного трубопровода на середину коровника (рис. 3.2.23б).



Рисунок— 3.2.23 Варианты монтажа участков магистрального трубопровода:
 а) недопустимый (1—2 — трубопроводы; 3 — баллон; 4 — насос; 5 — предохранитель;
 б) допустимый (6 — регулятор вакуумный; 7 — вакуумметр); б) допустимый

Одной из причин снижения вакуума (на 15–20%) в молочном трубопроводе является соединение только одного из двух задействованных вакуумных насосов с молочной магистралью (рис. 3.2.24а). Соединение молокоприемника одной трубой малого диаметра (40 мм) с магистральными трубопроводами усиливает колебания вакуума в системе стеклянных молочных труб (рис. 3.2.24б).



Рисунок— 3.2.24 Типовые схемы нарушения подключения молокоприемника:
 а) к одному вакуумному насосу (1 — вакуумная установка; 2-3 — трубопроводы (диаметр 40 мм);
 4 — рабочая ветвь; 5 — молокоприемник); б) трубой малого диаметра (40 мм вместо 50 мм)

На ряде молочно-товарных ферм на 200 коров доение осуществляют в емкости ДФ-0,6. Распространенной ошибкой монтажа, снижающей проводимость отдельных участков системы, является применение на магистральном участке трубопровода трубы диаметром 40 мм. На рисунке 3.2.25а-б показан пример ошибочного монтажа четырех емкостей общим магистральным вакуумным трубопроводом диаметром 40 мм.

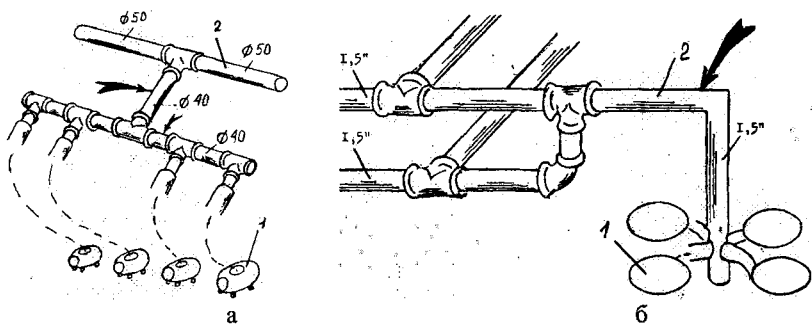


Рисунок- 3.2.25 Примеры ошибочного подсоединения емкостей:
 а) короткими отрезками труб (1 – емкость; 2 – трубопровод магистральный);
 б-в) одной магистральной трубой диаметром 40 мм

Для улучшения эффективности работы установки во втором и третьем случаях следует запитать по две емкости на один полуторадюймовый вакуумный трубопровод (рис. 3.2.26).

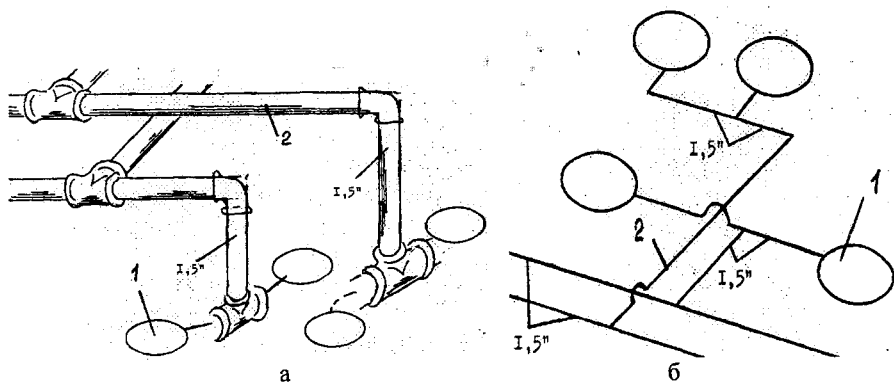


Рисунок- 3.2.26 Рекомендуемые схемы подключения молочных емкостей:
 1 – емкость; 2 – трубопровод магистральный

Нарушение стабильности вакуумных режимов доильных установок АДС-200 с боковым расположением молочного блока обусловлено снижением проводимости транспортного и вакуумного молочных трубопроводов, когда вакуум в дозаторах создается лишь одним общим трубопроводом диаметром 40 мм, а второй трубопро-

вод такого же диаметра служит для транспортирования молока в молокоприемник (рис. 3.2.27а). Восстановление вакуумных режимов при ремонте доильной установки возможно прокладкой дополнительного трубопровода (11) диаметром 40 мм. При этом короткий магистральный патрубок молокоприемника (12) должен быть диаметром 50 мм (рис. 3.2.27б).

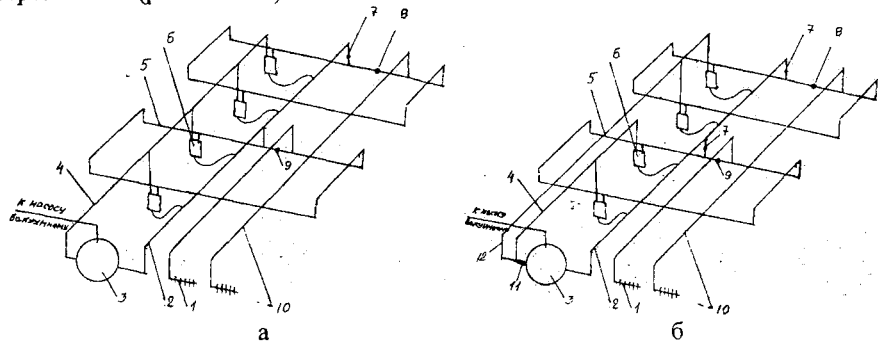


Рисунок- 3.2.27 Монтажные схемы молочной линии доильной установки АДС-200: а) с нарушением проводимости (1, 10 – трубопровод промысловый; 2 – трубопровод транспортный; 3 – молокоприемник; 4, 12 – трубопровод; 5 – трубопровод молочный; 6 – дозатор молока; 7-9 – разделитель; 11 – патрубок); б) рекомендуемая

Эффективность использования мощности привода вакуумных насосов снижается по мере увеличения перепада давления между всасывающим патрубком и молочно-вакуумными кранами. Внешним признаком такого положения можно считать наличие, как правило, дополнительно устанавливаемых вакуумных насосов в доильных установках рассматриваемого технического состояния. Причем увеличение числа насосов (в 1,5–2,0 раза) оказывается малоэффективным. Процесс доения проходит в физиологически опасном режиме, скорость откачки доильных аппаратов замедленная. Особенно сложно проходит дойка коров на наиболее удаленных от вакуумного насоса молочных кранах. Основная причина такого положения – наличие дросселирующих вставок. Недопустим монтаж в вакуумной системе дросселирующих вставок на магистральном трубопроводе. Арматура (трубопроводы, муфты, молочно-вакуумные краны) и откачиваемые объекты (доильные аппараты), соединяясь друг с другом, образуют узлы вакуумной системы доильной установки. В узле сумма воздушных потоков, проходящих через все соединенные каналы, равна нулю. При последовательном соединении элементов (рис. 3.2.28) и одинаковом потоке воздуха во всех элементах можно записать

$$Q/U_i = p_{i-1} - p_i \quad (3.2.14)$$

Складывая все уравнений системы, получаем

$$Q \left(\frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} + \dots + \frac{1}{U_i} + \dots + \frac{1}{U_n} \right) = p_0 - p_n \quad (3.2.15)$$

Для всей системы последовательно соединенных элементов доильной установки можно также записать

$$Q/U = p_0 - p_n \quad (3.2.16)$$

Сравнивая формулы, получим, что общую проводимость последовательно соединенных элементов можно рассчитать по формуле

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n (1/U_i)} \quad (3.2.17)$$

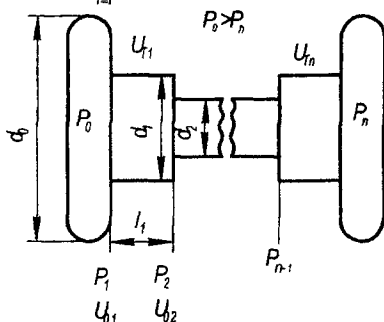


Рисунок- 3.2.28 Последовательное соединение трубопроводов

Для вакуумных систем доильных установок при последовательном соединении элементов с различными диаметрами условных проходов в местах сужения проходного сечения возникают дополнительные сопротивления потоку воздуха. Основное различие между сужающимся и расширяющимся потоками состоит в величине потерь энергии, связанных с отрывом при расширении потока (рис. 3.2.29). Хотя сечение трубы становится постоянным непосредственно за переходным участком, восстановление в потоке нормального распределения скоростей и давлений происходит на значительном удалении от зоны отрыва.

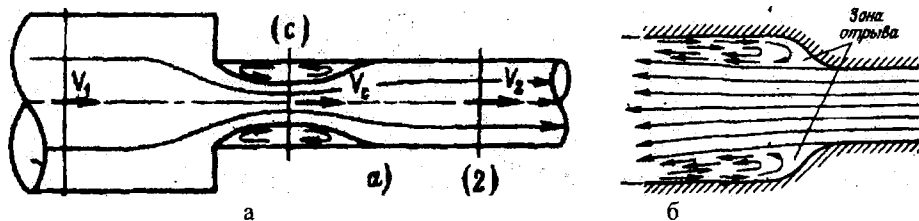


Рисунок-3.2.29 Картина течения потока:
а) при внезапном сужении; б) при внезапном расширении

Большие потери энергии, связанные с расширением потока, определяются двумя факторами. Во-первых, поддержание циркуляционного движения в зоне отрыва требует постоянного снабжения его энергией от основного потока. Во-вторых, большой градиент скорости на поверхности раздела генерирует крупномасштабную турбулентность, которая переносится вниз по течению и переходит в тепло. Когда основная струя расширяется, заполняя сечение трубы, то происходит постепенное уменьшение средней скорости и соответствующее увеличение среднего давления (рис. 3.2.30).

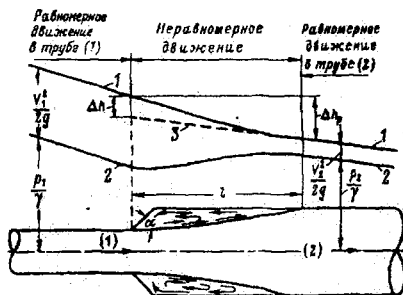


Рисунок- 3.2.30 Линии двух напоров при расширении потока:

1 – линия полного напора; 2 – пьезометрическая линия; 3 - продолжение линии полного напора в трубе (2); Δh_p – фактическая потеря напора на участке неравномерного движения;

Δh – расчетная потеря напора на том же участке

Профиль границы отрыва и пространственное распределение осредненного давления за расширением показаны на рисунке 3.2.31а-б. Хотя зона отрыва простирается примерно только на пять диаметров ниже расширения, давление не приобретает равномерного распределения по сечению на значительно большем протяжении за расширением.

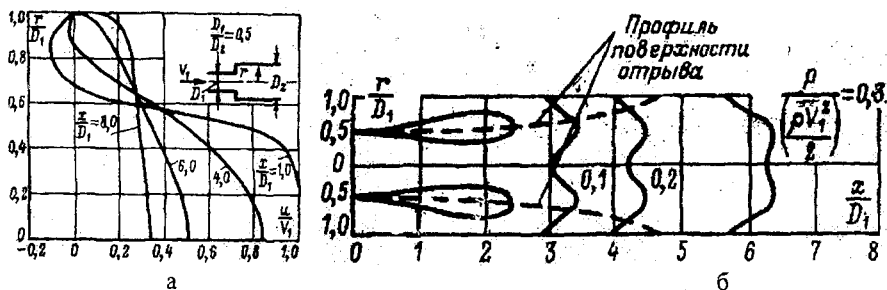
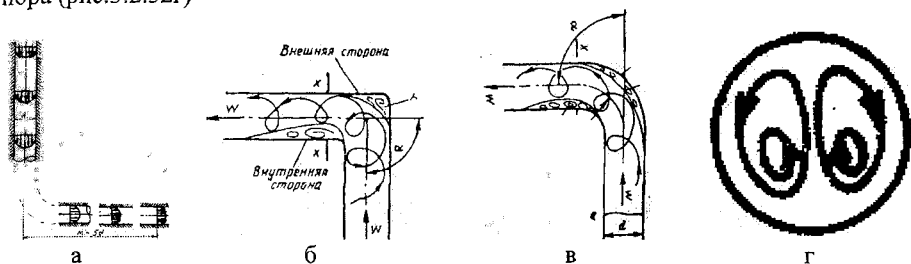


Рисунок- 3.2.31 Распределение параметров потока за внезапным расширением
а) скоростей (x – расстояние от сечения, где произошло расширение); б) давлений

Колено (изгиб) на трубе постоянного поперечного сечения вызывает образование вторичного спиралеобразного течения (рис. 3.2.32а). Картина течения в колене и за ним усложняется также и из-за возможности отрыва потока. Причина отрыва состоит в наличии отрицательного перепада давления. На рисунке 3.2.32б-в изображен внезапный поворот трубы, или колено без закругления. Такая конструкция вызывает значительные потери энергии на отрыв потока от стенок и вихреобразование, которые увеличиваются с увеличением угла поворота. Под действием центробежных сил возникают две зоны вихреобразования: у внутренней стороны – зона отжима с пониженным давлением, а у внешней – водоворотная область А с повышенным давлением. Это приводит к увеличению скоростного напора (кинетической энергии) у

внутренней стороны и уменьшению у наружной. Так же, как и в предыдущих случаях, основная доля потерь сосредоточена на участке расширения потока за сечением $x-x$. Из-за разных давлений в застойных зонах появляется винтовое движение жидкости, направленное из зоны высокого в зону низкого давления. Это движение накладывается на основной поток вдоль оси, что способствует увеличению потерь напора (рис.3.2.32г)



Рисунок—3.2.32 Закономерности движения потоков на изгибах трубопроводов: а) вторичные течения в изогнутой трубе; б-в) картина двухмерного течения в колене при повороте на 90° ; г) винтовое движение жидкости

Сопротивление движению при ламинарном течении растет прямо пропорционально росту скорости (рис. 3.2.33а). Когда развивается турбулентность, то наблюдается сначала резкий скачок сопротивления, а затем с ростом скорости оно растет быстрее, чем для ламинарного течения. Скачок может достигать 100% или более. Последующий рост сопротивления пропорционален касательному напряжению, оказываемому сопротивлению движению. Физическая модель, объясняющая добавочный вклад турбулентности в величины сопротивления и касательного напряжения, основывается на рассмотрении пульсационного обмена количеством движения между частицами жидкости при их флуктуационном движении (рис. 3.2.33б). Жидкость в слоях 1 и 2 движется с различными осредненными скоростями. Если некоторый объем жидкости, имеющий меньшую скорость, переносится пульсационной скоростью ϑ' из слоя 1 в слой 2, то его скорость в направлении течения оказывается меньше, чем осредненная скорость окружающей жидкости в слое 2, причем разность скоростей равна $(-u')$. В результате взаимодействия с окружающей жидкостью, движущейся быстрее, рассматриваемый объем приобретает ускорение, и его количество движения увеличивается. Секундный поток массы при перемещении частиц из слоя 1 в слой 2 может быть выражен как $\rho\vartheta'$. Умножение на (u') дает соответствующее приращение количества движения в направлении течения в единицу времени $(-\rho u'\vartheta')$. Отрицательный знак взят из следующих соображений. Положительная пульсация (то есть перенос частиц в положительном направлении оси y) приводит к появлению в слое 2 пульсации (u') с отрицательным знаком. Наоборот, отрицательная пульсация вдоль оси y соответствует появлению в слое 2 положительной пульсации (u') . Секундное изменение количества движения, представленное выражением $(-\rho u'\vartheta')$, может интерпретироваться как некоторое дополнительное сопротивление движению или как некоторое дополнительное касательное напряжение. Касательные напряжения при турбулентном течении определяются формулой

$\tau_{\text{вырб}} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} + \eta \frac{d\bar{u}}{dy}$ (где \bar{u} – осредненная местная скорость; μ – динамическая молекулярная вязкость (свойство жидкости); η – некоторая динамическая турбулентная («вихревая») вязкость, которая зависит от состояния турбулентного движения). Член $\mu(d\bar{u}/dy)$ выражает вязкое напряжение, вычисленное по градиенту скорости осредненного движения. Член $\eta(d\bar{u}/dy)$ выражает дополнительное напряжение, связанное с турбулентностью. Для ламинарного течения турбулентная вязкость η равна нулю. Для турбулентного течения η становится намного больше, чем молекулярная вязкость μ , так что членом $\mu(d\bar{u}/dy)$ можно пренебречь. Кроме того, величина η переменна по пространству, занятому текущей жидкостью, так как она зависит от состояния течения, в то время как μ является свойством только самой жидкости. Замена члена $\mu(d\bar{u}/dy)$ выражением $-\rho u' \theta'$ дает для течения $\tau = \mu(du/dy) - \rho u' \theta'$. Для полностью развитого турбулентного течения $\tau = \eta(du/dy) = -\rho u' \theta'$. Выражение показывает, почему сопротивление при турбулентном течении возрастает приблизительно пропорционально квадрату скорости. Если каждая из компонент пульсационной скорости возрастает пропорционально средней скорости, то дополнительные напряжения растут пропорционально квадрату средней скорости.

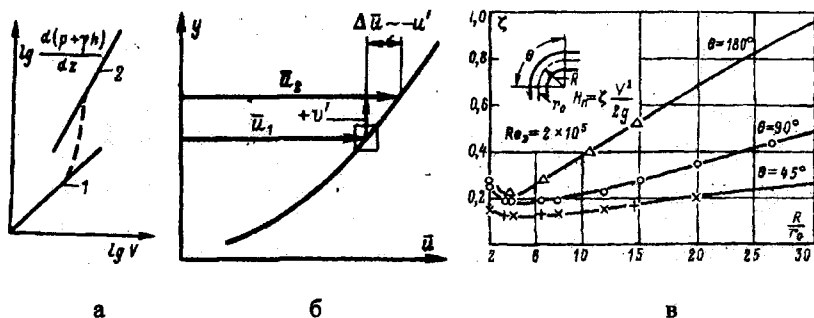
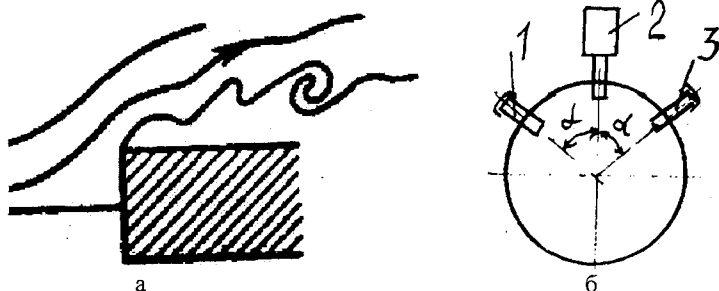


Рисунок-3.2.33 Характеристика турбулентности движения:

а) перепад давления при ламинарном и турбулентном течении в трубе (1 – ламинарное течение; 2 – турбулентное течение; б) перенос количества движения турбулентными пульсациями скорости; в) изменение потерь напора в зависимости от относительного радиуса закругления при плавном повороте гладкой трубы

Минимальная потеря напора достигается тогда, когда радиус средней линии колена составляет около четырех радиусов трубы (рис.3.2.34). Поэтому в местах поворотов диагностические приборы следует монтировать на расстоянии, превышающем 5 диаметров трубы. Одним из первоисточников, порождающих упомянутые вихри, являются поверхности разрыва скорости. Этими поверхностями являются выступающие внутри труб патрубки вакуумметров, регуляторов вакуума и точек измерения расхода воздуха (рис. 3.2.34б). По этой причине (рис. 3.2.34б) монтируют эти комплектующие друг от друга на расстоянии 5 диаметров трубы при линейном последовательном расположении или смещают их на достаточный угол по диаметру трубы.



Рисунок— 3.2.34 Монтаж диагностических устройств на магистральной трубе: а) образование вихрей на поверхности разрыва скорости; б) монтаже устройств (1 — точка присоединения расходомера; 2 — регулятор вакуума (вакуумметр); 3 — точка присоединения управляющего шланга)

Корпус вакуумного регулятора монтируют на горизонтальном участке всасывающего патрубка на расстоянии 500 мм от вакуумного баллона. В ряде случаев регулятор монтируют на вертикальных ответвлениях магистрального вакуумного трубопровода (рис. 3.2.35а) или на большой высоте (рис. 3.2.35г). Такой монтаж способствует их ускоренному загрязнению при промывке, затрудняет уход за регуляторами (замену масла, регулировку грузов, чистку колпачков). Также отрицательно сказывается на стабильности вакуумного режима навешивание груза большой массы (рис. 3.2.35д). Таким образом, ликвидируется резервный подсос воздуха через вакуумный регулятор и усиливаются колебания вакуума в системе доильной установки при доении коров. Распространенной ошибкой является слабое закрепление магистрального вакуумного трубопровода и вакуумного баллона (рис. 3.2.35е). При работе эти узлы вибрируют. Вместе с ними вибрирует и регулятор. Таким образом, регулятор реагирует на амплитуду ускорения точек трубопровода. Как же сказывается эта вибрация на функциональной работоспособности регулятора? При вертикальных колебаниях трубопровода точка закрепления регулятора движется по закону: $x_A = X_A \cos \omega t$ (где ω — частота вынужденных колебаний магистрального трубопровода). В колебание придет и масса m . Если она сместится на расстояние x , то удлинение пружины будет равно $y = x - x_A$. На массу будет действовать сила $f = -k(x - x_A) = -m\omega_0^2(x - x_A)$ (где ω_0 — частота свободных колебаний груза). Уравнение движения груза $m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = kX_A \cos \omega t$. Так как регуляторы работают вдали от резонанса, то можно пренебречь трением. Тогда уравнение движения упростится $m\ddot{x} + kx = kX_A \cos \omega t$. Полагая $x = X_m \cos \omega t$, получают $-m\omega^2 X_m + m\omega_0^2 X_m = m\omega_0^2 X_A$. Амплитуда колебаний груза равна $X_m = X_A \omega_0^2 / (\omega_0^2 - \omega^2)$. Смещение относительно опоры имеет амплитуду $Y_m = X_m - X_A = X_A \omega^2 / (\omega_0^2 - \omega^2)$. Если собственная частота, то получается $Y_m = -X_A$. И регулятор регистрирует амплитуду колебаний трубопровода (пружина не успевает деформироваться). Если же сделать $\omega_0 \geq \omega$, то получаем $Y_m = X_A \omega^2 / \omega_0^2$. Таким образом регулятор будет реагировать на амплитуду ускорения точек трубопровода [51].

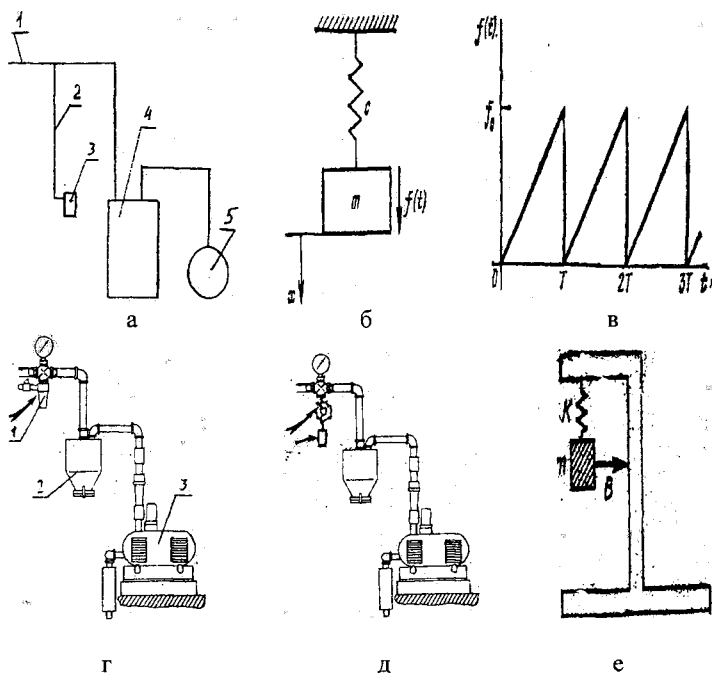
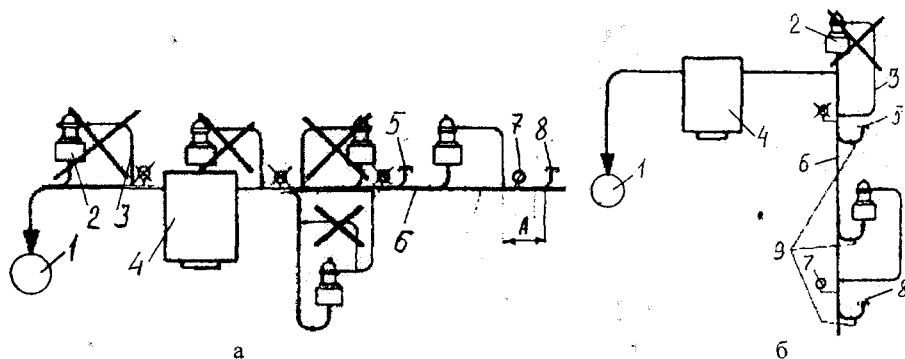


Рисунок- 3.2.35 Ошибки монтажа вакуумного регулятора:

а-в) на ответвлении магистрального трубопровода (1 – трубопровод; 2 – ответвление; 3 – регулятор; 4 – баллон вакуумный; 5 – насос вакуумный); г) после вакуумного баллона (1 – регулятор; 2 – баллон; 3 – насос); д) подвеска грузов большой массы; е) схема влияния колебаний трубопровода на движение клапана регулятора

Рациональные схемы монтажа импортных вакуумных регуляторов показаны на рисунке 3.2.36. Вакуумный регулятор монтируют на магистральном трубопроводе ближе к молокоприемнику. Управляющий шланг вакуумного регулятора должен монтироваться на стороне молокоприемника.



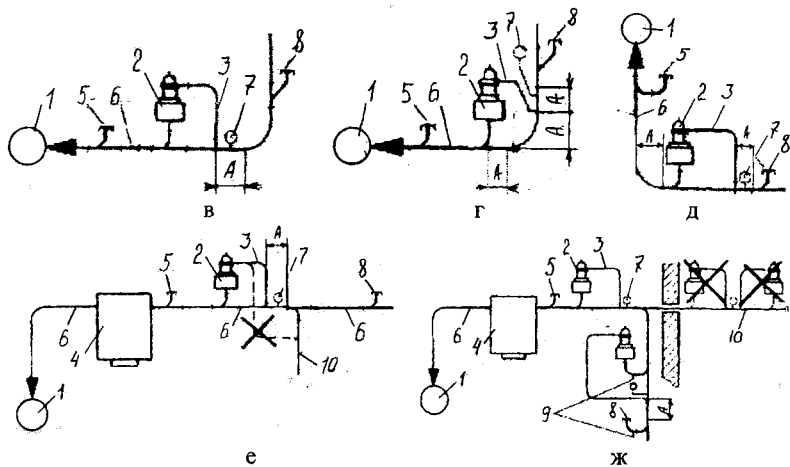


Рисунок- 3.2.36 Монтаж вакуумного регулятора с управляющим шлангом:

а) на горизонтальном магистральном трубопроводе; б) на вертикальном участке магистрального трубопровода; в-д) вблизи изгиба; е-ж) вблизи воздуховода пульсатора (1 – насос; 2 – регулятор; 3 – шланг; 4 – баллон; 5 – точка присоединения расходомера; 6 – магистральный трубопровод; 7 – вакуумметр; 8 – точка присоединения прибора для измерения вакуума; 9 – клапан дренажный; 10 – воздуховод пульсатора)

Коэффициент гидравлического трения зависит от неровностей поверхности труб (шероховатости). Шероховатость поверхности стенок характеризуется величиной и формой выступов и неровностей и зависит от материала и способа изготовления и соединения труб. Она изменяется с течением времени в результате отложения осадков, ржавчины. Основной характеристикой шероховатости является абсолютная шероховатость Δ , представляющая собой среднюю высоту бугорков и выступов. Практически сложно оценить фактическую высоту выступов, поэтому пользуются понятием эквивалентной шероховатости $\Delta_{\text{экв}}$, под которой подразумевают такую однородную шероховатость, которая дает потери на трение, равные потерям при действительной шероховатости. Так как толщина вязкого подслоя δ зависит от числа Рейнольдса, то она может быть больше или меньше высоты выступов шероховатости. Следовательно, одна и та же труба в зависимости от числа Рейнольдса может быть гидравлически гладкой или шероховатой. Эквивалентная шероховатость в зависимости от диаметра трубы по-разному сказывается на величине гидравлических сопротивлений. Поэтому для оценки гидравлических потерь используют понятие относительной шероховатости $\Delta_{\text{экв}}/d$ относительной гладкости. Гидравлические сопротивления по длине при турбулентном режиме течения существенно зависят от соотношения между характеристикой шероховатости и толщиной ламинарного подслоя. Различают три области гидравлических сопротивлений (рис. 3.2.37).

1. Область гидравлически гладких труб – $Re < 10d/\Delta_{\text{экв}}$, когда толщина вязкого подслоя больше высоты неровностей: $\delta > \Delta_{\text{экв}}$ (рис. 3.2.37а). Турбулентная часть потока не касается выступов и скользит по ламинарному подслою, как по гладкой тру-

бе, а вязкий подслоя обтекает выступы без разрывов и вихреобразования. В этом случае шероховатость трубы не влияет на гидравлическое сопротивление и гидравлический коэффициент трения.

2. Переходная область $- 10d/\Delta_{\text{экс}} < Re < 500d/\Delta_{\text{экс}}$, в которой высота выступов имеет один порядок с толщиной вязкого подслоя: $\delta \leq \Delta_{\text{экс}}$ (рис. 3.2.37б). В этом случае величины потерь на трение по длине и гидравлический коэффициент трения зависят как от числа Рейнольдса, так и от высоты неровностей.

3. Область гидравлически шероховатых труб $- Re > 500d/\Delta_{\text{экс}}$, когда толщина вязкого подслоя значительно меньше высоты неровностей: $\delta \ll \Delta_{\text{экс}}$ (рис. 3.2.37в). В этом случае выступы выходят за пределы ламинарного подслоя в турбулентное ядро потока, являясь дополнительными источниками вихреобразования, способствующими усилению процесса перемешивания. Обтекание выступов носит резко выраженный отрывной характер. Некоторые значения $\Delta_{\text{экс}}$ даны в таблице 3.2.3. Исходя из вышеизложенного, зарубежные фирмы применяют пластмассовые трубы в качестве магистральных вакуумных трубопроводов.

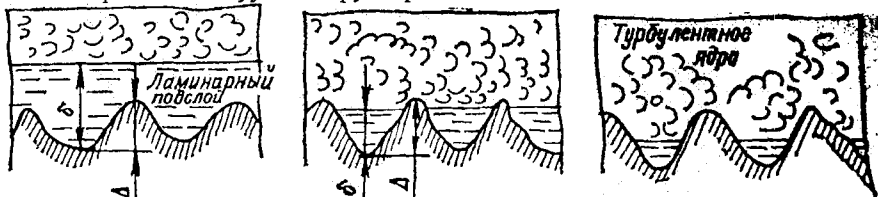


Рисунок- 3.2.37. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы:

а) гладкие $\delta > \Delta_{\text{экс}}$; б) переходные $\delta \leq \Delta_{\text{экс}}$; в) шероховатые $\delta \ll \Delta_{\text{экс}}$

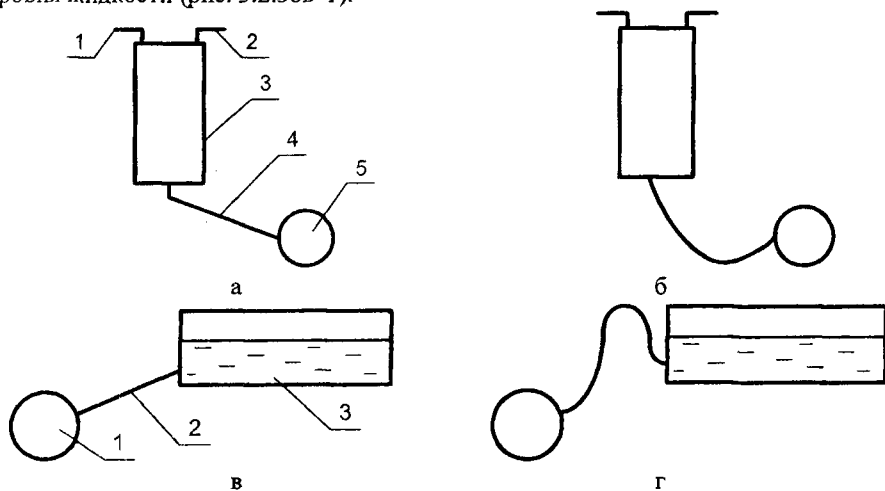
Таблица 3.2.3

Значения относительной шероховатости

Труба	Состояние поверхности	$\Delta_{\text{экс}}$, мм	
Стальная бесшовная	Без покрытия, новая и чистая	0,02-0,1	
	Без покрытия после нескольких лет эксплуатации	Оцинкованная новая	0,15
		Оцинкованная после 3 лет эксплуатации	0,27
	Стальная сварная	Новая и чистая	0,04-0,1
После эксплуатации		0,1-0,15	
Из алюминия	Новая, технически гладкая	0,015-0,06	
Из стекла		0,0015	
Пластмассовая		0,0015	

Диагностирование молочного насоса предусматривает контроль правильности монтажа соединительного шланга и герметичности соединений. Герметичность обеспечивается правильной сборкой деталей, без перекосов и их жестким креплением на посадочных местах. Исключается перекачка молока из молокоприемника

шлангом, провисшим ниже оси насоса (рис. 3.2.38а–б). Нарушение этого требования почти прекращает перекачку молока или моющей жидкости. Перекачка молока из емкости, находящейся под атмосферным давлением, должна производиться насосом, центр оси которого расположен на расстоянии более 100 мм ниже сливного патрубку емкости. Это техническое требование обусловлено принципом работы молочного насоса. При вращении лопасти в камере насоса создается разрежение. Перекачиваемая жидкость поступает в него через всасывающий патрубок и отбрасывается лопастью к периферии камеры. Под действием центробежных сил создается давление для вывода ее в нагнетательный патрубок. Объемные потери насоса велики и поэтому исключается его работа со шлангом, имеющим прогиб шланга выше уровня жидкости (рис. 3.2.38в–г).



Рисунок— 3.2.38 Схемы установки насосов:

а) правильно при откачке молока из молокоприемника (1 — насос; 2 — молокопровод; 3 — трубопровод; 4 — молокоприемник; 5 — шланг); б) неправильно; в) правильно из молочной цистерны (1 — насос; 2 — цистерна; 3 — шланг); г) неправильно

Гигиенически чистыми должны быть молокопроводящие пути доильной установки. Скорость отложения молочных осадков на внутренней поверхности пластмассовой трубы выше, чем на внутренней поверхности стального трубопровода. Пыжи, применяемые для удаления остатков молока из молочного трубопровода, следует промывать после окончания каждой дойки. Иначе при повторной промывке все загрязнения и бактерии, скопившиеся в пыже за период между дойками, размазываются по внутренним поверхностям труб. Главная точка попадания загрязнений, микробов и бактерий — это доильный стакан. Качество мойки молочных путей определяют четыре фактора — температура моющей жидкости, концентрация моющих растворов, продолжительность мойки и интенсивность механического воздействия (рис.3.2.39а). Снижение величины любого из упомянутых факторов требует усиления степени воздействия других факторов. При мойке доильного и холодильного оборудования применяют три стадии — предварительное ополаскивание, основную

компонентов молочных путей холодной водой после основной мойки – это удалить остатки моющих средств. Холодная вода ухудшает условия для размножения бактериям. Предварительное ополаскивание сопровождается сливом жидкости, однократно прошедшей по замкнутому молочному контуру.

При вводе в эксплуатацию промываются все узлы, входящие в состав доильной установки: автомат промывки, сборный резервуар предварительной промывки, сборный резервуар основной промывки, молокопровод и молокоприемник (рис.3.2.40а). После промывки всей системы раствор сливается в канализационный трап. Каждая точка молокопровода должна иметь уклон. Самая высшая точка молочного трубопровода при привязном содержании коров – не более 1,8 метра. Соблюдать монтажные уклоны (1%) необходимо по двум основным причинам. Во-первых, чтобы молоко текло под действием собственного веса. Во-вторых, чтобы мойка срабатывала правильно. Фильтры устанавливаются ближе к молочному насосу. При монтаже автомата промывки по первой схеме растет нагрузка на вакуумный насос, моющая жидкость распределяется между промывочными головками доильных аппаратов неравномерно.

Рациональная схема – третья (рис. 3.2.40б). Моющая жидкость перемещается под собственным весом. Скорость движения моющей жидкости составляет 8 метров в секунду. Причина нехватки воды для крайних доильных аппаратов – это, во-первых, верхняя подача моющей воды, во-вторых, малое количество воды в автомате промывки, и, в-третьих, просачивание воздуха в автомат промывки. Чем ближе автомат промывки смонтирован к доильному залу, тем более равномерно распределяется вода по доильным аппаратам.

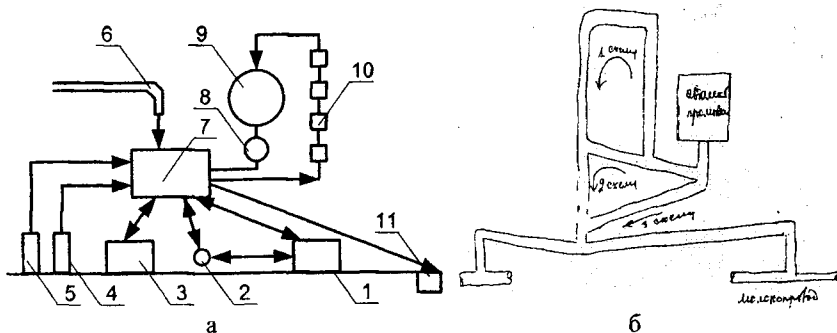


Рисунок- 3.2.40 Схема промывки доильной установки при вводе в эксплуатацию: а) схема принципиальная (1 – резервуар моющего раствора; 2 – насос; 3 – резервуар кислотного раствора; 4 – дезинфицирующие средства; 5 – моющие средства; 6 – водопровод; 7 – автомат промывки; 8 – насос молочный; 9 – молокоприемник; 10 – доильные аппараты; 11 – канализационный трап); б) варианты монтажа автомата промывки

Основные причины отказов счетчиков молока заключаются в несвоевременной или неправильной регулировке, нарушениях монтажа счетчиков. Различие общего количества надоенного молока и зафиксированного исправными счетчиками может быть вызвано нарушением горизонтальности установки дозаторов. Молоко, вытес-

компонентов молочных путей холодной водой после основной мойки – это удалить остатки моющих средств. Холодная вода ухудшает условия для размножения бактериям. Предварительное ополаскивание сопровождается сливом жидкости, однократно прошедшей по замкнутому молочному контуру.

При вводе в эксплуатацию промываются все узлы, входящие в состав доильной установки: автомат промывки, сборный резервуар предварительной промывки, сборный резервуар основной промывки, молокопровод и молокоприемник (рис.3.2.40а). После промывки всей системы раствор сливается в канализационный трап. Каждая точка молокопровода должна иметь уклон. Самая высшая точка молочного трубопровода при привязном содержании коров – не более 1,8 метра. Соблюдать монтажные уклоны (1%) необходимо по двум основным причинам. Во-первых, чтобы молоко текло под действием собственного веса. Во-вторых, чтобы мойка срабатывала правильно. Фильтры устанавливаются ближе к молочному насосу. При монтаже автомата промывки по первой схеме растет нагрузка на вакуумный насос, моющая жидкость распределяется между промывочными головками доильных аппаратов неравномерно.

Рациональная схема – третья (рис. 3.2.40б). Моющая жидкость перемещается под собственным весом. Скорость движения моющей жидкости составляет 8 метров в секунду. Причина нехватки воды для крайних доильных аппаратов – это, во-первых, верхняя подача моющей воды, во-вторых, малое количество воды в автомате промывки, и, в-третьих, просачивание воздуха в автомат промывки. Чем ближе автомат промывки смонтирован к доильному залу, тем более равномерно распределяется вода по доильным аппаратам.

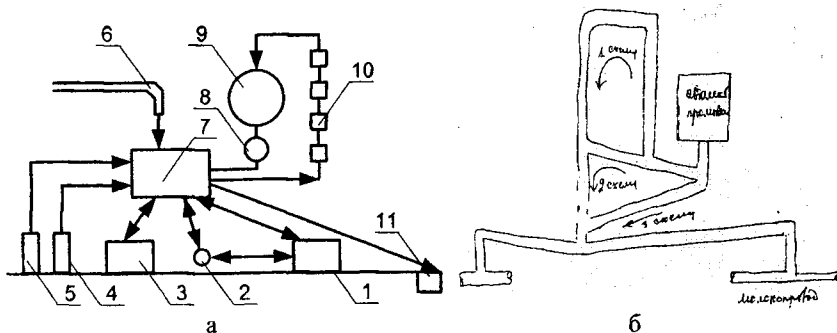
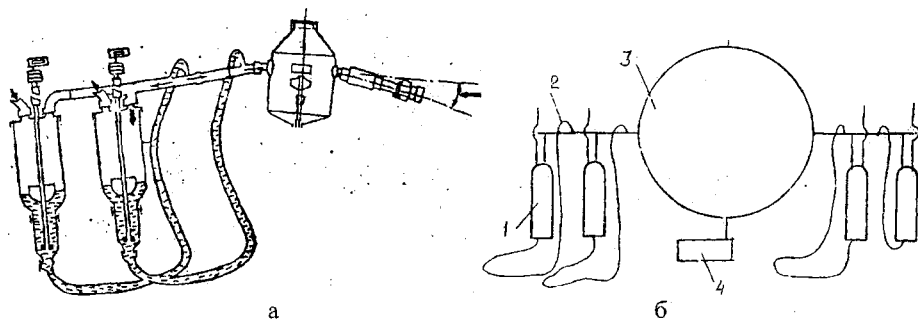


Рисунок- 3.2.40 Схема промывки доильной установки при вводе в эксплуатацию: а) схема принципиальная (1 – резервуар моющего раствора; 2 – насос; 3 – резервуар кислотного раствора; 4 – дезинфицирующие средства; 5 – моющие средства; 6 – водопровод; 7 – автомат промывки; 8 – насос молочный; 9 – молокоприемник; 10 – доильные аппараты; 11 – канализационный трап); б) варианты монтажа автомата промывки

Основные причины отказов счетчиков молока заключаются в несвоевременной или неправильной регулировке, нарушениях монтажа счетчиков. Различие общего количества надоенного молока и зафиксированного исправными счетчиками может быть вызвано нарушением горизонтальности установки дозаторов. Молоко, вытес-

няемое под воздействием разности давлений из дозирующей камеры в молокосорборник, стекает струйками (рис. 3.2.41а) по соединительному патрубку в ближний дозатор. В результате происходит двойной учет молока одним из дозаторов. Ситуация, отображенная схемой на рисунке 3.2.41б, свидетельствует о неверной настройке крайнего справа дозатора. Укороченный шланг дозатора применяется с целью обеспечения больших показаний надоев для доярки. Надой молока, зафиксированный крайним справа счетчиком, больше. Это обусловлено тем, что объем молока в мерной камере дозатора и шланге должен составлять 1 л. Длина шланга при этом должна быть около 800 мм. Чем меньше длина шланга, тем меньше молока в шланге и наоборот. Однако счетчики молока фиксирует 1 л молока за один цикл опорожнения в том и другом случае.



Рисунок— 3.2.41 Схемы нарушений эксплуатации счетчиков молока:
 а) обратный уклон при монтаже дозаторов молока; б) укороченный молочный шланг
 (1 — дозатор; 2 — шланг; 3 — молокоприемник; 4 — насос молочный)

Для монтажа оборудования с доением на площадках необходимы следующие помещения: доильный зал, молочная, вакуум-насосная, помещение для холодильной машины, котельная, моечная, молочная лаборатория, склад для хранения моющих и дезинфицирующих средств и подсобные помещения. Монтаж доильной установки начинают с устройства доильных станков и ограждений. Станки располагают один за другим с двух сторон траншеи и связывают между собой попарно. Вертикальные стойки доильных станков закрепляют винтами в опорах стоек, которые бетонируют в полу доильного зала. Молочную систему прокладывают из двух не зависимых линий стеклянными или металлическими трубами, соединяемых между собой муфтами. Линии молокопровода присоединяют к молокосорборнику при помощи угольников и рукавов. Промывочную систему устраивают из двух независимых друг от друга линий и располагают в нише траншеи доильного зала. Смазку и регулировку машин и оборудования проводят после их установки и сборки, смазку — согласно карте смазки, а регулировку — технологии монтажа. Регулировка узлов и механизмов предопределяет эксплуатационную эффективность выполненных монтажных операций.

Заключительные работы включают обкатку, испытание, окраску и сдачу установленного оборудования, обучение рабочих хозяйства правилам эксплуатации и безопасным приемам работы на оборудовании. При этом происходит приработка трущихся поверхностей деталей, определяется качество сборки, проверяется рабо-

тоспособность и соответствие выходных параметров оборудования их значениям согласно техническим условиям. Сдачу смонтированного оборудования оформляют соответствующими актами установленного образца. После завершения монтажных работ технологическое оборудование только лишь опробуют на холостом ходу с целью установления дефектов монтажа и их ликвидации. Основные же работы, связанные с вводом оборудования в режимы эксплуатации, выполняют на стадии пуска наладки и выделяют в самостоятельный вид работ. Ориентировочно удельный вес пуска наладочных работ для сложного технологического оборудования в животноводстве относительно монтажных составляет 5–15%, по затратам труда – 13–20% и по расходам на заработную плату 15–20%. Пусконаладочные работы включают организационно-техническую подготовку: комплексное опробование и наладку оборудования, доведение загрузки его до проектной мощности.

Таблица 3.2.4

Инструмент, оборудование и материалы, применяемые при монтаже доильного агрегата

Наименование	Кол-во	Примечание
Сварочный агрегат	1	Любого типа
Дрель ручная электрическая	1	Любого типа
Тиски трубные	1	Любого типа
Труборез	1	Любого типа
Ножовка по металлу	1	Любого типа
Ножницы жестяные ручные	1	Любого типа
Ножовка ручная по дереву	1	Любого типа
Шлямбуры разные (диаметром 25,45. 60)		Любого типа
Молотки слесарные массой 1 "2 кг	2	Любого типа
Сверло по металлу	по 1	Любого типа
Уровень строительный	1	Любого типа
Брусok	1	Любого типа
Напильник плоский	1	Любого типа
Напильник круглый	1	Любого типа
Клупп с плашками	1	Любого типа
Электроды Э42, др.	5кг	Любого типа
Проволока	100м	Для устройства заземления
Лист оцинкованный толщиной 0,4 мм	3 кг	Для крепления проволоки заземления
Сверло с твердосплавными пластинами диаметром 8,10,12 мм и удлинителем	1	
Шнур капроновый диаметром 0,8 -1 мм	100м	
Материалы для резьбовых соединений металлических труб (льняное волокно, легта, олифа)		

Организационно-техническая подготовка составляет примерно 10–15% общей трудоемкости пусконаладочных работ. Сюда входят приемка смонтированного оборудования для наладки с участием заказчика, составление плана-графика пусконаладочных работ и согласование с хозяйством срока ввода объектов в эксплуатацию, подготовка рабочих мест, доведение заданий до наладчиков и обеспечение фронта работ.

Комплексное опробование оборудования (по трудоемкости оно составляет 20–25%) включает расстановку обслуживающего персонала на рабочих местах и инструктаж, проверку технического состояния оборудования, регулировку с помощью контрольно-измерительных приборов (табл. 3.2.3), настройку оборудования, приборов и средств автоматизации на заданный режим.

При комплексном опробовании проводят испытание основных агрегатов и установок, а также всего оборудования в комплексе, включая технологические системы и линии для определения готовности объекта и эксплуатации. Доведение оборудования до проектной мощности предусматривает полную загрузку и проверку правильности взаимодействия всех механизмов в номинальном рабочем режиме.

При отклонении от нормальной работы отдельных сборочных единиц, оборудования или снижении их производительности выполняют необходимые доводочные и наладочные работы, обеспечивающие вывод комплекса машин на проектные показатели и достижение четкой и безотказной работы на всех режимах. Трудоемкость этих работ от общей составляет примерно 4–50%.

При завершении пусконаладочных работ разрабатывают практические рекомендации по обеспечению бесперебойной работы и достижению рациональных режимов эксплуатации оборудования и составляют технический отчет. В отчет входят пояснительная записка, копии протоколов, актов, схем, чертежей и других документов, оформляемых при наладке.

Диагностирование – это процесс обнаружения и поиска дефектов и неисправностей, допущенных при монтаже и эксплуатации в целях определения технического состояния доильной и холодильной установок. Оно осуществляется на основании сравнения параметров фактического режима с номинальными параметрами режима. Основными номинальными параметрами вакуумного режима доильной установки, обеспечивающими его стабильную работу, являются величина и перепад вакуумметрического давления в молочной и вакуумной линиях, продолжительность и амплитуда колебаний вакуума, частота пульсаций пульсаторов и соотношение их тактов (рис. 3.2.42).

Величину вакуумметрического давления измеряют в молочном сборнике и магистральном трубопроводе, во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса, молочных и вакуумных кранах (рис. 3.2.42). Характер изменения диагностируемых параметров отечественной доильной установки ограничен довольно жесткими рамками (табл. 3.2.5). Перепад давления между молокообборником и вакуумным насосом импортных доильных установок должен составлять менее 3 кПа, а между молокообборником и точкой измерения на магистральном трубопроводе – менее 1 кПа.

Перепад вакуумметрического давления между молокообборником и доильным аппаратом в самой далекой точке молочного трубопровода должен составлять менее 2 кПа.

Перепад давления в нагнетательном патрубке водокольцевого вакуумного насоса должен составлять менее 7 кПа, а пластинчатого вакуумного насоса – менее 5 кПа (рис.3.2.42г).

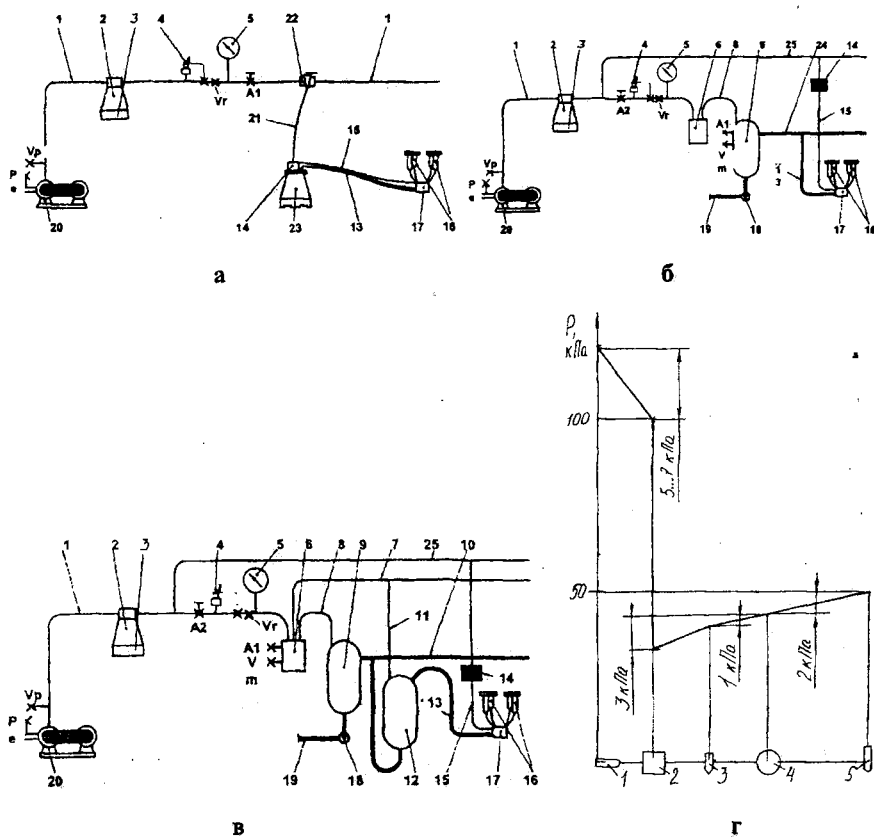


Рисунок-3.2.42 Точки подсоединения для измерения вакуума и расхода воздуха:

а) доение в ведра; б) доение в молочный трубопровод; в) доильном зале (расход воздуха (A1 - на молокосорбнике; A2 - вакуумным насосом и регулятором)); вакуум (V_m - в молокосорбнике; V_p - в магистральном трубопроводе; V_p - всасывающем патрубке); давление (P_e - нагнетательный патрубок); 1 - магистральный трубопровод; 2 - баллон вакуумный; 3 - крышка баллона; 4 - регулятор вакуума; 5 - вакуумметр; 6 - предохранительная камера; 7 - трубопровод; 8 - трубопровод; 9 - молокосорбник; 10 - линия транспортирования молока; 11 - шланг; 12 - измерительный сосуд; 13 - длинный молочный шланг; 14 - пульсатор; 15 - длинный шланг пульсатора; 16 - стаканы доильные; 17 - коллектор; 18 - насос молочный; 19 - напорный молокопровод; 20 - насос вакуумный; 21 - шланг; 22 - кран вакуумный; 23 - ведро доильное; 24 - молокопровод; 25 - линия пульсатора; г) допустимые потери давления (1 - глушитель; 2 - насос; 3 - регулятор; 4 - молокоприемник; 5 - доильный стакан)

Вакуумный насос имеет линейную характеристику зависимости воздушного потока от давления. Воздушный поток, откачиваемый насосом, выражается уравнением $Q = S \cdot p$ (где S – быстрота действия насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$) и p – давление (кПа)). Так как быстрота действия вакуумного насоса – величина постоянная (у механического вакуумного насоса она определяется его геометрическими размерами), а давление в закрытой вакуумной системе уменьшается, то величина воздушного потока в процессе откачки уменьшается (рис.3.2.43а–б). Для осуществления процесса доения поддерживается определенное давление (для упрощения изложения материала принимаем равным 50 кПа). Для того чтобы стабилизировать это давление, необходимо обеспечить натекание воздушного потока, соответствующего этому давлению. Вакуумная система плотно закрыта. Натекание воздушного потока обеспечивает вакуумный регулятор. Примем быстроту действия вакуумного насоса равной $60 \text{ м}^3/\text{ч}$. Тогда воздушный поток, откачиваемый насосом, составит $Q = 60 \cdot p$. При давлении 50 кПа воздушный поток составит $Q = 60 \cdot 50 = 3000 (\text{м}^3/\text{ч}) \cdot \text{кПа}$. Если такой воздушный поток будет натекать через вакуумный регулятор, то давление стабилизируется и будет равным 50 кПа (точка (0) на рисунке 3.2.43. Однако доильная установка включает в себя не только вакуумный насос и вакуумный регулятор, но и доильные аппараты и другие необходимые узлы (молокоприемники, дозаторы, счетчики).

Таблица 3.2.5

Параметры доильных установок

Параметры	Обозначение	Пределы
Вакуумметрическое (статическое) давление, кПа	$P_{ст}$	(45–48)±1
Максимальный перепад давления в вакуумном трубопроводе, кПа		2,5
Максимальный перепад давления в молочном трубопроводе, кПа		3,0
Импульсное вакуумметрическое давление, кПа	$P_{и}$	(44–47)±1
Частота пульсаций пульсаторов, пульсов в минуту	N	(65–66)±6
Относительная длительность фазы нарастания вакуумметрического давления пульсатора, %	$\tau_{н}$	(27–30)±3
Относительная длительность фазы установившегося вакуумметрического давления пульсатора, %	$\tau_{у}$	(38–43)±3
Относительная длительность такта сосания пульсатора, %	$\tau_{а} + \tau_{у}$	(65–73)±5
Относительная длительность такта сжатия пульсатора, %	$\tau_{с} + \tau_{д}$	(27–35)±5
Относительная длительность спада вакуумметрического давления пульсатора, %	$\tau_{с}$	(10–13)±3
Относительная длительность фазы остаточного вакуумметрического давления пульсатора, %	$\tau_{д}$	(17–22)±3
Допустимая скорость транспортирования молока, м/с		6
Допустимое изменение давления в процессе доения, кПа		3
Допустимая продолжительность восстановления давления, с		3
Производительность вакуумного насоса при давлении 50 кПа, $\text{м}^3/\text{ч}$		60

Доильные аппараты и некоторые узлы (например, дозаторы) потребляют воздух для выполнения своих функций. Пренебрегая на данном этапе расходом воздуха другими узлами, будем для простоты выяснения закономерностей считать, что воз-

дух потребляют только доильные аппараты. Допустим, что количество доильных аппаратов в доильной установке составляет 6 штук. Причем каждый доильный аппарат потребляет $10 \text{ м}^3/\text{ч}$. Тогда при давлении 50 кПа воздушный поток, проходящий через доильный аппарат, составит $Q = 10 \cdot 50 = 500 \text{ (м}^3/\text{ч) кПа}$. При подключении одного такого доильного аппарата к вакуумному крану в вакуумную систему начинает натекает упомянутый воздушный поток – $500 \text{ (м}^3/\text{ч) кПа}$. Чтобы давление было стабильным, клапан вакуумного регулятора опустится (он отрегулирован усилием груза) и пропустит через проходное сечение только $3000 - 500 = 2500 \text{ (м}^3/\text{ч) кПа}$ (точка (1) на рисунке 3.2.47). При подключении шести доильных аппаратов через вакуумный регулятор подсос воздуха прекратится (точка (6)). Это означает, что при подключении шести доильных аппаратов весь воздушный поток проходит только через них в процессе доения, а клапан вакуумного регулятора плотно прикрыт. Теоретически в данном случае дойка может стабильно и завершиться. При последовательном снятии одного за другим доильных аппаратов клапан регулятора приподнимается и впускает в вакуумную систему адекватный воздушный поток. Однако практически такой идеальный режим маловероятен. Например, в случае спадания доильного аппарата воздушный поток через сосковую резину открытого доильного стакана резко увеличится. Если принять, что количество протекающего воздуха через такой доильный аппарат достигло $40 \text{ м}^3/\text{ч}$, то воздушный поток при давлении 50 кПа через него составит $Q = 40 \cdot 50 = 2000 \text{ (м}^3/\text{ч) кПа}$. Суммарный воздушный поток через вакуумный насос и давление в системе увеличатся. Численное значение давления определится равенством $60 \cdot x = (10 + 10 + 10 + 10 + 10 + 40) \cdot 50$. Откуда $x = 75 \text{ кПа}$. Вакуумметрическое давление составит $100 - 75 = 25 \text{ кПа}$. Графически это состояние можно отобразить на диаграмме путем смещения регуляторной характеристики влево на 25 кПа (точка (7)).

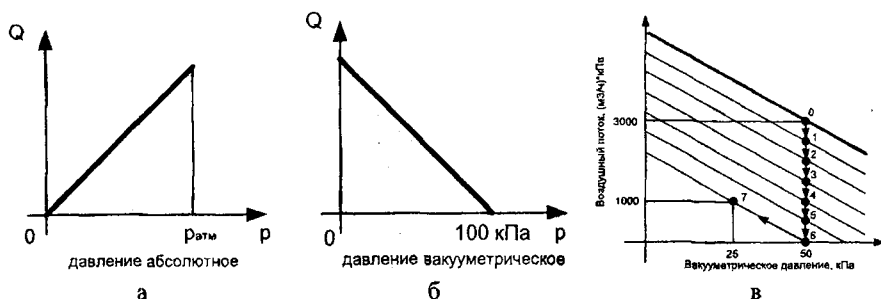
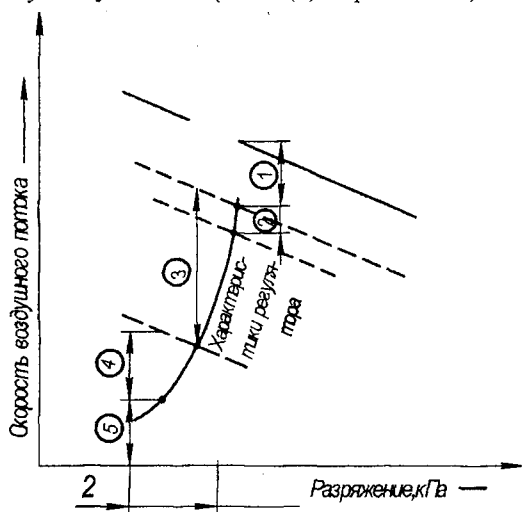


Рисунок – 3.2.43 Закономерности изменения воздушного потока:

а) от абсолютного давления; б) от вакуумметрического давления; в) смещение регуляторной кривой в сторону при отсутствии запаса производительности насоса

В рассмотренном случае запас производительности реально обеспечить двумя путями – повысить быстроту действия насоса и, соответственно, его производительность при рабочем давлении или снизить расход воздуха каждым доильным аппаратом. В реальной ситуации следует учитывать потребление воздуха составными узлами доильной установки (например, дозаторами, автоматами снятия доильных

стаканов) и, кроме того, неизбежное и постоянное натекание воздуха через неплотности муфтовых соединений вакуумных и молочных трубопроводов, молочно-вакуумных кранов. Реально вакуумная установка должна иметь такую производительность, которая соответствовала бы расходу воздуха (доение и мойка) доильного оборудования, а также всего остального оборудования, работающего во время доения непрерывно или периодически. Кроме того, вакуумная установка при нормальном рабочем вакууме должна иметь дополнительный запас производительности, численное значение которого определяют с учетом количества доильных аппаратов, типа доильной установки, наличия вспомогательного оборудования, работа которого не обеспечивается отдельной вакуумной системой, и ряда других параметров. В целом регулятор должен работать таким образом, чтобы в условиях его проверки уровень давления не изменялся более чем на 2,0 кПа по сравнению с величиной давления при работе всех узлов установки (точка (3) на рис. 3.2.44).



Рисунок— 3.2.44 Связь между чувствительностью, расходом воздуха доильной установкой, запасом производительности и герметичностью регулятора:

1 — расход воздуха узлами установки, включая негерметичность системы; 2 — расход воздуха одним аппаратом; 3 — расход воздуха всеми аппаратами; 4 — запас производительности;

5 — подсос из-за негерметичности; 4—5 — резерв расхода воздуха

Теория вакуумной техники также позволяет оценивать герметичность вакуумных и молочных трубопроводов по предельному давлению [66]. Для этого следует учитывать, что воздушный поток, протекающий по вакуумному трубопроводу, соответствует уравнению:

$$Q = pS = S_n(p - p_{01}). \quad (3.2.18)$$

При протекании через щели воздуха объемом U , измеренного при атмосферном давлении p_a , поток воздуха через них ΔQ , определится выражением: $\Delta Q = p_a U$.

Тогда общий поток воздуха от доильных аппаратов и щелей увеличится, а давление в системе повысится на величину Δp :

$$Q + \Delta Q = S_n(p + \Delta p - p_0). \quad (3.2.19)$$

Подставляя значения Q и ΔQ , получим:

$$S_n(p - p_0) + p_a U = S_n(p + \Delta p - p_0) \text{ или } U = S_n \Delta p / p_a. \quad (3.2.20)$$

Данное уравнение отражает герметичность через связь между просачиванием воздуха и изменением предельного давления в трубопроводах. Эта закономерность позволяет оценивать герметичность вакуумных и молочных трубопроводов вакуумметром [66–68]. Для определения требуемого параметра при проведении пусконаладочных работ достаточно зафиксировать предельное вакуумметрическое давление, развиваемое насосом, и рассчитать его быстроту действия по заводским данным.

С учетом вышеизложенных теоретических предпосылок рекомендуется следующая последовательность контроля герметичности вакуумной системы по предельным давлениям насоса, вакуумных и молочных трубопроводов. Если, например, фактические вакуумметрические давления этих систем по результатам измерения составляют 90, 85 и 70 кПа, а паспортные параметры быстроты действия насоса и предельного вакуумметрического давления составляют соответственно 60 м³/ч и 90 кПа, то фактические воздушные потоки натекания через вакуумные $\Delta S_{2нв}$ и молочные $\Delta S_{2млн}$ трубопроводы составят

$$\Delta S_{2нв} = S_{1н} \cdot \frac{p_{2н} - p_{2нв}}{p_{1н}} = 60 \cdot \frac{90 - 85}{99} = 3,0 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ и}$$

$$\Delta S_{2млн} = S_{1мл} \cdot \frac{p_{2мл} - p_{2млн}}{p_{1мл}} = 60 \cdot \frac{85 - 70}{99} = 6,0 \text{ м}^3/\text{ч} \text{ соответственно.}$$

Такая методика диагностирования герметичности доильной установки по предельному давлению при пусконаладочных работах исключает геометрические характеристики системы и не требует специального оборудования. Повышению приспособленности вакуумных систем доильных установок к проведению диагностирования способствует монтаж разделителей на всасывающих патрубках насосов. Заводы и предприятия, изготавливающие или ремонтирующие вакуумные насосы для доильных установок, должны указывать в технической документации предельное давление насосов. Пуск и наладка считаются законченными, если оборудование в течение 72 часов работало под нагрузкой без перебоев и в соответствии с проектными параметрами. В производственных инструкциях подробно излагается порядок запуска вакуумных установок. Однако практика показала, что во многих случаях пуск вакуумных насосов производится ошибочно. Иногда запускают водокольцевой насос без производственной жидкости или частично заполненный жидкостью. В первом случае возможны задиры внутренних поверхностей насоса. Запуск вакуумного насоса с малым количеством воды способствует выходу лопаток из тонкого жидкостного кольца и усиливает ударные нагрузки на их концах в полости сжатия, вызывая поломки ротора. Ударные нагрузки усиливают пуск насоса, заполненного водой выше оси ротора. Отрегулированная вакуумная установка должна работать спокойно, без толчков и вибрации. Нагрев подшипников и сальников, корпуса насоса и производственной жидкости является признаком снижения производительности агрегата. Нормально затянутый сальник должен пропускать воду отдельными каплями. Сальники изнашиваются и требуют периодического поджатия сальниковой

набивки. Однако их сильная затяжка ускоряет нагрев и повышает затраты энергии. Для сальниковой набивки применяется мягкий хлопчатобумажный просаленный шнур или шнуровой асбест. Нельзя применять пеньковую набивку, так как она повреждает вал вакуумного насоса. Сальники лучше заготавливать заранее, путем формовки колец набивки. Не рекомендуется формировать набивку в самом сальнике путем затяжки буксы.

3.3 Технологическое обеспечение монтажа холодильного оборудования

Монтаж холодильного оборудования выполняют по типовым или индивидуальным проектам или схемам после окончания строительных работ. При разработке монтажной схемы и плана размещения холодильного оборудования предусматривают минимальную перепланировку строения и оптимальное размещение агрегатов, минимально возможную длину трубопроводов [69–74].

Монтаж холодильной системы и пусконаладочные работы рекомендуется производить в определенной последовательности: установка агрегатов; монтаж трубопроводов и приборов автоматики; монтаж электрической схемы; испытание системы на герметичность; вакуумирование системы; заправка системы; пуск системы; регулировка приборов автоматики; контроль и регистрация рабочих параметров.

Для выполнения работ по монтажу холодильного оборудования необходимы [69–74] инструменты для монтажа труб, приспособления для пайки медных труб, устройства для вакуумирования и заправки холодильной системы, приборы для определения места негерметичности холодильной системы.

Значительный объем работ при монтаже холодильных систем приходится на установку запорной и регуливающей арматуры, контрольно-измерительных приборов и средств автоматизации. Запорные вентили могут присоединяться к трубопроводам накидными гайками, фланцами, пайкой и сваркой.

Монтажникам рекомендуется избегать применения запорной арматуры на накидных гайках, так как соединение со временем ослабляется и при эксплуатации гайки приходится постоянно подтягивать. Общее требование к монтажу вентиля таково, что штоком вниз их устанавливать запрещено. Это продиктовано безопасностью в эксплуатации, чтобы остатки холодильного агента и масла не пролились на ремонтника.

По инструкциям изготовителей фактически большинство современных вентиля допускается устанавливать штоком вниз. Фреоновые запорные вентили, присоединяемые к медной трубе пайкой, бывают шаровыми и мембранными. Шаровый запорный вентиль при пайке с медной трубой оборачивают влажной тряпкой. Его запрещено припаивать сальником вниз. На корпусе нанесена стрелка направления потока среды. Пайку вентиля (рис. 3.3.1) можно производить только в открытом положении.

Для фреонового шарового вентиля направление потока среды имеет значение. Сальник закрывается резьбовой крышкой, ее часто заедает, поэтому на ней есть шлицы под ключ. Шток выполнен четырехгранным и его крутят рожковым гаечным ключом. Мембранный запорный вентиль перед пайкой, чтобы не повредить мембрану, разбирают рожковым гаечным ключом. Сальником вниз устанавливать за-

прещено. Крепят за лапы или за крепежные отверстия внизу. При монтаже необходимо учесть расстояние, необходимое для снятия крышки.

Вентиль для ревизии разбирают со стороны сальника. Его крепят винтами с шестигранными головками [69]. Обратныезапорные вентили имеют аналогичные требования по монтажу, так как выполнены в корпусах обычных запорных вентилей. Однако пространственные положения больше ограничены. Вентили устанавливают штоком вверх (рис. 3.3.2).

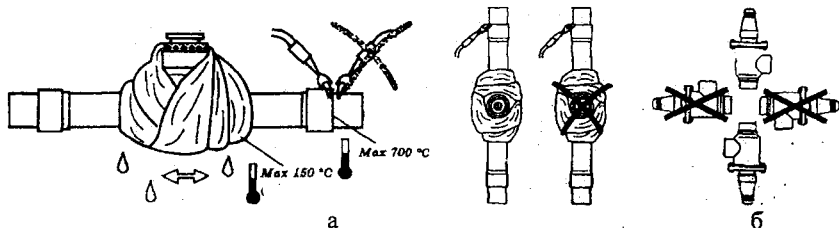


Рисунок- 3.3.1 Монтаж вентилей:
а) шарового вентиля GBC; б) обратногозапорного вентиля SCH

При пайке или сварке соленоидного вентиля катушку снимают, вентиль устанавливают в соответствии с направлением, указанным на корпусе стрелкой. Устанавливать вентиль катушкой вниз запрещено. Соленоидные вентили для фреоновых систем выполняют под пайку и бортовку с медными патрубками. Вентили выполняют нормально закрытыми и нормально открытыми, то есть закрытый вентиль имеет опущенный шток при отсутствии напряжения на катушке. При пайке и сварке к корпусу вентиль оборачивают влажной тряпкой. При наличии фланцев их снимают, приваривают к ним трубопроводы, а затем монтируют вентиль к фланцам. При этом вентиль (рис. 3.3.2а) не нагревается и оборачивать его тряпкой нет необходимости. Смотровые глазки выпускают для фреоновых систем под пайку и бортовку с медными или латунными патрубками. Их при пайке оборачивают влажной тряпкой, не допуская попадания влаги вовнутрь, так как обычно в глазке стоят индикаторы влаги. Для того чтобы не применять дорогостоящий глазок при больших диаметрах трубопровода, достаточно врезать сбоку в середине трубы глазок диаметром 6 мм (рис. 3.3.2б).

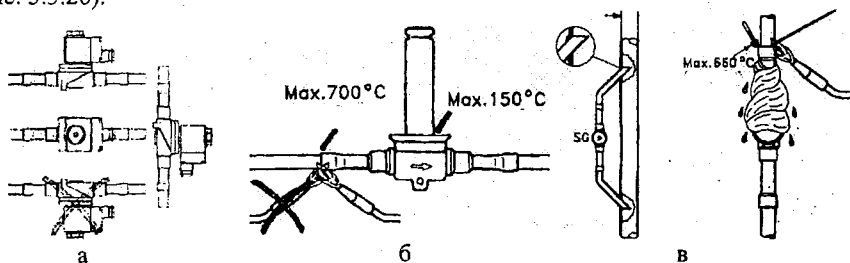


Рисунок- 3.3.2 Монтаж элементов холодильного контура:
а) пространственные положения, допустимые при монтаже соленоидного вентиля EVR;
б) режимы пайки; в) монтаж смотрового глазка

Фильтры для фреоновых систем выполняют функцию осушителя. Они производятся под пайку с медными патрубками и на накидных гайках, со сменными патронами или герметично запаенные. При пайке фильтры оборачивают влажной тряпкой, не допуская попадания внутрь влаги.

Фильтры со сменными вставками при пайке разбирают. Для этого вскрывают крышку, закрепляемую винтами, и вынимают патрон. Для всех фильтров в холодильной технике имеет значение направление потока, поэтому их монтируют в соответствии со стрелками на корпусе.

Крышкой вниз устанавливать запрещено. Обратные клапаны производят для фреоновых систем под пайку (клапан имеет медные патрубки) и под бортовку. Для обратного клапана указано направление течения среды стрелкой на корпусе. Припаиваемые клапаны обматывают влажной тряпкой.

Присоединение фреоновых терморегулирующих вентилялей может быть комбинированным: один патрубок – на накидной гайке, второй – на пайке. Термобаллон вентиля устанавливают только в горизонтальном положении (рис.3.3.3а). Терморегулирующий вентиль монтируют с учетом направления движения среды, указанного на корпусе стрелкой.

Терморегулирующий вентиль большой мощности состоит из корпуса вентиля, дюзы и верхней части, которую крепят к корпусу четырьмя винтами с внутренним шестигранником. Для разборки требуются шестигранные ключи. Регулировка терморегулирующего вентиля производится регулировочным штоком. При протечке сальника течь временно может быть перекрыта затяжкой колпачка.

При пайке и сварке верхняя часть терморегулирующего вентиля снимается. Капиллярную трубку к термобаллону прикрепляют без контакта с металлическими частями, так как при вибрации трубка может истереться и потерять герметичность. Рекомендуется прокладывать капиллярную трубку поверх изоляции пластиковыми стяжными хомутами либо в месте крепления другим способом, обматывать трубку предохранительным слоем.

Терморегулирующий вентиль устанавливается выше по потоку от испарителя на жидкостном трубопроводе. При этом капсула крепится на магистрали всасывания, как можно ближе к испарителю.

Капсула должна контролировать температуру перегретого пара на линии всасывания, поэтому устанавливать ее нужно таким образом, чтобы избежать влияния на нее посторонних источников тепла (рис. 3.3.3а–б) и холода или имеющих значительную массу (рис.3.3.3в). Если есть опасность попадания на капсулу потока горячего воздуха, ее нужно теплоизолировать (рис.3.3.3а–б).

Термобаллон всегда лучше устанавливать на горизонтальном участке трубопровода. Однако если имеется лишь возможность закреплять термобаллон термовентилля на вертикальном участке, то в этом случае всегда следует капиллярную трубку подводить к термобаллону сверху (рис. 3.3.3г–д), чтобы помешать жидкости (если она находится в термобаллоне) стекать под действием силы тяжести в управляющую полость терморегулирующего вентиля.

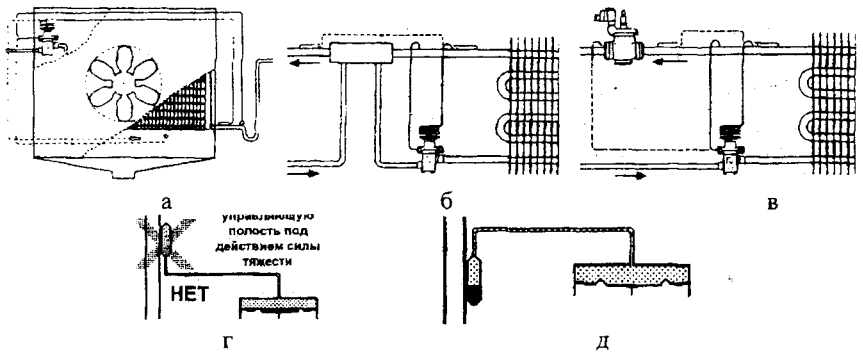


Рисунок-3.3.3 Монтаж термобаллона:

а) при удалении от потока воздуха (сплошная линия); б) перед теплообменником; в) вдали от агрегатов, имеющих значительную массу; г) недопустимый; д) допустимый

Прибор (рис. 3.3.4а), должен занимать правильное место относительно испарительной системы. Основное условие – температура термочувствительного патрона (5) должна быть ниже температуры верхней части корпуса вентиля (3) (мембраны). С учетом этого требования прибор лучше поместить в зоне относительно более высокой температуры (например, над испарителем). Корпус терморегулирующего вентиля должен быть расположен вертикально – капиллярной трубкой вверх, а, соответственно, регулировочным винтом вниз (рис. 6.6.4б). Допускаемый угол отклонения составляет $45-50^\circ$. Если установка оборудована регенеративным теплообменником, то патрон устанавливают между ним и испарителем. У места ввода термобаллона оставляют два-три свободных витка капилляра, обеспечивая возможность выемки термобаллона (рис. 3.3.4в).

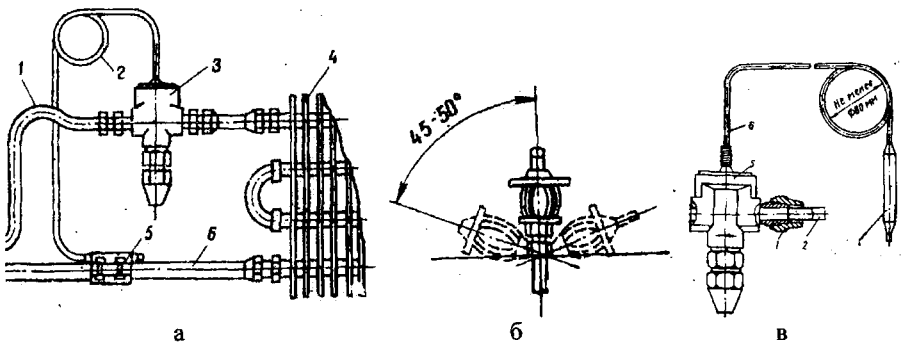


Рисунок- 3.3.4 Монтаж терморегулирующего вентиля:

а) схема (1 – жидкостный трубопровод; 2 – капиллярная трубка; 3 – корпус прибора; 4 – испаритель; 5 – патрон); б) допустимое отклонение; в) свободные витки трубки

Особое внимание уделяется установке термочувствительного патрона. Его закрепляют на ровном и гладком, зачищенном наждачной бумагой до металлического

блеска участке всасывающего трубопровода. Отсутствие хорошего теплового контакта с трубопроводом нарушает стабильность работы терморегулирующего вентиля. Поэтому патрон и трубопровод прочно стягивают специальным металлическим хомутиком зажимными болтами.

Крепежный хомут термобаллона должен быть затянут до предела таким образом, чтобы монтажник не смог рукой провернуть вокруг трубы хомут вместе с термобаллоном. Использование бечевки, электропровода, лейкопластыря, проволоки для крепления термобаллона запрещается, главным образом, из-за температурных деформаций (тем больших, чем ниже может опускаться температура испарения), ослабляющих контакт между термобаллоном и трубой (рис.3.3.5). При этом резко возрастает вероятность возникновения гидроударов.

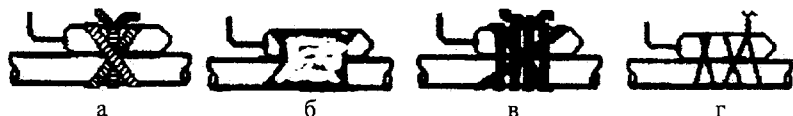


Рисунок- 3.3.5 Ошибки крепления термобаллона:

а) бечевкой; б) скотчем; в) электрическим шнуром; г) проволокой

Перед монтажом баллона тщательно очищают поверхность всасывающего трубопровода. Если всасывающий трубопровод стальной, то его следует покрасить алюминиевой краской для предотвращения коррозии и обеспечения удовлетворительного контакта баллона с трубопроводом.

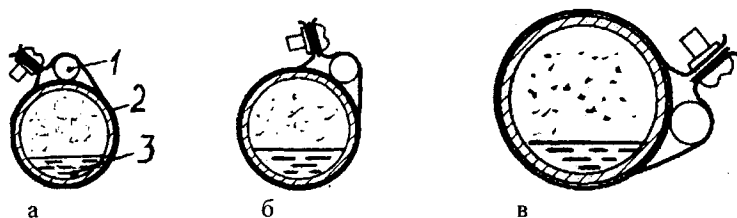
Можно также улучшить контакт между термобаллоном и трубой с помощью специальной теплопроводной пасты, заполнив ею пустоты вдоль образующих трубы и термобаллона, что будет способствовать повышению теплопередачи. Чем больше диаметр трубы, тем ниже рекомендуется опускать термобаллон, однако никогда не устанавливая его под трубой (из-за наличия масляной пленки).

Баллон устанавливают на трубопроводе сверху при условии, что его наружный диаметр менее 16 мм. Термобаллон крепят к трубам диаметром 12–16 мм со смещением на 30° от вертикали, со смещением на 60° – диаметром 18–22 мм и со смещением 90° – диаметром 25–35 мм (рис. 3.3.6). Такой монтаж обеспечивает постоянное соответствие температуры газа, выходящего из испарителя и температуры термобаллона.

Никогда не следует располагать термобаллон под трубой. В этом случае масло, которое возвращается в компрессор, под действием силы тяжести стекает в нижнюю часть трубопровода всасывания. Тогда термобаллон вместо того, чтобы измерять температуру газа, будет измерять температуру масла.

При таком монтаже масло выступает как теплоизолирующий элемент, помещенный между термобаллоном и всасываемым газом. Например, если температура газа начнет быстро уменьшаться, он должен вначале охладить масло, и только после этого термобаллон начнет чувствовать падение температуры.

Следовательно, время реакции термобаллона возрастает и закрытие терморегулирующего вентиля происходит с задержкой (в пределе запаздывание может даже повлечь за собой гидроудар).



Рисунок— 3.3.6 Положения термобаллона в зависимости от диаметра трубы:
а) диаметр 12–16 мм (1 – термобаллон; 2 – труба; 3 – масло); б) диаметр 18–22 мм;
в) диаметр 25–35 мм

Чтобы защитить баллон от влияния потока циркулирующего воздуха, его изолируют материалом, не поглощающим влагу при температурах кипения выше 0°C , например губчатой резиной. При температуре кипения ниже 0°C рекомендуется применять пробку или другой материал, который не поглощает влагу и предотвращает образование льда в месте расположения термобаллона. Если клапан терморегулирующего вентиля не закрывается, то на всасывающем трубопроводе осаждаются большое количество конденсата. Конденсат оседает также на картере компрессора из-за поступления жидкого хладагента в компрессор. Такой терморегулирующий вентиль необходимо заменить.

При монтаже холодильных установок пользуются приспособлениями для развальцовки и раскатки, резки и пайки трубок [58]. Для разделения трубы на участки применяют различные способы резки. Труборез (рис. 3.3.7) предназначен для резки труб диаметром от 6 до 22 мм.

Для этого необходимо положить трубку на ролики (9) таким образом, чтобы режущая кромка резца (6) совпадала с предполагаемой плоскостью среза трубки. Вращением головки (1) переместить резец (6) из верхнего положения (I) в положение (II) и с усилием прижать резец к трубе. Вращать трубку или приспособление на 1,5–2 оборота (до исчезновения усилия зажима) до тех пор, пока трубка будет полностью перерезана.

После этого специальным резцом снять внутреннюю фаску. Основное требование, чтобы нож трубореза был перпендикулярен к трубе, нож не должен быть затуплен или помят. Сильно заглублять нож в металл не следует, иначе тонкостенную трубку можно даже смять. Резку необходимо проводить плавно, без излишних усилий, совершая резку от себя, затем к себе, вкручивая винт на $1/2$ оборота и вновь повторяя действие.

После резки торцовые кромки трубы необходимо зачистить шабером или напильником. Редко медную трубу разрезают ножовкой по металлу или абразивным кругом. Оба способа не рекомендуются, так как торец трубы при таких способах резки не перпендикулярен, поэтому бортовка может получиться некачественной. Резать трубы ножовочным полотном не рекомендуется также ввиду возможности попадания опилок в систему холодильной машины.

Плоскость торца обрезанной трубки должна быть перпендикулярна ее оси. Не допускаются скосы, неровности и завал краев на срезе трубки (рис. 3.3.7в). Срез

тщательно зачищается тонкой наждачной бумагой, причем во время обработки трубку держат срезом вниз, чтобы исключить попадание внутрь нее пыли.

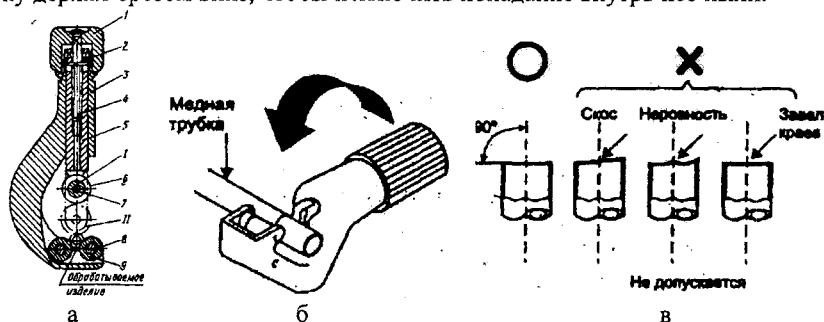
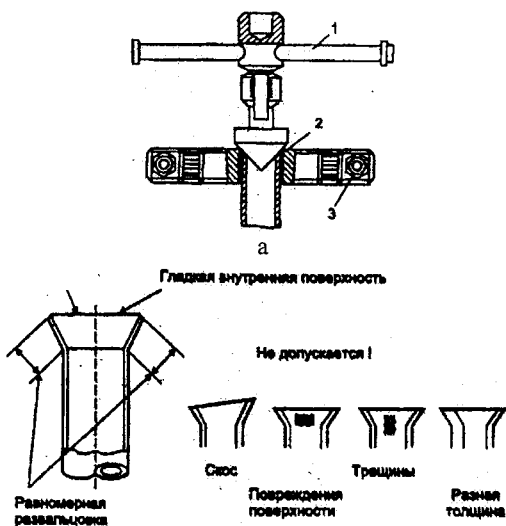


Рисунок- 3.3.7 Срез соединительной трубки:

а) труборез (1 - головка; 2 - гайка; 3 - корпус; 4 - винт; 5 - шток; 6 - резец; 7, 8 - оси; 9 - ролики); б) направление резания; в) качественные показатели

После того, как на аккуратно обрезанную трубку надета накидная гайка, срез трубки разбортовывается (рис. 3.3.8). Для этого необходимо трубку отжечь, собрать приспособление, заложить конец трубки в соответствующее ее диаметру отверстие (выступать над плоскостью она должна на 2-3 мм) и вращением воротка (1) зажать ее в отверстии. Затем с помощью воротка (1) вставить конус в выступающий конец и, вращая вороток на $\frac{1}{4}$ оборота и обратно, развальцевать конец на угол, соответствующий углу сопрягаемого конуса. Разбортованная часть должна иметь гладкую внутреннюю поверхность. Не допускаются скосы повреждения поверхности, трещины, неоднородности толщины стенок трубки. Для правильного выбора размеров обрабатываемого торца трубки можно воспользоваться данными рисунка 3.3.8. и таблицы 3.3.1.



б

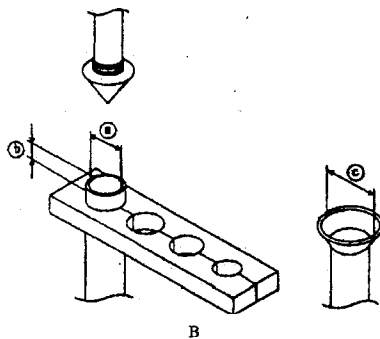


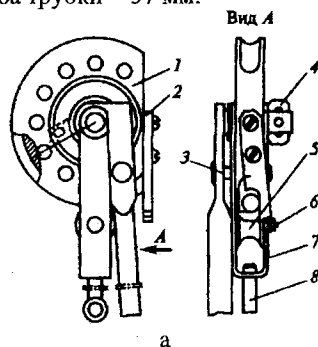
Рисунок- 3.3.8 Разбортовка среза соединительной трубки:
 а) приспособление (1 – вороток; 2 – трубка; 3 – зажимной элемент);
 б) качественные требования; в) размеры торца трубки

Таблица 3.3.1

Размеры обрабатываемого торца трубки

Диаметр трубки (а)		Высота (б), мм	Диаметр развертки (с), мм
мм	дюйм		
6,35	1/4	1,0...1,3	8,3...8,7
9,52	3/8	0,8...1,0	12,0...12,4
12,7	1/2	0,5...0,8	15,4...15,8
15,88	5/8	0,5...0,8	18,6...19,0
19,05	3/4	0,1...0,5	22,9...23,3

После разбортовки трубки производят удаление заусенцев с помощью развертки. Недопустимым является образование на трубке перегибов, которые чреваты образованием трещин. Для сгиба трубок используют специальную пружину или трубогиб (рис. 3.3.9). Трубогибным приспособлением фирмы «Рефко» (рис. 3.3.9) изгибают на угол до 240° алюминиевые и отожженные медные трубки (диаметр 4,75–16 мм) или стальные трубки (диаметр 4,75–10 мм). Конец медной трубки устанавливают между обоймой и вращающимся роликом до упора в вырез крюка. Поворачивая ручку скобы, перемещают ролик, который изгибает трубку, укладывая ее в канавку обоймы. Радиус изгиба трубки – 57 мм.



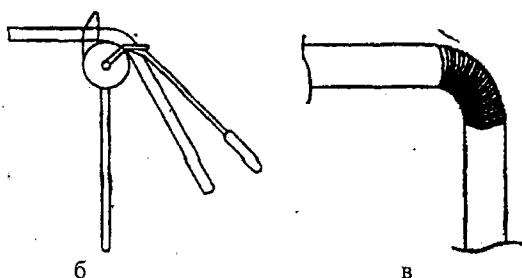
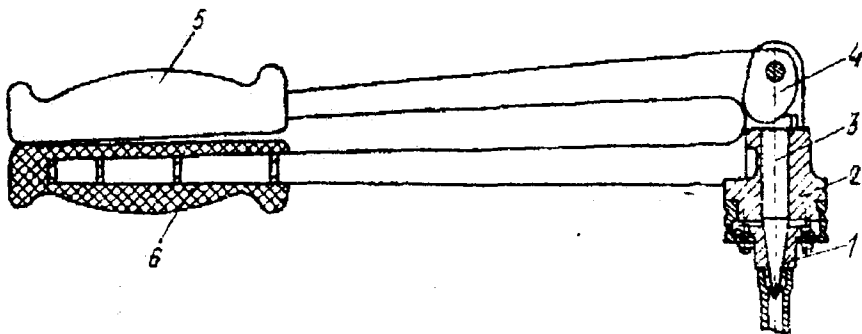


Рисунок- 3.3.9 Выполнение сгиба трубки:

а) трубогиб (1 – скоба; 2 – ролик; 3 – ось ролика; 4 – ось скобы; 5 – обойма; 6 – крюк; 7 – рукоятка; 8 – ручка скобы); б) сгиб трубогибом; в) сгиб с помощью пружины

Приспособление (рис. 3.3.10а) предназначено для раскатки концов сопрягаемых трубок при соединении их пайкой. В комплект приспособления входят девять сменных цанг (1), которые имеют размеры, соответствующие размерам соединяемых трубок. Для работы с приспособлением необходимо: выбрать нужный диаметр цанги (они имеют маркировку) и навернуть ее на основание (2); надеть трубку на цангу; сжать рукоятки (5) и (6). При сжатии рукояток кулачок (4) через конус (3) разведет элементы цанги таким образом, что конец трубки будет увеличен на диаметр, указанный маркировкой на цанге. Приспособление для пайки предназначено для подогрева массивных деталей перед пайкой. Оно включает (рис. 3.3.10б) головку (1), которая крепится с помощью штуцера (2) к рукоятке (3); рукоятку, соединенную с резиновым рукавом (4) и через вентиль (6) с баллоном (5), содержащим пропан. Перед началом работы необходимо убедиться, что вентиль (6) находится в закрытом положении, а соединение вентиля с баллоном герметично (погружением в воду). Убедившись в герметичности соединений, необходимо поднести горящую спичку к головке (1), поворотом вентиля (6) отрегулировать пламя на нужную величину. Рукояткой (3) направить пламя на спаиваемые детали и нагреть их до нужной температуры. После пайки закрыть вентиль (6) и, когда головка (1) остынет, приспособление разобрать и уложить в футляр. Время работы приспособления с баллоном, заправленным 380 граммами пропана, составляет 3 часа.



а

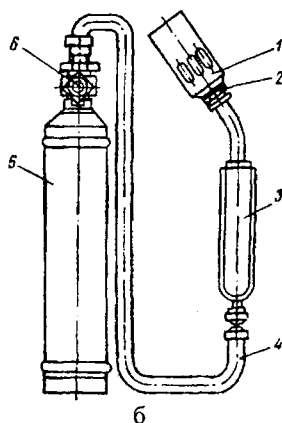


Рисунок- 3.3.10 Приспособления:

- а) для раскатки трубок (1 – цанга; 2 – основание; 3 – конус; 4 – кулачок; 5–6 – рукоятки);
 б) для пайки (1 – головка; 2 – штуцер; 3 – рукоятка; 4 – рукав; 5 – баллон; 6 – вентиль)

В холодильной технике применяют паяные соединения медных трубопроводов между собой, медных трубопроводов с латунными штуцерами запорной арматуры и приборов КИПиА, медных трубопроводов со стальными трубопроводами, арматурой, бобышками [75]. В холодильном агрегате насчитывается свыше 20 соединений, выполненных различными способами (рис. 3.3.11). Так, медные и стальные трубки соединяют между собой пайкой серебряным припоем, алюминиевые части сваривают алюминием, а медные трубки с алюминиевыми – электросваркой встык под давлением. Крышки кожуха мотор-компрессора сварены стальными электродами, проходные контакты в некоторых холодильных агрегатах впаяны оловянистым припоем.

Для пайки медных и стальных трубок применяют твердые припои, так как они обеспечивают необходимую прочность и плотность шва. Преимущественное распространение получил серебряный припой марки ПСр-45 в виде проволоки диаметром 3 мм. Температура плавления припоя ПСр-45 высокая (720° С), поэтому пайку производят при помощи газовой горелки (№ 0–1). Для пайки применяют флюс № 209 или флюс с фтористым калием.

Флюс № 209 выпускают в виде порошка в стеклянных герметизированных банках. Рекомендуется применять флюс в виде пасты, которую следует приготовить непосредственно перед пайкой, размешивая порошок спиртом. Флюс № 209 состоит из смеси борного ангидрида (B_2O_3) – 35%, фтористого калия (KF) – 2% и фторбората калия (KBF_4) – 23%.

Он обладает хорошей смачиваемостью и раскислением металлов. Флюс с фтористым калием можно составить, смешав в равных количествах по весу борную кислоту и фтористый калий. Указанные компоненты надо перемешать и разогреть горелкой, доведя до жидкого состояния. Места трубок, подлежащие пайке, должны быть тщательно очищены от краски или загрязнений, а также от старого припоя.

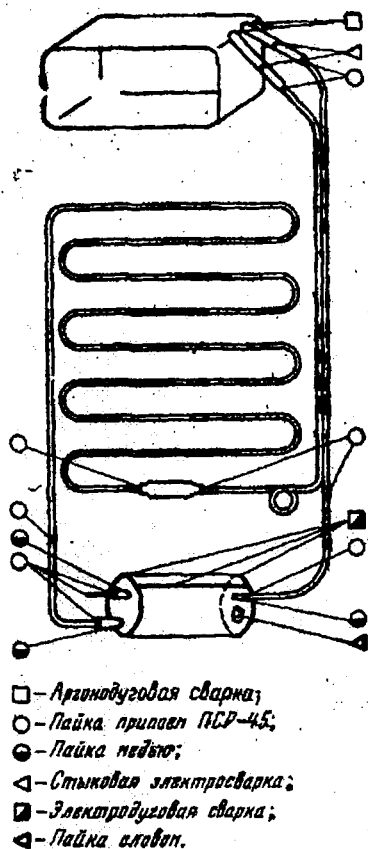
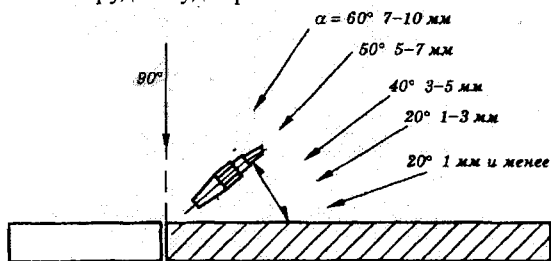


Рисунок- 3.3.11 Пример мест соединений в герметичном холодильном агрегате

Пайку следует делать быстро, без излишнего разогрева трубок во избежание их пережега. Флюс вводят сразу же после разогрева до температуры $500-600^{\circ}\text{C}$. При пайке последнего соединения в агрегате надо немного отвернуть иглу штуцера на кожухе моторкомпрессора или держать открытой трубку всасывания. После пайки флюс должен быть тщательно удален горячей водой (лучше паром) и зачисткой металлической щеточкой. Алюминиевые испарители и конденсаторы соединяют с медными трубопроводами через переходные медноалюминиевые патрубки. Алюминиевую сторону такого патрубка приваривают к испарителю (конденсатору) аргонодуговой сваркой, медную - припаивают к трубкам припоем ПСР-45. Аргонодуговую сварку производят специальной горелкой с применением вольфрамового неплавящегося электрода и алюминиевой проволоки в виде присадочного материала. Сварка происходит в среде инертного газа - аргона, который оказывает действие флюса и защищает металл от окисления кислородом и вредного воздействия азота воздуха. Свариваемые детали в местах соединений должны быть предварительно

очищены от загрязнений, окислов и обезжирены. Детали, бывшие в употреблении, очищают щетками из стальной проволоки и обезжиривают бензином. При сварке анодированного испарителя, покрытого лаком, следует зачистить место сварки на расстоянии 30–40 мм. В месте соединения патрубка со стенкой испарителя рекомендуется вставить втулку из нержавеющей стали, которая предотвратит возможное проваливание разогретого алюминия внутрь и будет способствовать сохранению проходного сечения в месте спая. В каждом случае необходимо при монтаже для получения качественного и герметичного шва подобрать нужную температуру пламени, выбрать соответствующие припой и флюс. При пайке пламя по отношению следует держать на расстоянии в соответствии с толщиной деталей, ядро при этом должно находиться в 3–6 мм от поверхности детали (рис. 3.3.12). В начале пайки следует разогреть детали для того, чтобы растекся припой, нагревают вначале наиболее массивную деталь, если паяется сталь с медью, то нагревать следует сталь. Тонкую стенку медной трубы небольшого диаметра (всего 1–2 мм) можно легко прожечь пламенем (особенно ядром), поэтому нельзя долгое время нагревать ее. Для наложения припоя следует считать подходящим моментом начало появления у меди вишневого цвета, что говорит о разогреве до 600 °С. Ни в коем случае не стоит проверять готовность трубы к пайке припоем, так как капля припоя может налипнуть на стенку трубы и ее очень трудно будет расплавить.



Рисунок– 3.3.12 Наклон пламени при пайке медных (толщиной 1–5 мм) деталей

Паяные соединения могут располагаться в горизонтальной и вертикальной плоскостях, косые соединения редки. Наиболее распространенным и простым является вертикальный шов. Такие швы характерны для горизонтальных трубопроводов, при пайке трубопроводов, соединяемых муфтой или вставляемых друг в друга, при пайке трубопровода и отвода или калача, при пайке трубопровода и присоединительного патрубка на компрессоре или аппарате. Подготовить детали к пайке следует как можно тщательнее, удалив с них окислы, ржавчину, остатки масла, бумаги и скотча, влагу, любое из перечисленных загрязнений может повлиять на качество шва. Для получения долговечного и надежного соединения труба должна входить в присоединяемую деталь на длину не менее своего диаметра, зазор между ними в идеале должен находиться в пределах 0,025–0,125 мм, но качественные соединения, не имеющие динамических нагрузок, возможны при зазорах 1 мм и более.

Пайка начинается с прогрева места соединения, преимущественно необходимо разогревать ту деталь, в которую вставляется трубопровод, то есть муфту, патрубков компрессора. Прогревают вначале факелом, затем переходят к прогреву средней зо-

ны. В зависимости от диаметра трубопровода и номера наконечника горелки место пайки прогревают целиком или секторами, трубопроводы диаметром свыше 28 мм приходится паять секторами. Пламя при этом на небольших трубопроводах диаметром до 22 мм удобно направлять снизу, свыше 22 – удобно направлять перпендикулярно от себя.

Когда детали прогреты до состояния, близкого к появлению вишневого цвета, наносят припой. При пайке меди и латуни флюс не требуется, при пайке стали со сталью, медью или латунью пруток припоя вносят в пламя и быстро окунают во флюс. На прутке припоя остается флюс, после чего его можно наносить на шов, на серебряных припоях часто флюс уже нанесен на припой. Баночки для флюса должны быть стеклянными или лучше металлическими, так как раскаленный пруток прожигает дно. При сильном загрязнении меди и латуни рекомендуется небольшое количество флюса № 209 нанести на припой. Припой следует наносить без усилия, перпендикулярно к шву, таким образом, чтобы он затек на всю длину соединения. Припой течет в сторону нагрева, поэтому необходимо нагревать ту деталь, в которую вставлена труба. Если больше будет разогрета труба, то припой тонким слоем растечется по ней. Когда припой затечет по всему шву, при этом шов просматривается под припоем, следует немного отвести среднюю зону, действуя только факелом, и понизить температуру шва. Делается это для того, чтобы позволить припою приобрести вязкость сметаны, и затем поверх скелетного шва, не нарушая его, нужно наложить дополнительный слой припоя. Расход припоя при этом повышается, но взамен пайщик получает дополнительную гарантию герметичности шва.

Этот способ, как показала практика, при серьезных нагрузках на паяное соединение работает надежнее скелетной пайки. Соединение с дополнительным слоем припоя настолько надежно, что чаще ломается не место пайки, а труба рядом с ним. Шов не должен иметь наплывов, впадин и капель, припой должен лежать ровно. Если детали были плохо и неравномерно прогреты, припой не затек в соединение, могут появиться поры, шов будет иметь низкую устойчивость к вибрации и практически наверняка впоследствии даст течь. Обычно стыки стали с медью получаются наименее качественными, имеют большое количество наплывов и пор. Шов после пайки необходимо осмотреть (в труднодоступных местах пользуются зеркалом, темное место освещают). Любая щель может быть сквозной, поэтому нужно устранить все неровности, при исправлении шва нет необходимости нагревать все соединение, так как припой может потечь и пайку придется формировать заново, достаточно нагреть лишь бракованный участок. После пайки шов необходимо очистить от остатков флюса, наиболее просто это сделать мелкой шкуркой либо кордщеткой.

Горизонтальные соединения трубопроводов могут быть двух типов, когда верхняя труба входит в нижнюю и когда нижняя труба входит в верхнюю. Со швом, когда верхняя труба входит в нижнюю или на вертикальном участке трубы стоит муфта и необходимо паять верхний шов, практически не возникает трудностей. Разогрев более массивную деталь, наносят припой, затекающий под воздействием нагрева и силы тяжести в соединение. Напротив, когда производят пайку нижнего шва у муфты или нижняя труба входит в верхнюю, припой не течет вверх, поэтому пайщик может лишь прогревать верхнюю деталь и тем самым поднимать по трубе припой. При этом необходимо держать пруток припоя перпендикулярно к трубе, так как, ес-

ли подавать пруток снизу, то капля припой может попасть на руку, а если сверху, то припой может нагреться и большой каплей остаться на трубе.

Часто холодильщику необходимо впасть в медную или стальную трубу бобышку для присоединения приборов автоматики, материал бобышки – сталь или латунь. Пайка происходит при большом нагреве бобышки как наиболее массивной в соединении детали. Обычно холодильщик сам дает заказ на изготовление бобышек, так как только он обладает информацией о резьбе на присоединяемой накидной гайке или о диаметре припаяваемой импульсной трубки. Для того чтобы произвести качественную пайку, токарю надо дать задание сделать уступ на бобышке, которым она войдет в отверстие в трубе. Такое устройство позволит увеличить поверхность соприкосновения деталей, уменьшить возможные зазоры, что повысит надежность пайки.

Случается, даже при достаточной чистоте поверхности и хорошем прогреве, припой на детали не ложится, что характерно для пайки меди и стали, меди и латуни. Избежать этого можно, если предварительно облудить детали, тогда припой будет контактировать уже с облуженной поверхностью и хорошо накладываться. Улучшить качество шва, когда производится пайка меди со сталью или стали и стали, можно применяя в дополнение к серебряному припою медно-фосфорный. Наложив серебряный припой, обычно очень текучий и довольно дорогой, получают скелетную пайку, затем медно-фосфорным припоем поверх серебряного накладывают еще один слой. Медно-фосфорный припой непригоден для пайки стали, но поверх серебряного припоя он накладывается и является дополнительной гарантией герметичности. При пайке медной трубы внутри при нагреве образуется окалина, которую необходимо удалить, так как хлопья окислы в большой системе могут забить фильтры и автоматику. Избежать этого можно, если производить пайку под азотом или механически удалять окислы изнутри трубы.

Схема пайки под азотом такова: к паяемому соединению присоединяют баллон с азотом через редуктор, отрегулированным на 300 кПа. Соответственно должен быть обеспечен проток, так как при пайке под давлением образуются пузыри и поры на припое. Истекающий по трубе азот предохраняет трубу от образования внутри хлопьев окислы. Присоединение баллона с азотом можно произвести через ниппель на конденсаторе, компрессоре или специально оснастить участок трубопровода дополнительным ниппелем, который можно будет использовать впоследствии для пуска наладки или при обслуживании. При пайке трубопроводов и запорной арматуры или приборов автоматики необходимо обеспечить отвод теплоты от приборов, так как при нагреве в них могут разрушиться различные детали. Возможно использование теплоотводящих паст, широко предлагаемых производителями, но наиболее простой и проверенный способ – это влажная тряпка, обмотанная вокруг прибора. Она защищает от нагрева, испаряя воду, тем самым отводя теплоту, при небрежности работы пайщика и может защитить прибор от открытого пламени.

При невозможности установки перехода, когда соединяемые медные трубы сильно разнятся по диаметру, возможна для неответственных соединений обжимка большей трубы по меньшей. Для этого малую трубу вставляют в большую и большую нагревают до вишневого цвета, затем плоскогубцами трубу сжимают сбоку, отчего зазор уменьшается до идеального. При пайке такого соединения нужно

учесть, что в месте обжима припой может затекать внутрь, следуя в место наибольшего нагрева, поэтому необходимо создать вначале пробку, остудив припой в месте обжима, а затем сформировать шов снаружи.

Клещами (рис. 3.3.13) из слесарных пассатижей (губки обрезаны и вместо них приварены новые Г-образной формы) сваривают провода. Сварка возможна при условии применения переносного сварочного аппарата, работающего от понижающего трансформатора (220/36В). Рукоятки обертывают слоем электрокартона, по которому прокладывают медные шинки размером 10×15 мм. К шинкам винтами прикрепляют провода от вторичной обмотки трансформатора. Снаружи клещи изолируют двумя-тремя слоями полихлорвиниловой ленты. Один из проводов от трансформатора подключают к губкам, в которых зажимают концы свариваемых проводов. Для замыкания цепи имеется кнопка. Второй провод присоединен к графитовому электроду. В центре электрода делают углубление. Электрод подается рычагом. Рычаг укреплен на кронштейне, который изолирован от клещей текстолитовой прокладкой. Для сварки концы проводов очищают от изоляции на длину 20–25 мм, скручивают и зажимают в губках клещей. Скрутка должна выступать на 10–12 мм в сторону графитового электрода. Замкнув электроцепь кнопкой, вводят концы скрутки в гнездо электрода. Концы сваривают в монолитный стержень. Место сварки изолируют хлорвиниловой трубкой, выступающий конец которой прижигают лапальником.

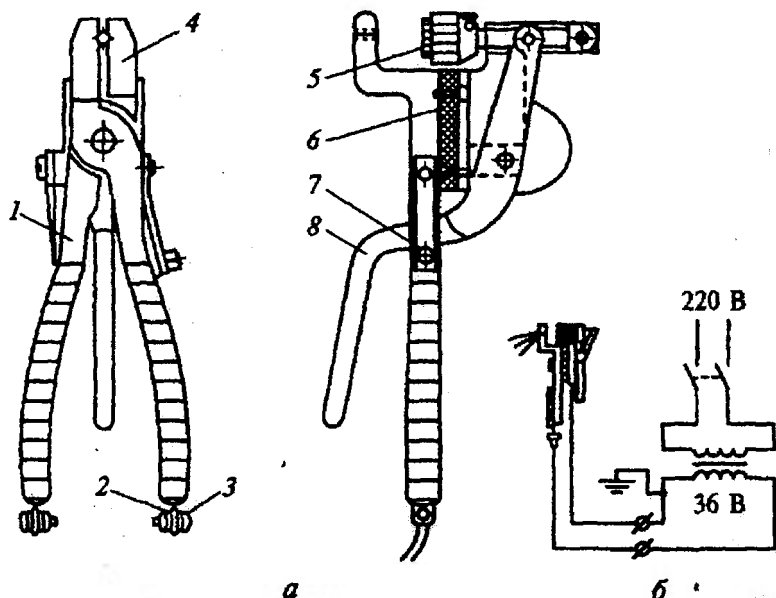


Рисунок- 3.3.13 Клещи для сварки проводов:

а) клещи (1 – рукоятка; 2 – медные шинки; 3 – винты; 4 – зажимные губки; 5 – электрод;
б – текстолитовая прокладка; 7 – кнопка; 8 – рычаг); б – схема сварки

Устойчивость циркуляции масла нарушает наличие обратного уклона трубопроводов (должен быть более 1% в сторону движения хладагента) и превышение скорости витания масляных капель над скоростью движения хладагента. Так как на участках паровой фазы магистралей всасывания и нагнетания масло и хладагент стремятся разделиться, на горизонтальных участках трубопроводов с минимальным наклоном 12 мм/м в направлении движения потока хладагента основная часть масла течет по наклону (если он существует). Отсутствие наклона и низкая скорость течения паров хладагента (менее 4 метров в секунду) способствуют оседанию масла под действием силы тяжести на дно трубопровода и застаиванию там (рис. 3.3.14а). Скорости паров хладагента, превышающие 4 метра в секунду, способствуют возникновению на поверхности масла волн, перемещающихся в направлении движения хладагента (рис. 3.3.14б).

Возврат масла на вертикальных участках трубопроводов осложняет действие силы тяжести. Она заставляет масляную пленку стекать вниз, если скорость движения паров хладагента меньше 8 метров в секунду. Кроме того, присутствие масла внутри трубопроводов создаст на их внутренней поверхности тонкую изолирующую масляную пленку, затрудняющую нормальный теплообмен между обдуваемым потоком воздуха и хладагентом, и уменьшает коэффициент теплоотдачи конденсатора и испарителя. Наиболее значительное снижение интенсивности теплообмена свойственно испарителю. Масло и хладагент легко разделяются при низкой температуре. Поэтому наличие в холодильном контуре большого количества масла может снизить на 20% холодопроизводительность установки.

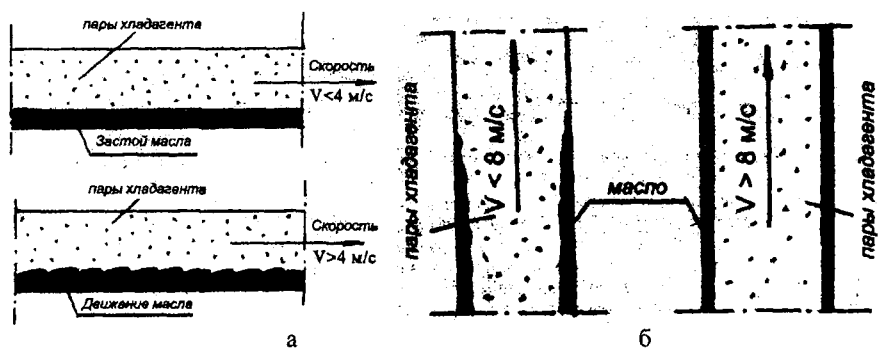


Рисунок- 3.3.14 Движение масла на участках трубопроводов:
а) горизонтальных; б) вертикальных

Нарушение монтажной схемы прокладки трубопроводов всасывания затрудняет возврат масла в картер компрессора. Масло накапливается в застойных зонах или на участках всасывающего трубопровода с отрицательным уклоном (рис. 3.3.15а). Опорожнение застойных зон происходит путем резкого всасывания масляной пробки компрессором при пуске. Это вызывает гидравлический удар, способствующий поломкам.

Большая длина застойной зоны (рис. 3.3.15б), в основном на всасывающей линии, способствует накоплению масла, уменьшению проходного сечения для паров

хладагента и повышению потерь давления. Повышение разности давлений впоследствии проталкивает масляную пробку во всасывающую полость головки блока компрессора, повышая вероятность возникновения гидравлического удара [60].

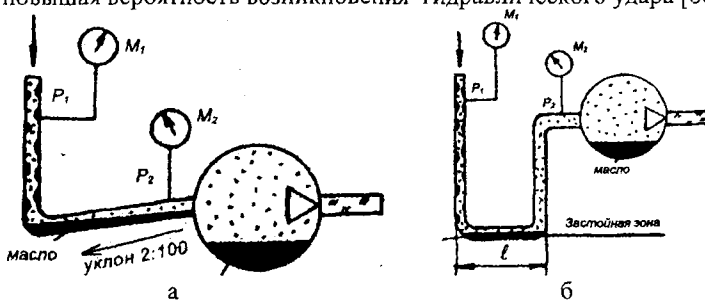


Рисунок – 3.3.15 Накапливание масла при нарушении монтажных требований:
а) на участке всасывания при наличии уклона; б) в застойной зоне

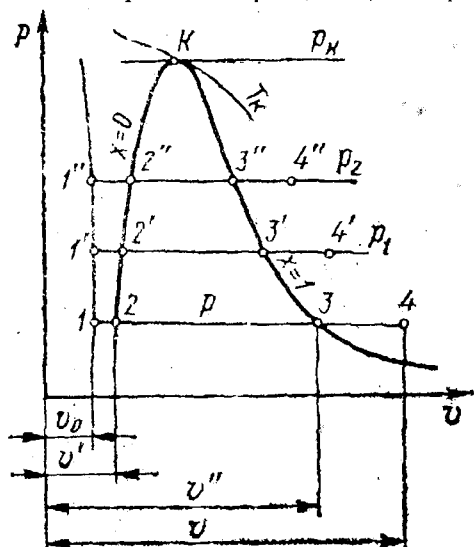
При эксплуатации холодильной системы необходимо периодически контролировать ее рабочие параметры. Перечень контролируемых параметров и периодичность их проверки приведены в таблице 3.3.2.

Таблица 3.3.2

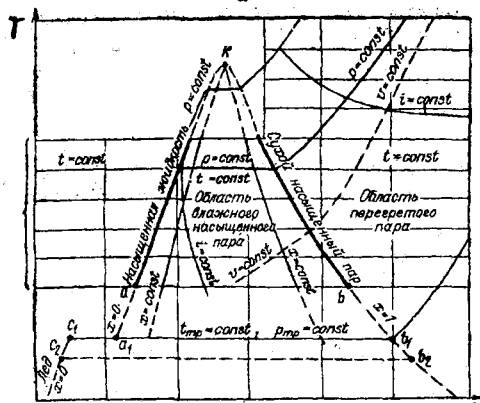
Контролируемые параметры холодильной установки

Наименование параметра	Значение	Место контроля	Периодичность контроля		
			1 раз в день	1 раз в неделю	1 раз в месяц
Температура в охлаждаемом объеме	В соответствии с проектом	Охлаждаемый объем	+		
Состояние испарителя	В соответствии с проектом	Испаритель	+		
Уровень хладагента в ресивере	Не ниже смотрового стекла	Смотровое стекло на ресивере		+	
Контроль расхода и влажности хладагента	Отсутствие пузырей и зеленый цвет	Смотровое стекло на жидкостной магистрали		+	
Частота пусков компрессора	Не более семи пусков в час	Компрессор		+	
Уровень масла в картере компрессора	Не ниже ¼ и не выше ¾ смотрового стекла	Смотровое стекло на компрессоре		+	
Прозрачность и чистота масла					+
Температура нагнетания	Не выше 130°С	Трубопровод нагнетания компрессора			+
Давление нагнетания		Запорный вентиль			+
Давление всасывания		Запорный вентиль			+
Перегрев на всасывании	Не ниже 8К и не выше 20К	Всасывающий трубопровод			+

Диагностирование холодильной установки при пусконаладочных работах облегчает понимание термодинамических процессов, происходящих в ней [74]. Взаимосвязь отдельных процессов термодинамического цикла, связи между ними, взаимного влияния друг на друга раскрывает диаграмма холодильного агента. Пользование диаграммами позволяет производить более точный контроль и анализ параметров установок, а также настройку автоматических приборов. Наиболее удобной является диаграмма энтальпия-давление ($i - \lg P$) - диаграмма). Она отражает два процесса фазовых переходов (рис. 3.3.16а) и шесть параметров холодильного агента, которые изображены в виде различных линий (рис. 3.3.16б). Основой для расчета и подбора холодильного оборудования являются диаграммы холодильных агентов. Применяют несколько видов диаграмм - это $p - \vartheta$, $T - s$, $i - s$ и $p - i$ диаграммы.



а



б

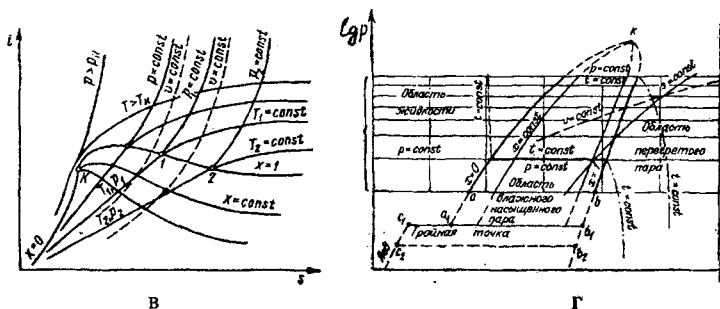


Рисунок- 3.3.16 Диаграммы состояния хладагента:

а) $p-s$, б) $T-s$, в) $i-s$; г) $p-i$

Диаграмма $p-s$ отображает процесс парообразования хладагента при подводе теплоты от состояния ненасыщенной жидкости (1, 1', 1') до состояния насыщенной жидкости (2, 2', 2'), парообразования (2-3, 2'-3', 2''-3''), сухого насыщенного пара (3, 3', 3') и перегретого пара (4, 4', 4'). Вертикальность линии с точками (1, 1', 1') обусловлена практической несжимаемостью жидкости. Смещение вправо точек (2, 2') обусловлено тем, что с увеличением давления увеличивается температура насыщения, а следовательно, жидкость обладает большим удельным объемом. Смещение точек (3', 3'') левее точки (3) обусловлено тем, что с увеличением давления удельный объем пара уменьшается. Состояние перегретого пара отображается точками (4, 4', 4'). Причем точки (4, 4') могут находиться и левее, и правее точки (4) в зависимости от температуры перегрева пара. Если в $p-s$ -диаграмме графически можно определить полезную или затраченную работу, то в $T-s$ -диаграмме можно графически определить теплоту, участвующую в процессе.

В $T-s$ -диаграмме состояние рабочего тела изображается точками, термодинамические процессы – линиями, а теплота, участвующая в процессе, – площадью под линией процесса. Диаграмма $T-s$ для пара хладагента наглядна и дает возможность определить, сколько теплоты необходимо подвести на той или иной стадии получения перегретого пара, так как диаграмма тепловая (рис. 3.3.17). Диаграмма $T-s$ наглядна, однако подсчет количества теплоты путем определения площади под линией процесса несколько осложняет расчеты. Диаграмма $i-s$ специально построена для определения технической работы потока рабочего тела и является рабочей диаграммой при тепловых расчетах паровых и газовых турбин. Достоинство диаграммы $i-s$ заключается в том, что техническая работа и количество тепла изображаются в ней отрезками, а не площадями. Важным моментом в изображении циклов в диаграммах $p-i$ является возможность сопоставления отдельных процессов или целиком циклов холодильных машин между собой без нахождения числовых значений параметров. Это удобно для практического применения, когда важна не количественная, а качественная оценка того или иного процесса.

Диаграммы нужны для контроля и анализа параметров действующих холодильных установок, настройки приборов автоматического контроля и регулирова-

ния, расчета и подбора холодильного оборудования при реконструкции и расширении действующих установок. Изображение в диаграмме $i - \lg P$ цикла холодильной машины дает возможность сделать важные для эксплуатации выводы о влиянии параметров конденсации и кипения на эффективность работы установки.

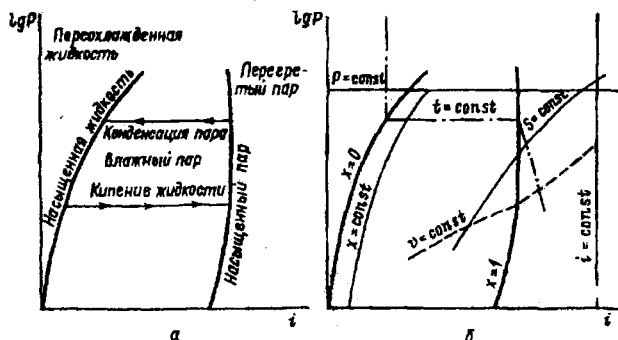


Рисунок-3.3.17 Изображение в диаграмме $i - \lg P$ параметров хладагентов:

а) зоны фазового перехода, линии насыщения; б) кривые основных параметров (t – изотерма; P – давление; x – паросодержание; i – удельная энтальпия; v – удельный объем; S – энтропия)

На рисунке 3.3.18 изображены три цикла работы установки: нормальный режим 1-2-3-4, режим с повышенными параметрами конденсации 1'-2'-3'-4' и режим с пониженными параметрами кипения 1''-2''-3''-4''. В нормальном режиме линия 1-2 характеризует процесс сжатия газообразного хладагента в компрессоре. На линии 2-3 имеются два участка, разделенные кривой насыщенного пара. Отрезок от точки 2 до этой кривой соответствует процессу охлаждения газообразного хладагента в конденсаторе. В течение этого процесса температура газообразного хладагента падает до температуры конденсации при постоянном давлении. Отрезок от линии насыщенного пара до точки 3 показывает процесс конденсации насыщенных паров. В точке 3 имеется только насыщенная жидкость. Далее до точки 4 происходит впрыск жидкого хладагента с высоким давлением в область низкого давления. Линия 4-1 так же, как и линия 2-3, имеет два отрезка. Первый отрезок до пересечения с кривой насыщенного пара соответствует процессу выкипания жидкого хладагента при постоянной температуре. В точке пересечения с линией насыщенных паров жидкий хладагент полностью выкипел. Далее до точки 1 идет нагрев насыщенных паров так, что в точке 1 имеется перегретый газ. Из рисунка 3.3.18а видно, что при повышении параметров конденсации и понижении параметров кипения удельная холодопроизводительность хладагента снижается ($q_0 > q_0' > q_0''$), а работа сжатия – повышается ($l < l' < l''$). Поэтому холодильная установка должна работать при минимально возможных параметрах конденсации и не следует допускать снижения параметров кипения. При этом достаточно изменения одного из этих параметров для изменения холодопроизводительности испарителя и работы компрессора. Для повышения эффективности работы холодильной установки стремятся увеличить удельную холодопроизводительность q_0 . Это возможно за счет переохлаждения жидкого хладагента и смещает точку 3 влево относительно кривой насыщенной жидкости (рис. 3.3.18б).

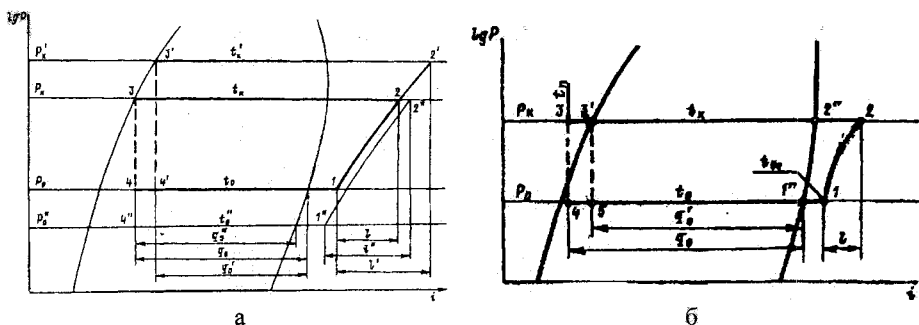


Рис. 3.3.18 Техничко-экономические показатели работы холодильной установки: а) в зависимости от параметров настройки давлений конденсации и кипения при неизменном перегреве паров; б) термодинамический цикл (1''-1 - перегрев пара на всасывании; 1-2 - адиабатическое; 2-2'' - сбив перегрева в конденсаторе; 2''-3' - конденсация пара; 3'-3 - переохлаждение жидкости; 3-4 - дросселирование; 4-1'' - кипение жидкости)

При диагностировании важно отличать по показаниям контрольно-измерительных приборов переохлажденную жидкость от насыщенной, а перегретый пар - от влажного или насыщенного пара, так как от этого зависят эффективность и безопасность работы установки. При одном и том же давлении насыщенная жидкость, влажный пар и насыщенный пар имеют одинаковую температуру, переохлажденная жидкость - более низкую, а перегретый пар - более высокую. Таким образом, показания манометров при всех перечисленных состояниях будут одинаковыми, а термометров - разные. Основу диагностики технического состояния молокоохладительной установки по параметрам термодинамического цикла составляют показания манометров и термометров.

Номинальные значения этих параметров определяются способом охлаждения, конечной температурой охлаждаемой среды, характеристиками хладагента. Наиболее часто отклонение давления происходит в испарителе, причем в сторону повышения. Высокое давление в испарителе может быть следствием снижения производительности компрессора (рис. 3.3.19а), неисправности терморегулирующего вентиля (рис. 3.3.19б) либо результатом (рис. 3.3.19в) воздействия обоих факторов (указано стрелками). Штриховая линия на графиках показывает, до какого уровня поднимается линия испарителя (4) после повышения давления.

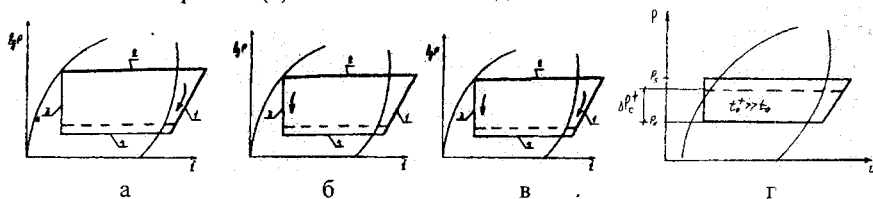
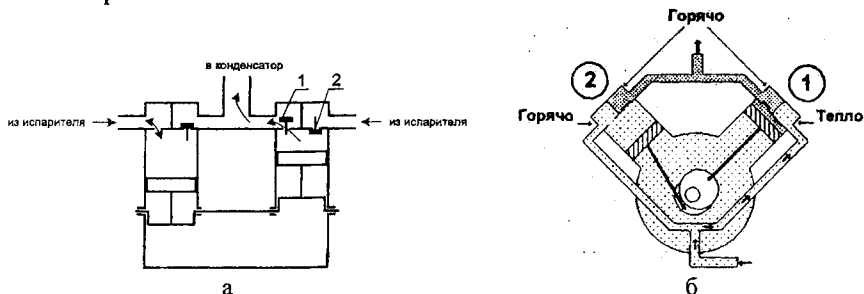


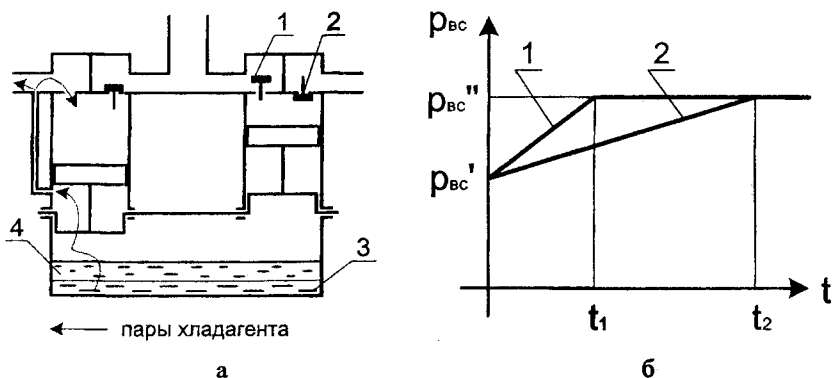
Рисунок - 3.3.19 Вероятные причины высокого давления в испарителе: а) отказ компрессора (1 - линия компрессора; 2 - линия конденсатора; 3 - линия термовентилля; 4 - линия испарителя); б) отказ термовентилля; в) отказы компрессора и термовентилля

Неисправность компрессора, вызывающая повышение давления в испарителе, может быть вызвана поломкой клапанов вследствие гидравлического удара. Температурным признаком (рис. 3.3.20) разрушения всасывающего клапана левого цилиндра является умеренный нагрев головки блока цилиндров с его стороны и повышенный – со стороны нагнетательного вентиля.



Рисунок– 3.3.20 Признаки разрушения всасывающего клапана компрессора: а) потоки движения хладагента при разрушении всасывающего клапана компрессора во время работы (1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан); б) органолептические признаки

После остановки компрессора с разрушенным всасывающим клапаном происходит проникновение паров хладагента в испаритель, что также повышает давление в нем (рис. 3.3.21а). В результате натекания в испаритель паров хладагента после остановки компрессора при закрытом жидкостном вентиле ресивера давление в испарителе повышается медленнее (рис. 3.3.21б). Предельное вакуумметрическое давление в картере компрессора с закрытыми вентилями системы также повышается.



Рисунок– 3.3.21 Конструктивные и физические модели компрессора: а) схема выделения паров хладагента из масла при разрушенном всасывающем клапане (1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан; 3 – жидкий хладагент; 4 – масло); б) продолжительность частичного повышения давления после остановки компрессора (1 – при исправном клапане на линии всасывания; 2 – за счет выделения паров хладагента из масла при разрушенном клапане)

Кроме разрушения всасывающего клапана повышение давления в испарителе возможно в результате поломки нагнетательного клапана. Отказ нагнетательного клапана способствует повторному попаданию и сжатию горячего пара хладагента в цилиндр компрессора (рис. 3.3.22). Результатом повторного сжатия паров является нагрев крышки блока цилиндров до 90–140°C. В случае разрушения нагнетательного клапана после остановки компрессора давление всасывания повышается за счет выделения паров хладагента из масла, находящегося в картере компрессора, а затем за счет проникновения паров хладагента под поршень через зазоры в поршневых кольцах (рис. 3.3.22в).

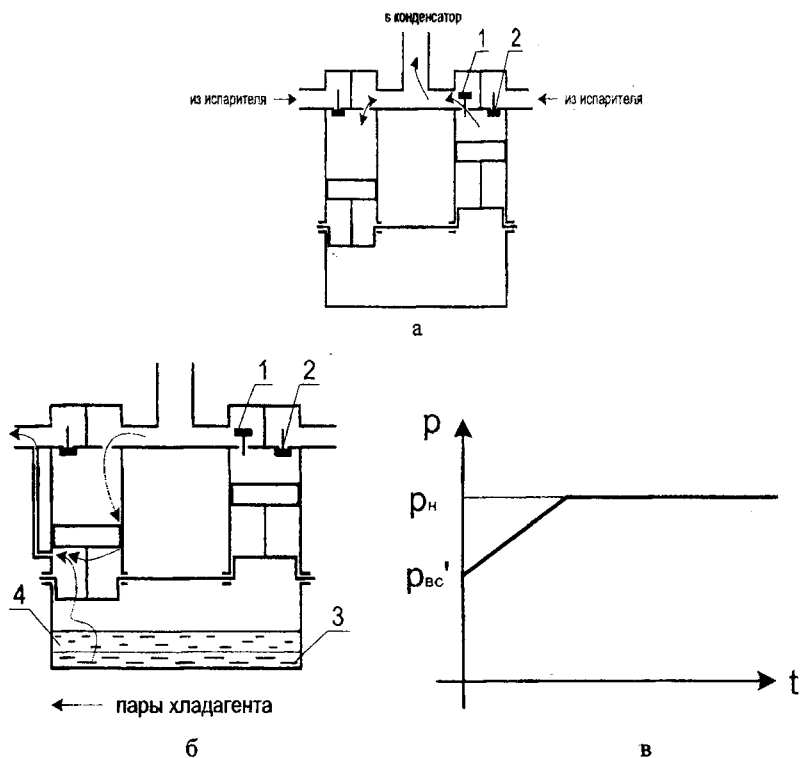


Рисунок- 3.3.22 Поток движения при разрушении нагнетательного клапана: а) хладагента (1 – всасывающий клапан; 2 – нагнетательный клапан; 3 – жидкий хладагент; 4 – масло); б) масла; в) изменение давления в испарителе после остановки компрессора

Внешним проявлением износа компрессора является нагрев корпуса и возникновение характерных стуков. Это может являться также следствием нарушением параллельности (более 0,02 мм на 100 мм длины шеек) шатунных шеек коренным шейкам, расшатывающей шатун на коленчатом валу, а за ним и всю шатунно-поршневую группу (рис. 3.3.23а), износа цилиндра и поршня (рис. 3.3.23б), подшипников и цапфы коленчатого вала (рис. 3.3.23в).

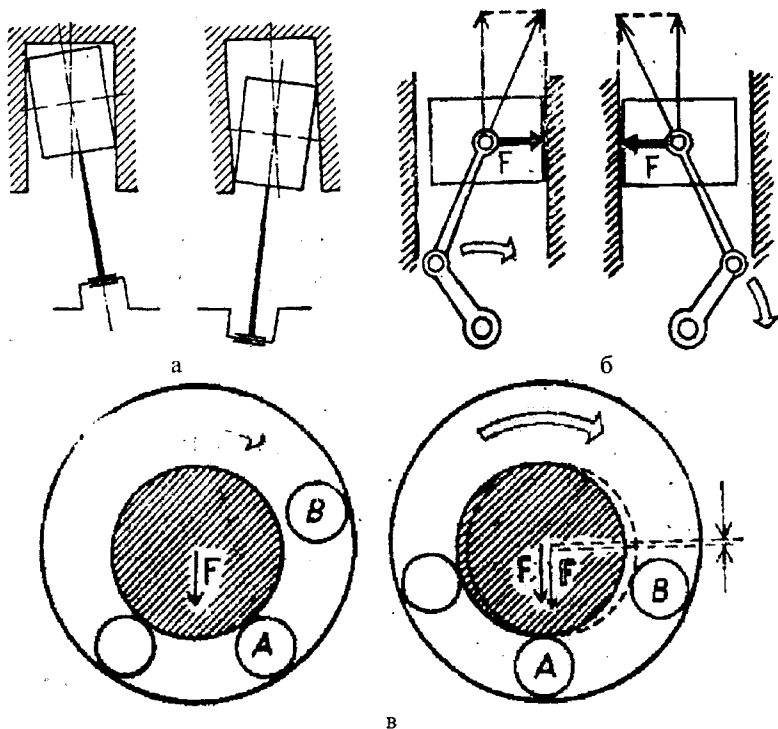
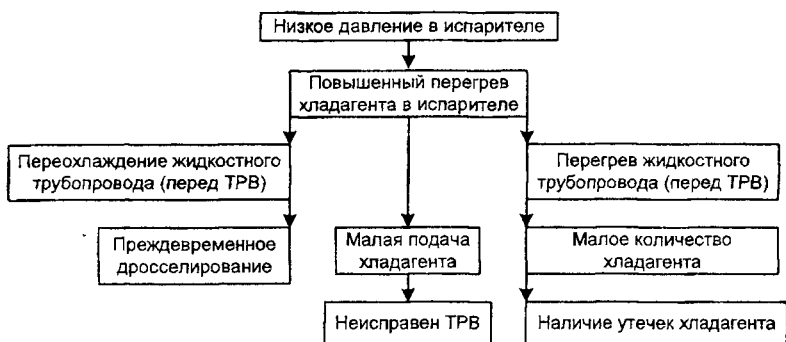


Рисунок- 3.3.23 Схема взаимодействия элементов компрессора:
а) вал-шатун; б) поршень-гильза; в) вал-подшипник

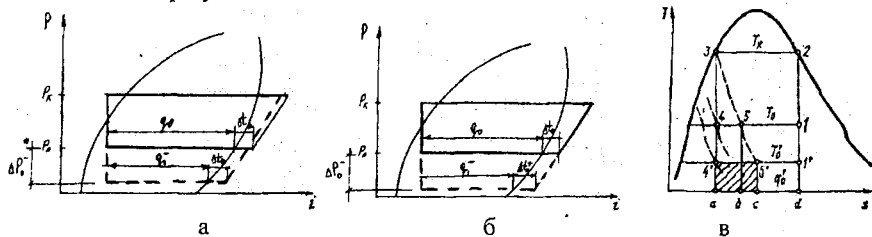
Другой наиболее вероятной причиной высокого давления в испарителе является подача в него большого количества хладагента. Это происходит в результате заклинивания или выработки клапана терморегулирующего вентиля. Возможен вариант впуска большого количества хладагента даже полностью исправным терморегулирующим вентилям. Это происходит в случае плохого контакта всасывающего трубопровода и термобаллона. В результате воздействия окружающего воздуха температура хладагента в термобаллоне повышается. Термобаллон «сообщает» терморегулирующему вентилю о большом перегреве хладагента в испарителе. Терморегулирующий вентиль увеличивает подачу хладагента. Внешним признаком большой подачи хладагента в испаритель является обмерзание всасывающего трубопровода после теплообменника. Включенный компрессор работает влажным ходом, сопровождаемый характерным шумом.

Вторым характерным случаем изменения нормального режима работы холодильной установки, фиксируемым манометром, является низкое давление в испарителе. Одним из основных признаков этого явления отмечается повышенный перегрев газообразного хладагента в испарителе (рис. 3.3.24). При этом увеличивается время охлаждения.



Рисунок– 3.3.24 Признаки низкого давления в испарителе

О причинах снижения давления в испарителе можно судить по температуре жидкого хладагента после теплообменника (перед терморегулирующим вентилем). Если в системе мало хладагента, то в теплообменнике будет слабый теплообмен, и жидкий хладагент станет охлаждаться слабо. Если количество хладагента в системе и переохлаждение его в теплообменнике в норме, то наиболее вероятной причиной перегрева хладагента в испарителе является малая подача хладагента терморегулирующим вентилем (рис. 3.3.25а). Это происходит вследствие неправильной настройки (производительность терморегулирующего вентиля должна быть равна или на 20–30% больше производительности компрессора) или частичной закупорки терморегулирующего вентиля обуславливаемая замерзанием в системе свободной влаги. Замерзание свободной влаги, циркулирующей с хладагентом и маслом, в клапане терморегулирующего вентиля прерывает подачу хладагента в испаритель. Аналогичный отказ вызывает утечка хладагента из термобаллона. Отказ термосистемы закрывает клапан терморегулирующего вентиля. Проверить терморегулирующий вентиль на целостность термосистемы можно продувкой воздуха через снятый терморегулирующий вентиль. В случае отсутствия хладагента в термосистеме клапан будет закрыт и воздух не продувается. Слишком слабый испаритель вызывает аномальное снижение давления кипения (рис.3.3.25б). При понижении температуры кипения дроссельные потери увеличиваются.



Рисунок– 3.3.25 Термодинамические признаки низкого давления в испарителе:

- а) низкая пропускная способность терморегулирующего вентиля; б) слишком слабый испаритель;
- в) влияние разности температур конденсации и кипения хладагента на дроссельные потери

Третье возможное состояние хладагента после теплообменника характеризуется его переохлаждением. Это возможно вследствие сужения сечения жидкостного трубопровода или закупорки фильтра. В результате снижается подача хладагента в испаритель, и давление всасывания становится ниже нормы. Деформация трубопровода происходит в том случае, когда его сильно изгибают, в результате чего образуется сплюснутый участок. Если сопротивление имеет место в жидкостном трубопроводе, то в месте смятия создается разность температур в результате дросселирования хладагента. Когда трубопровод деформирован в значительной степени, то на участке после места смятия образуется конденсат или слой инея (рис. 3.3.26а). Все терморегулирующие вентили оснащены фильтрами, а всасывающие трубопроводы – фильтрами-осушителями. Засоренный фильтр уменьшает подачу хладагента, и его циркуляция в системе может полностью прекратиться (рис. 3.3.26б) [71].

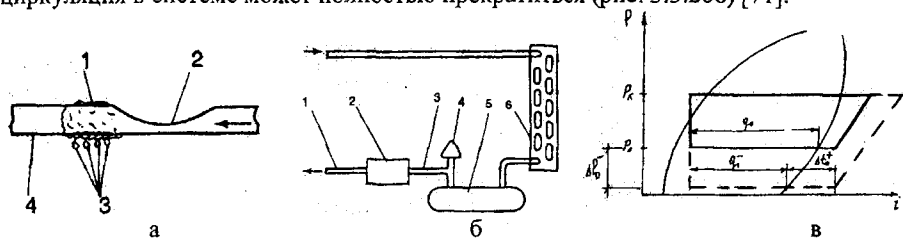


Рисунок- 3.3.26 Признаки преждевременного дросселирования:

- а) смятие трубопровода (1 – конденсат; 2 – место смятия; 3 – капли воды; 4 – трубопровод);
 б) закупорка осушителя (1 – холодный трубопровод; 2 – осушитель; 3 – теплый трубопровод;
 4 – вентиль; 5 – ресивер; 6 – конденсатор); в) – термодинамические признаки

Преждевременное дросселирование хладагента в жидкостной магистрали может быть вызвано большим количеством дефектов, дающих одни и те же симптомы. Наиболее часто встречающиеся дефекты – это засорение фильтра-осушителя, частичное закрытие выходного вентиля жидкостного ресивера, нарушение работы электромагнитного клапана на жидкостной магистрали, неправильно подобраны отдельные элементы холодильного контура, устанавливаемые на жидкостной линии, слишком малый диаметр проходного сечения жидкостной магистрали, жидкостная магистраль проходит через сильно нагретый участок (рис.3.3.27).

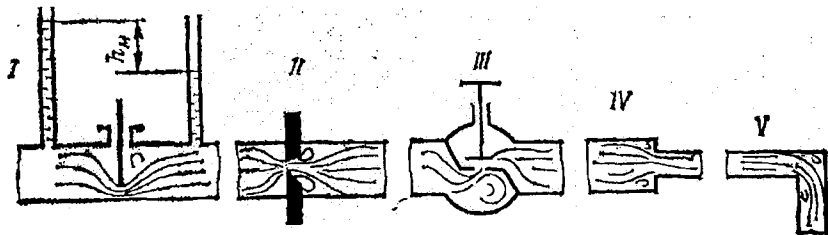


Рисунок-3.3.27 Схемы местных гидравлических сопротивлений:

- I – задвижка; II – диафрагма; III – вентиль; IV – внезапное сужение; V – колено

Преждевременное дросселирование в фильтре-осушителе вызывают накопления на фильтре загрязнений (частицы влагопоглощающего материала, различные частицы, окалина, припой или остатки флюса, грязь). Этот дефект указывает на то, что холодильный контур очень загрязнен (и, следовательно, на многочисленные оплошности, допущенные обслуживающим персоналом, особенно при монтаже или непрерывных ремонтах).

Поэтому ремонтник не должен ограничиваться только заменой влагоотделителя, но обязан также провести проверку содержания кислоты в масле компрессора. В случае, если проверка показывает наличие кислоты, он должен принять все необходимые меры для очистки контура, при отсутствии которой компрессор (герметичный или полугерметичный) подвергается опасности выхода из строя. Выходной вентиль жидкостного ресивера, расположенный на выходе из него, должен быть полностью открыт таким образом, чтобы обеспечить минимально возможное сопротивление движению жидкости (и, следовательно, минимально возможные потери давления в нем).

Дополнительно к общим признакам, изученным выше, если вентиль случайно оказался частично перекрытым (как правило, вследствие ошибочного движения или по забывчивости), между входом жидкости в ресивер и выходом из вентиля наблюдается перепад температур. Электромагнитный клапан, устанавливаемый на жидкостной магистрали и срабатывающий по команде автоматически, предназначен для ограничения или исключения в случае необходимости преждевременного перетекания жидкости в корпус компрессора при каждой остановке холодильного агрегата, герметично перекрывая жидкостную линию.

Если электромагнитный клапан открывается плохо (заедает сердечник, в результате чего он блокируется или плохо скользит, проходное сечение забито посторонними частицами, периодически нарушается электрическая цепь обмотки клапана, не полностью втягивается шток клапана), то потери давления на клапане резко возрастут. В этот момент клапан начинает работать как маленький терморегулирующий вентиль, вызывая преждевременное дросселирование хладагента. Различные элементы холодильного контура, устанавливаемые на жидкостной магистрали (фильтр-осушитель, ручные вентили, переохладитель, смотровое стекло, электромагнитный клапан), должны быть подобраны таким образом, чтобы потери давления в них были минимально возможными.

Дополнительные потери давления в жидкостной магистрали, вызванные ошибками при выборе этих деталей (недостаточная пропускная способность) или их некачественным монтажом (например, несоответствие направления, указанного на корпусе детали, направлению течения жидкости), могут оказаться достаточными, чтобы вызвать преждевременное дросселирование, которое легко обнаруживается появлением аномального перепада температур между входом и выходом ошибочно установленного элемента. В этом случае необходимо обеспечить соответствие монтажа этого элемента конструкторской документации, удостовериться в его нормальной работе, а при необходимости подобрать элемент нужных размеров.

Прокладка жидкостной магистрали через сильно нагретый участок может иметь место в установках с конденсатором воздушного охлаждения, когда жидкостная магистраль связывает конденсатор, расположенный снаружи, с испарителем, распо-

женным внутри охлаждаемого помещения или холодильной камеры. В этом случае часть жидкостной магистрали находится вне помещения и может сильно нагреваться либо в результате солнечного излучения (температура на солнце может легко превысить 50°C), либо проходя вблизи какого-нибудь источника тепла (обогреватели, технические устройства). Этот подогрев жидкостной магистрали в результате контакта с окружающим воздухом может вызвать довольно значительное повышение температуры жидкости и, следовательно, снижение переохлаждения, серьезно повысив тем самым опасность преждевременного дросселирования. В этом случае жидкостную магистраль следует теплоизолировать на всех участках установки, где в то или иное время года температура окружающей среды может становиться чересчур высокой.

Итак, причины изменения давления в испарителе изучены. Перейдем к рассмотрению причин отклонения давления в конденсаторе. Низкое давление в конденсаторе (рис. 3.3.28) является следствием циркуляции слишком холодного воздуха через него. Это ухудшает экономичность работы холодильной установки, создавая малую разность давлений в терморегулирующем вентиле. Высокое давление в конденсаторе (рис. 3.3.28) является следствием избытка хладагента в системе и наличия неконденсирующихся газов в системе, загрязнения конденсатора или неверной комплектации ремней вентилятора, заморозки большого количества льда на испарителе. Аномально высокие давления нагнетания и кипения – признаки недостаточной производительности компрессора. Избыток хладагента в холодильном контуре, а также присутствие неконденсирующихся газов в системе повышает давление нагнетания. Газы не конденсируются в холодильной системе при нормальном давлении и занимают в конденсаторе объем, необходимый для хладагента. Неконденсирующиеся газы не только понижают холодопроизводительность машины, но и вредны для холодильной системы.

Отсутствие надлежащего обдува конденсатора замедляет охлаждение хладагента. При высокой температуре жидкого хладагента производительность холодильного агрегата снижается. Это происходит при загрязнении конденсатора, растяжении ремня вентилятора. Загрязнение конденсаторов воздушного охлаждения, снижающее теплообмен, вызывается чрезмерной запыленностью и загрязненностью воздуха. Даже легкое загрязнение конденсатора может снизить его мощность на 10–30% только по причине падения коэффициента теплообмена без какого-либо заметного влияния на расход воздуха. Неисправность типа «слишком слабый конденсатор» выявляется относительно просто: это единственная неисправность при которой одновременно растет давление конденсации и ухудшается переохлаждение. Поскольку ребрение конденсатора сильно загрязнено, теплообмен между хладагентом и воздухом, продуваемым через конденсатор, снижается. Снижение интенсивности теплообмена уменьшает мощности конденсатора и ухудшает охлаждение паров хладагента. В результате температура конденсации повышается. Из-за повышения температуры конденсации манометр высокого давления показывает аномальный рост давления конденсации.

Следовательно, полный температурный перепад между температурой наружного воздуха и температурой конденсации становится значительным. Ввиду ухудшения теплообмена между хладагентом и воздухом из-за загрязнения ребер, наружный

воздух проходя через конденсатор, нагревается слабо, его температура на выходе из конденсатора падает, что приводит к снижению перепада температуры воздуха. Недостаток мощности конденсатора обуславливает плохую конденсацию паров. Это означает, что переохлаждение жидкости, измеренное на выходе из конденсатора, будет сильно уменьшаться (в предельных случаях можно даже наблюдать прохождение паровых пузырей в смотровом стекле, хотя заправка хладагента абсолютно нормальная).

На практике довольно сложно правильно измерить температуру воздушной струи на выходе из конденсатора, и ремонтник в большинстве случаев может состояние чистоты оребрения определить лишь визуально. Однако указанные соображения относительно перепада температур могут сослужить огромную службу в случае, если установка оборудована конденсатором с водяным охлаждением, поскольку они позволяют абсолютно уверенно определить, имеется ли недостаток расхода воды или водяной тракт покрыт отложениями или накипью.

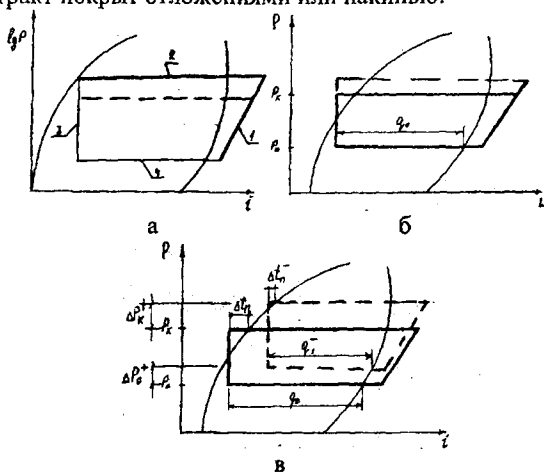


Рисунок- 3.3.28 Термодинамические признаки конденсатора:

а) низкое давление (слишком холодный воздух или вода циркулируют через конденсатор); б) высокое давление (признак загрязнения или слишком слабого конденсатора, избыток хладагента или наличие воздуха в системе, выход из строя вентилятора); в) высокое давление в конденсаторе сочетается с низким давлением в испарителе (наморозка слишком большого количества льда на испарителе)

Если циркуляция воздуха через конденсатор обеспечивается при помощи осевого вентилятора, его расположение относительно конденсатора должно строго соответствовать геометрическому центру последнего, чтобы поддерживать расход воздуха и характеристики вентилятора на уровне номинальных значений (рис. 3.3.29а). При монтаже или ремонте вентилятора возможна ситуация, когда он окажется смещенным от центральной оси конденсатора в горизонтальном или вертикальном направлении. В результате такого монтажа значительная часть поверхности теплообмена конденсатора будет находиться вне основного потока продуваемого через него

воздуха (например, когда приводной ремень слишком длинный или слишком короткий).

В ряде случаев монтажники ошибочно считают, что увеличить холодопроизводительность установки можно искусственным повышением давления конденсации. Для этого часть поверхности конденсатора воздушного охлаждения закрывают, уменьшая приток воздуха. Уменьшение теплопередающей поверхности вызывает лишь отрицательные последствия. Давление и температура в нагнетательной линии повышаются, увеличивая количество балластного пара, образующегося в терморегулирующем вентиле, и ухудшается наполнение компрессора. Снижение реальной поверхности теплообмена конденсатора может вызвать недостаток мощности, не позволяющей обеспечить нормальную конденсацию. Другая проблема может возникнуть, если винт вентилятора снабжен кольцевым выступом, предназначенным для управления потоком воздуха с целью повышения коэффициента полезного действия вентилятора, а, следовательно, и расхода воздуха.

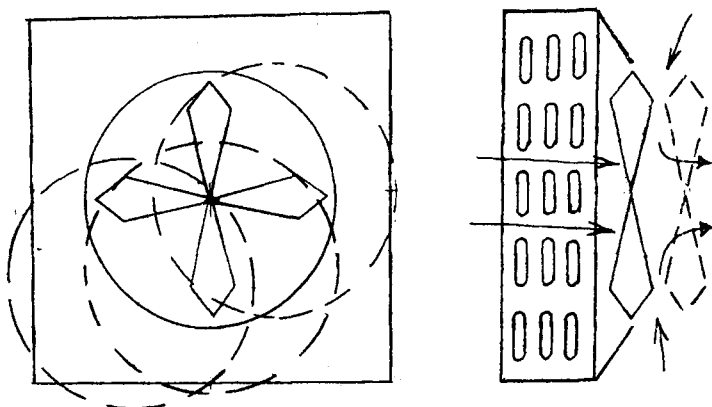
Если при монтаже (или после ремонта) винт не установлен строго на первоначальное место по отношению к ободу, то значительная часть воздуха, всасываемого вентилятором, может проходить через него, минуя конденсатор (рис. 3.3.29б). Такой неверный монтаж винта также может вызвать заметное снижение расхода воздуха через конденсатор и, следовательно, стать причиной аномального роста давления конденсации. Поэтому при разборке агрегатов, особенно незнакомых, монтажник всегда должен перед разборкой пометить взаимное расположение их деталей (и без колебаний эти пометки нанести на схемы). Такая элементарная предосторожность часто может уберечь от ошибок при сборке этих агрегатов, какого бы типа они ни были.

Очистку конденсатора от загрязнений производят следующим образом. Рубильником или автоматом АП-50 отключают агрегат, снимают с рамы электродвигатель, диффузор (у конденсаторов воздушного охлаждения) и прочищают конденсатор от пыли волосяной щеткой, затем промывают теплой водой (не выше 50°C). Если ребра конденсатора забиты липкой грязью, то применяют 3–5%-ный теплый раствор кальцинированной соды.

Для промывки используют приспособление, которое (рис. 3.3.29в) состоит из резервуара (типа огнетушителя) с автомобильным насосом, соединенным с резервуаром кислородным шлангом с обратным клапаном.

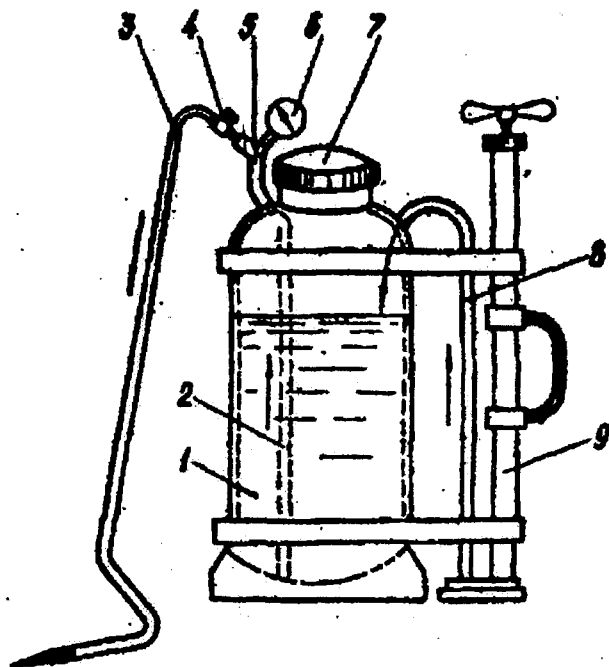
В резервуар заливают 6–7 литров горячей воды или раствора, насосом создают избыточное давление $(2-3) \cdot 10^5$ Па и, открывая кран на шланге с наконечником, промывают ребра конденсатора. Затем оставшуюся на поверхности конденсатора воду удаляют сжатым воздухом из того же приспособления.

Водяной камень в кожухотрубных конденсаторах удаляют (при необходимости) стальными ершами или шарожками с гибким валом, применяют также химическую очистку технической соляной кислотой (30%-ной концентрации), разбавляя ее равным объемом воды и добавляя на 1 литр раствора 50 граммов твердого уротропина, чтобы кислота не действовала на металл. Раствор при помощи специального насоса циркулирует через конденсатор. Остатки камня удаляют механическим способом, после чего конденсатор промывают водой.



а

б



в

Рисунок- 3.3.29 Монтажное обслуживание конденсаторов воздушного охлаждения
 а) центральное расположение вентилятора; б) осевое расположение; в) приспособление для промывки (1 - резервуар; 2 - внутренняя трубка; 3 - шланг с наконечником; 4 - кран; 5 - тройник; 6 - манометр; 7 - горловина с крышкой; 8 - кислородный шланг; 9 - автомобильный насос)

4 МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

4.1 Условия использования и методы оценки показателей надежности доильного и холодильного оборудования

В отличие от характера работы машин в растениеводстве доильное и холодильное оборудование работает круглый год, а поэтому условия и характер их работы больше соответствуют промышленному оборудованию. Временный отказ этих установок в животноводстве нарушает весь режим производственной линии, а это влияет на физиологические функции животных, изменение которых приводит к снижению продуктивности.

Указанное оборудование работает внутри помещений и подвергается воздействию агрессивной среды, отличающейся повышенным содержанием аммиака, углекислого газа и влаги. Поэтому одним из важнейших условий безотказной и эффективной работы доильного и холодильного оборудования является высокий уровень его технической надежности.

Надежность оборудования в общем виде является функцией трех случайных параметров: технического состояния машин, эксплуатационных условий и уровня организации обслуживания. Техническая надежность характеризуется прочностными свойствами, износо- и коррозионной стойкостью элементов машин. Эксплуатационные условия существенно усиливают дисперсию долговечности. К ним относится широкий спектр воздействий, объединяющихся в две группы: окружающая среда и нагрузочный режим.

Уровень организации обслуживания и режимов использования оборудования оказывает на интенсивность отказов не меньшее влияние, чем прочностные свойства материалов и эксплуатационные факторы. Надежность оборудования имеет два аспекта – технический и организационный. Первый является результатом уровня технического прогресса в машиностроительном производстве и определяется теми показателями надежности, которые заложены в оборудование в процессе конструирования и изготовления. Второй аспект проявляется в сфере эксплуатации и характеризуется такими методами и средствами, которыми обеспечивается безотказность, долговечность и эффективность использования оборудования.

В теории надежности отказом считается событие, заключающееся в нарушении работоспособности установки – состояния, при котором она способна выполнять заданные функции, сохраняя значения основных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией. Применительно к доильным установкам такая трактовка отказа является относительной, что вытекает из произвольности толкования границ их работоспособности.

Безотказность доильной установки зависит, с одной стороны, от вида функции внешних возмущений (вакуумного режима, колебаний температуры, влажностного и газового режимов, освещенности, шумового фона, условий доения). Кривые молокоотдачи коров определяют, например, внешние факторы.

Передержка, например, доильного аппарата на вымени коровы вызывает холодное доение и, как следствие, ускоряет потерю ее продуктивности и выбраковку коровы. При сильном резком крике и ударе коровы, находящейся в соседнем ряду, у

исследуемого животного в результате испуга молокоотдача практически полностью прекращается (рис. 4.1.1а). Привычная и спокойная обстановка доения позволяет корове быстро повышать молокоотдачу до максимального значения (рис. 4.1.1б) и снижать ее до минимального значения.

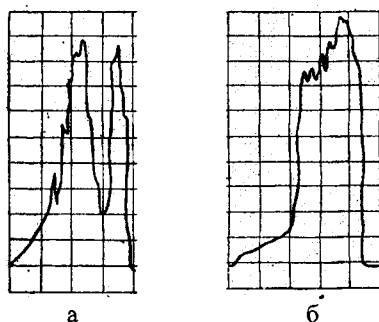


Рисунок- 4.1.1 Кривая молокоотдачи коровы при нарушении нормальных условий доения (а) и нормальных условиях доения (б)

Следует учитывать, что потери молока могут быть вызваны также и нарушением технологии машинного доения (табл. 4.1.1).

Таблица 4.1.1

Потери молока при нарушении технологии машинного доения

Вид нарушения технологии машинного доения	Реакция животного и последствия
Подготовка вымени менее 40 и более 60 секунд	Задержка рефлекса молокоотдачи. Потери продуктивности 3–5%
Подмывание вымени холодной водой	Торможение рефлекса молокоотдачи. Потери продуктивности 3–5%
Комплектация установок различными доильными аппаратами, а аппаратов различными узлами (разномарочность)	Потери продуктивности до 4%
Отключение электроэнергии, нарушение распорядка дня, раздой коров, переход на ручное доение	Потери продуктивности 4–10%
Передержка аппаратов на вымени больше продолжительности рефлекса молокоотдачи (4,5...6 минут) и после прекращения потока молока	Потеря 2–3% молока
Не проводится подмывание вымени и массаж	Потеря 5% молока

С другой стороны, безотказность доильной установки зависит от технического состояния ее составных частей, функциональных параметров и пределов их изменения. Это позволяет общий поток ее отказов представить тремя потоками частичных, параметрических и длительных (этим отказам соответствуют индексы χ , n , d) отказов (рис. 4.1.2). На рисунке приняты обозначения: t_{011} , t_{a11} и т.д. – интервалы времени между отказами и времени восстановления составных частей оборудования; t_{01} , t_{a1} интервалы времени между отказами и времени восстановления линий. Из приве-

денной модели функционирования доильной установки видно, что поток частичных отказов формируется за счет всех отказов составных частей вне зависимости от того, приводят ли эти отказы к изменению параметров доения. В момент появления параметрического отказа происходит и частичный отказ, а в момент длительного – как частичный, так и параметрический. Потоки частичных и длительных отказов отличаются от потока параметрических отказов: частичные и длительные отказы являются функцией надежности элементов оборудования, параметрические отказы – функцией режимов работы, параметров доения и надежности [76].

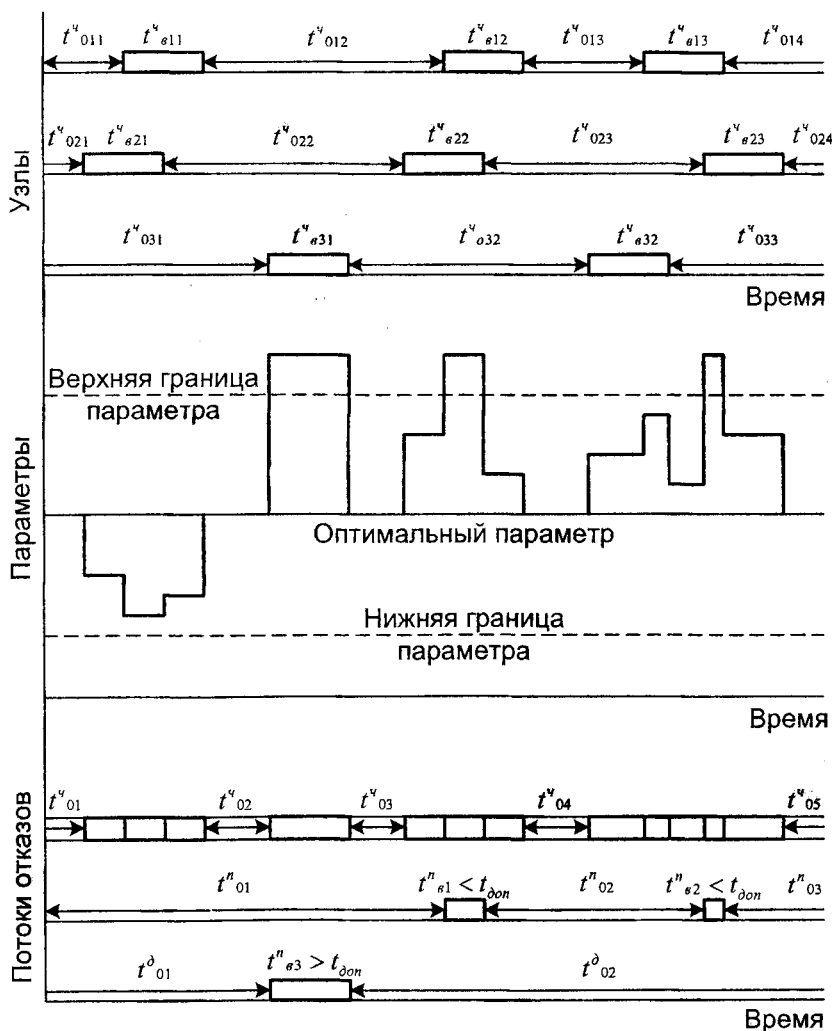


Рисунок- 4.1.2 Модель отказов доильной установки

Работа доильного и холодильного оборудования сопровождается случайным потоком отказов. Для последующего использования отказавшего узла необходимо восстановить его утраченную работоспособность. Следовательно, если потребность в ремонте возникает после случайного потока отказов, то и поток восстановительных работ будет случайным.

Такой характер восстановления может быть приемлемым для производства только тогда, когда последствия не создают аварийной ситуации и не вызывают существенных экономических потерь. Однако работа доильного и холодильного оборудования должна планироваться, а не носить случайный характер. Поэтому нужны специальные мероприятия, направленные на то, чтобы поток восстановительных работ не являлся следствием случайного потока отказов и определялся, например, по потенциальной возможности отказа, а не из условия его обязательного возникновения (рис.4.1.3).

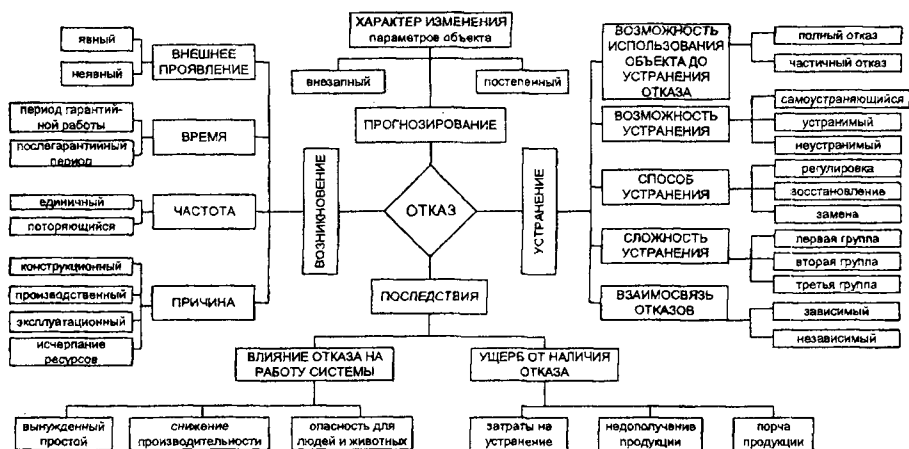


Рисунок- 4.1.3 Диагностические критерии отказов доильной установки

В среднем всего лишь около 400 часов функционируют доильные установки от одной поломки до другой. Борьба с частыми отказами и длительными простоями оборудования – одна из важнейших проблем молочного животноводства. Она усугубляется внезапностью этих событий. Величины, количественно оценивающие безотказность и ремонтпригодность, долговечность и сохраняемость доильной установки, называют показателями надежности. Основные направления использования показателей надежности оборудования представлены на рисунке 4.1.4. Распространенным показателем безотказности является вероятность безотказной работы. Этот показатель характеризует вероятность возникновения отказа в заданном интервале времени или наработки. Основным достоинством наработки до отказа как характеристики безотказности является простота его вычисления из экспериментальных данных об отказе узлов доильной установки до первого отказа. С этой же целью применяют и такой показатель как интенсивность отказов.

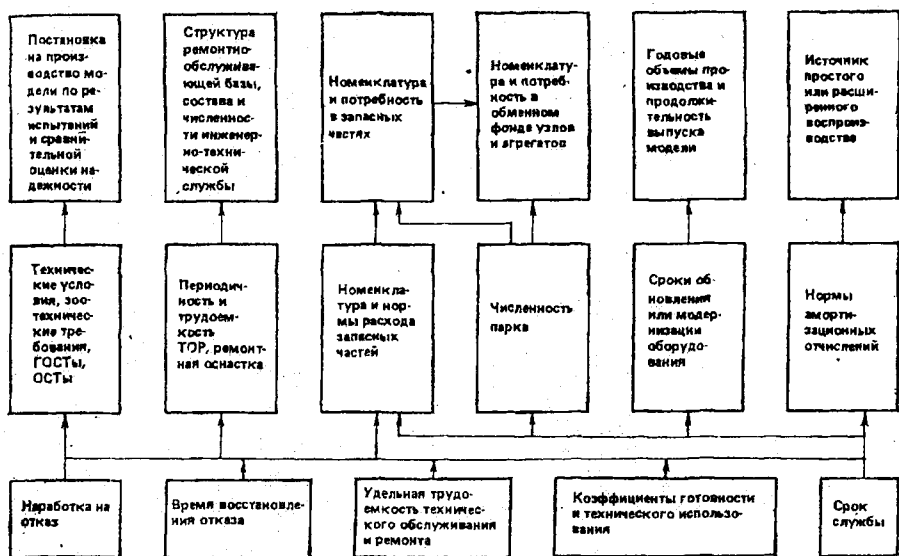


Рисунок- 4.1.4 Применяемость номенклатуры показателей надежности установок

Практически интенсивность отказов определяется отношением числа отказавших машин в единицу времени к среднему числу машин, продолжающих работать. Среднее время безотказной работы до первого отказа восстанавливаемого оборудования, работающее в режиме замены отказавших элементов, отличается от среднего времени между первым и вторым; вторым и третьим отказами. Поэтому надежность оборудования такой системы оценивают, в отличие от наработки до отказа, так называемой наработкой на отказ и параметром потока отказов, характеризующим плотность распределения отказа по времени. Интенсивность и параметр потока отказов, характеризуют парк доильных установок. При этом выделяют три периода – приработочных, внезапных и износных отказов (рис. 4.1.5).

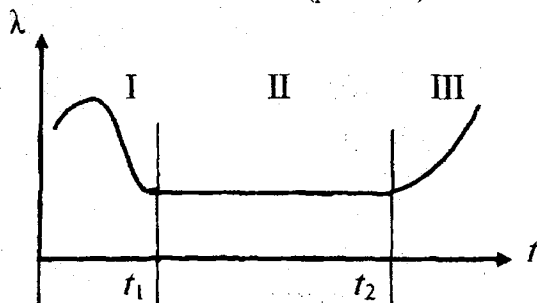


Рисунок- 4.1.5 Кривая изменения интенсивности отказов во времени: I – период приработки; II – период нормальной работы; III – зона интенсивного износа

Кроме среднего времени технического обслуживания доильной установки, ремонтпригодность ее оценивается средним временем восстановления, средней удельной трудоемкостью технического обслуживания и текущего ремонта и вероятностью восстановления работоспособности в заданное время. Продолжительность устранения отказов доильных установок не должна превышать предельно допустимых перерывов в работе, которые для системы машин доения и первичной обработки молока составляют 3 часа. Учитывая условия работы и характер выполняемых функций, для доильного и холодильного оборудования можно определить некоторое допустимое время простоя. Тогда под длительным отказом оборудования будем понимать отказ, время устранения которого больше, чем допустимое время простоя. Так как для технологических линий доения опасен как факт прекращения функционирования отдельного оборудования, входящего в состав, так и его длительность, то приходится оценивать надежность с учетом характеристик безотказности и ремонтпригодности. Взаимосвязь безотказности и ремонтпригодности оборудования технологических линий доения коров проявляется в понятии комплексного показателя надежности – коэффициенте готовности и соответствующих уравнениях, раскрывающих его физический смысл. Коэффициент готовности доильных установок в условиях эксплуатации определяется по формуле

$$K_r = 1 - \frac{n(t)}{N}, \quad (4.1.1)$$

где N – число обследованных установок; $n(t)$ – число неработоспособных установок.

Учитывая, что $\frac{1}{\mu} = T_b$, $\frac{1}{\lambda} = T_0$, после преобразований получим формулу, связывающую важнейшие характеристики – среднее время восстановления и среднюю наработку на отказ, количество обследуемых и неработоспособных машин.

$$T_* = \frac{T_0}{\frac{N}{n(t)} - 1} \quad (4.1.2)$$

Зная t_b и T_0 , можно по данным статистического анализа (рис. 4.1.6а) оценивать уровень эксплуатации доильных установок – соответствие прогнозируемого и фактического количества неработоспособных машин. Например, при нормативной наработке на отказ 200 часов и допустимом времени восстановления отказа 10 часов в парке из 150 единиц в любой момент эксплуатации должно быть не более 8 единиц неработоспособного оборудования. Превышение этого числа свидетельствует об увеличении частоты отказов и времени восстановления. Данными для определения вероятного (прогнозируемого) количества неработоспособных машин должны являться показатели надежности, полученные в условиях нормальной эксплуатации, или заданные нормативы. Определение числа диагностируемых отказов проводится по номограмме (рис. 4.1.6б). В общем случае объем выборки определяется доверительной вероятностью α , относительной ошибкой δ , коэффициентом вариации $v(t)$, видом функции распределения случайной величины, характеризуемой показателем b . Значение доверительной вероятности устанавливается исходя из назначения узла или детали. Для ответственных элементов, устранение отказа которых сопровождается большими издержками, доверительная вероятность устанавливается в пределах 0,95. Для менее ответственных элементов, доверительная вероятность может быть

взята в пределах 0,60–0,65, а для малоответственных – 0,30–0,60. Значение относительной ошибки выбирается в пределах 0,05–0,25. При этом следует учитывать, что уменьшение относительной ошибки вызывает увеличение числа диагностируемых установок. Предварительное определение закона распределения можно производить по значению коэффициента вариации. Для нормального закона распределения коэффициент вариации меньше 0,33, распределения Релея – 0,52, экспоненциального распределения – 1,0. Если значение коэффициента вариации принимается большим 0,33, то выбирается в общем случае распределение Вейбулла. Значения коэффициента вариации $0 < v(t) < 1$ характерны для законов распределения постепенных отказов элементов, подверженных старению, а область изменения $1 < v(t) < 1,5$ охватывает законы распределения наработок изделий в период приработки.

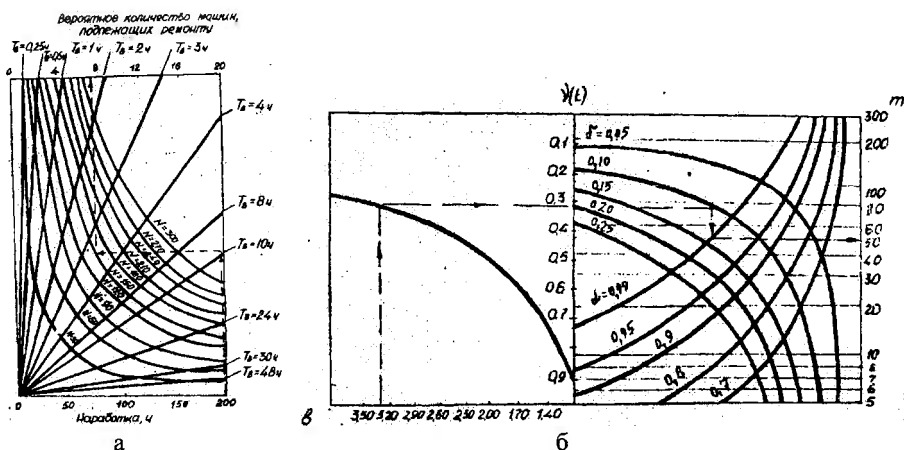


Рисунок – 4.1.6. Номограммы:

а) количества неработоспособных установок; б) диагностируемой выборки

4.2 Обоснование периодичности технических обслуживаний оборудования

Доильное и холодильное оборудование является упорядоченной структурой взаимодействующих элементов. Их взаимодействие измеряется структурными параметрами (линейными, электрическими, химическими). В процессе эксплуатации эти параметры изменяют свои значения. Возможность прямого измерения структурных параметров доильной установки без ее частичной разборки ограничена. Поэтому определение технического состояния установок упрощают диагностические параметры. Это косвенные величины, связанные со структурными параметрами и несущие недостаточную информацию о техническом состоянии доильной установки. Доильные и холодильные установки можно представить в виде произвольно соединенных элементов, каждый из которых может находиться в исправном или неисправном состоянии. Структуру доильной (S_D) и холодильной (S_C) установок можно представить в виде графа (рис. 4.2.1–4.2.2), а ее техническое состояние укрупнено в виде состояний комплектующих элементов.

$$\begin{cases} S_{dy} = F(S_{da}, S_{nac}, S_{ue}) \\ S_{da} = f(S_n, S_k, S_{sh}, S_{dc}, S_{cp}, S_{kc}) \\ S_{nac} = f(S_T, S_{cp}, S_{sp}, S_{mn}, S_{msh}, S_{\phi}, S_{no}) \\ S_{ue} = f(S_{en}, S_{zd}, S_{en}) \end{cases} \quad (4.2.1)$$

$$\begin{cases} S_x = F(S_{TPB}, S_{end}, S_{ud}) \\ S_{TPB} = f(S_m, S_k, S_c, S_{m\phi}, S_{knt}, S_m) \\ S_{end} = f(S_{mp}, S_a, S_{конд}, S_{\phi}, S_{рес}, S_{теп}, S_{исп}, S_{pvd}, S_{pнд}) \end{cases} \quad (4.2.2)$$

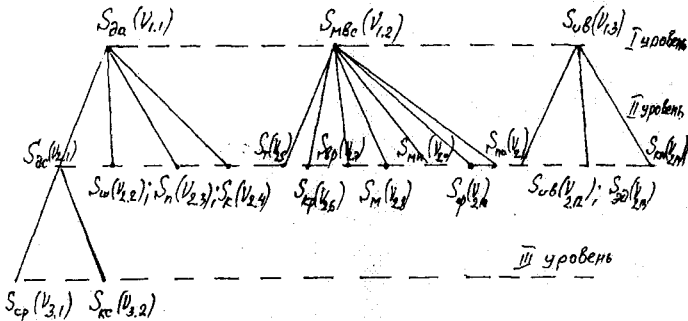


Рисунок- 4.2.1 Граф-модель проведения диагностирования доильной установки:
 S_{da} - доильный аппарат; S_n - пульсатор; S_k - коллектор; S_{sh} - шланги; S_{dc} - доильный стакан; S_{cp} - сосковая резина; S_{kc} - корпус стакана; S_{nac} - молоковакуумная система; S_T - трубопроводы; S_{cp} - молочные и вакуумные краны; S_{sp} - вакуумный регулятор; S_{mn} - молокоприемник; S_{msh} - молочный насос; S_{ϕ} - фильтр; S_{no} - пластинчатый охладитель; S_{ud} - источник вакуума; S_{en} - вакуумный насос; S_{zd} - электродвигатель; S_{en} - клиноременная передача

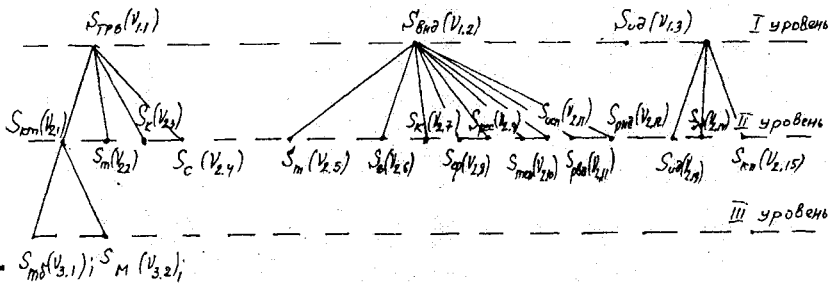


Рисунок- 4.2.2 Граф-модель проведения диагностирования холодильной установки:
 S_{TPB} - термовентиль; S_m - толкатели; S_k - клапана; S_c - сальники; $S_{m\phi}$ - термобаллон; S_{knt} - капиллярная трубка; S_m - мембрана; S_{end} - холодильный контур; S_{mp} - трубопроводы; S_a - вентили; $S_{конд}$ - конденсатор; S_{ϕ} - фильтр; $S_{рес}$ - ресивер; $S_{теп}$ - теплообменник; $S_{исп}$ - испаритель; S_{pvd} - реле высокого давления; $S_{pнд}$ - реле низкого давления; S_{ud} - источник давления; $S_{ком}$ - компрессор; S_{zd} - электродвигателя; S_{en} - клиноременная передача

Таким образом, доильная и холодильная установки представляются как трехуровневые системы, для диагностики которых могут иметь место следующие алгоритмы: поиск оптимальной последовательности проверки элементов $v_{3,1}, v_{3,2}$ и $v_{2,2} \dots v_{2,10}$; поиски оптимальной последовательности проверок 1-го уровня с последующим уточнением по элементам узла; комбинированный поиск элемента нижних уровней. Параметры рабочих (например, величина вакуума и его колебания, частота пульсаций пульсатора и температура охлаждения молока) и сопутствующих (нагрев, шум, вибрация) процессов дают соответственно обобщенную и узкую информацию состояния ее механизмов, являющуюся основой поэлементной диагностики. Геометрические параметры, определяющие отдельные элементарные связи между деталями механизма (зазоры, свободный ход), дают ограниченную, но конкретную информацию технического состояния элемента. Техническое состояние механизма проясняют прямые и обратные связи между структурными и диагностическими параметрами. Эти связи могут быть единичными, множественными, неопределенными (при данном диагностическом параметре возможно несколько неисправностей) и комбинированными (рис. 4.2.3). Характер связей между структурными и диагностическими параметрами выражает их информативность и определяет методы обработки информации при постановке диагноза [72].

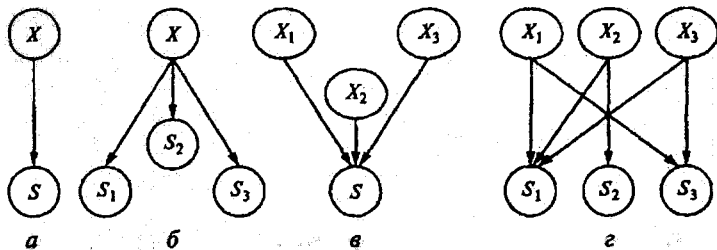


Рисунок- 4.2.3 Связи между диагностическими и структурными параметрами: а) – единичные; б) – множественные; в) – неопределенные; г) – комбинированные

4.3 Техническое диагностирование оборудования как средство управления его состоянием

Для оценки технического состояния доильных и молокоохладительных установок применяют организационные и технологические методы диагностирования. Организационные методы определяют характер основных задач диагностирования, применения диагностических средств, периодичность их использования. Технологические методы диагностирования непосредственно определяют приемы и способы измерения параметров и выявления качественных признаков состояния (рис. 4.3.1а). При проверке работоспособности доильных и холодильных установок применяются методы диагностирования, выявляющие (без указания места и причины) определенную совокупность отказов и повреждений (например, снижение мощности). При проверке правильности функционирования диагностирование направлено на определение совокупности дефектов технологических регулировок и настройки, вызы-

вающих недопустимое снижение производительности и качества работы доильных и молокоохладительных установок. При поиске дефектов методы диагностирования позволяют выявить место, вид и причину дефекта (разрегулировка конкретного механизма, поломка поршневых колец). По применению диагностических средств методы диагностирования подразделяют на две группы: органолептические (субъективные) и инструментальные (объективные) [77]. Инструментальные методы применяют для измерения и контроля всех параметров технического состояния, используя при этом диагностические средства. Органолептические методы включают в себя слушивание мест и характера стуков и шумов в работе вакуумного насоса, неплотности по шуму прорывающегося воздуха, осмотр мест подтекания воды и масла, биение вращающихся частей и натяжение клиноременных передач, проверку осозанием места и степень нагрева, биения, вибрации деталей. Все качественные признаки технического состояния устанавливают органолептическими методами диагностирования (рис. 4.3.1б). По периодичности методы диагностирования можно рассматривать как применяемые в плановом регламентированном, так и во внеплановом, заявочном порядке. Диагностирование, проводимое в плановом порядке, в основном решает задачи проверки работоспособности, а также определения остаточного ресурса агрегатов и установки в целом. Для этого из всей совокупности диагностических параметров выделяют обобщенные, которые обязательно измеряют при техническом обслуживании и осмотре.

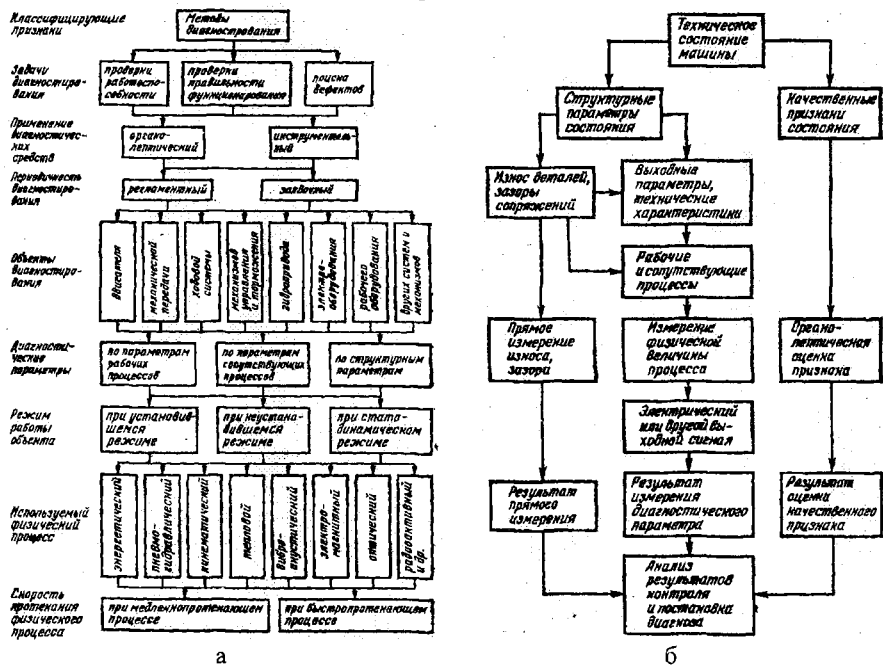


Рисунок - 4.3.1 Определение технического состояния установок: а) методы; б) алгоритмы

Обобщенные параметры характеризуют техническое состояние нескольких составных частей. Например, обобщенный параметр – удельный расход электроэнергии характеризует состояние системы смазки, величины натекания воздуха через муфтовые соединения вакуумных трубопроводов, качества доения. Диагностирование, проводимое внепланово, в заявочном порядке, решает задачу поиска дефектов в том случае, если по результатам измерения обобщенного параметра состояния обнаружено нарушение работоспособности составной части среди определенной совокупности других. Параметрами углубленного диагностирования служат значительное падение вакуума в молочном и вакуумном трубопроводах, сверхнормативное количество задействованных насосов. Методы диагностирования предназначены для отдельных типов оборудования (доильные установки и холодильные установки) или для агрегатов и систем этих машин, или для составных частей агрегатов (пульсатор, коллектор, дозатор, молокоприемник, регулятор вакуума, терморегулирующий вентиль).

Методы диагностирования по параметрам рабочих процессов позволяют проверять выходные показатели установки (мощность, экономичность, быстрота действия, холодопроизводительность, качество работы) и многочисленные технические характеристики ее составных частей (соотношение тактов, давление, скорость перемещения молока, расход смазки и др.). Обычно точность измерения этих параметров достаточно высока, так как в большинстве случаев осуществляют прямое измерение контролируемой физической величины. Методы диагностирования по параметрам сопутствующих процессов дают возможность косвенно определять те же параметры рабочих процессов, а также структурные параметры деталей и сопряжений, если их нельзя или нецелесообразно измерять непосредственно. В этом случае измеряют показатели процессов, генерируемых рабочими процессами. Это процессы вибрации и шума, нагрева или охлаждения, разгона и выбега вращающихся частей, нарастания или спада давления воздуха в момент пуска и остановки, образования загрязняющих масло или другую рабочую жидкость различных примесей. Точность такого измерения параметров состояния ниже, чем при диагностировании по параметрам рабочих процессов.

Методы диагностирования по структурным параметрам позволяют путем прямых измерений определять износы деталей, зазоры в их сопряжениях, значения регулировочных параметров. Это методы, применяемые для измерения износа ремней и шкивов, зазора в сопряжении паз ротора – лопатка насоса, подшипников качения, удлинения ремней передач, прогиба вакуумного трубопровода, длины появившейся трещины, тепловых зазоров. В основе этих методов лежит измерение геометрических размеров, взаимного перемещения деталей или геометрических размеров детали (сопряжения) на неработающей установке.

Переменные нагрузки в элементах механизмов при наличии между сопряженными деталями зазоров приводят к соударению этих деталей, что вызывает вибрацию деталей механизмов и всего агрегата. В поршневом компрессоре холодильной установки удары формируются шатунно-кривошипным механизмом, а также вспомогательными механизмами. Удары сопряженных деталей механизмов вызывают в деталях деформацию и упругие колебания с соответствующими амплитудами и частотами. Чем больше зазор между сопряженными деталями, тем больше скорость в момент соударения и соответственно энергия удара и амплитуда виброимпульсов,

формируемых при соударении. По моменту (фазе) появления колебаний, их амплитуде и частоте; определяют величину зазоров, то есть износ сопряженных деталей.

Поскольку колебания воздуха являются вторичным эффектом соударения деталей, а первичным будут колебания самого насоса, то в акустической диагностике чаще всего используют последний процесс, монтируя датчики колебаний. Выдаваемый им электрический сигнал подвергается анализу и служит основой постановки диагноза. Так как дефекты установки проявляют себя усилением шума, то можно использовать, например, шумомеры, измеряющие мощность шума.

В то же время откалибровать шкалу шумомера в единицах, характеризующих все многообразие нарушений и отказов диагностируемого узла сложно. Микрофон или датчик вибраций, установленный на механизме, воспринимает соударения всех деталей. Например, шум, насоса может возрасти и вследствие увеличения зазора в подшипнике, и из-за плохого качества пластин, и по многим другим причинам.

Сигнал, воспринимаемый датчиком, состоит из двух частей. Одна из них содержит полезную информацию, другая является помехой, затрудняющая толкование сигнала и искажающая информацию. Борьба с помехами основывается на использовании различных свойств сигнала и помех. Чем больше они отличаются друг от друга, тем легче подавить помеху и сохранить сигнал. Здесь ситуация такая же, как, например, при фильтрации молока через марлю: чем крупнее загрязнение, тем легче их отделить от молока. Полезный сигнал – колебания механизма, возбуждаемые диагностируемой кинематической парой. Колебания, генерируемые всеми другими парами механизма, являются помехой, заглушая сигнал обследуемой пары. По мере перехода от обследования одной кинематической пары к другой сигнал и помеха последовательно меняются местами.

В связи с этим механизм удобно представить в виде многоканальной системы связи. На ее входе находятся кинематические пары. Они генерируют сигналы в единую среду – в материал механизма. Датчик, установленный на его корпусе, воспринимает сигналы от всех пар. Остается только разделить эти сигналы, чтобы поставить диагноз каждой кинематической паре. Форма сигнала, воспринимаемого датчиком, определяется характером соударения деталей и колебательными свойствами механизма. Соударение деталей длится тысячные доли секунды. Продолжительность этого процесса является функцией масс, геометрии соприкасающихся поверхностей, упругих констант материала деталей.

Длительность соударения – это первый признак, позволяющий отличать удары деталей различных кинематических пар. Но как измерить длительность удара? Ведь датчик воспринимает результат соударения деталей – колебания, возбужденные в механизме. Длительность удара оценивается косвенным методом – временным и спектральным подходами. Временной подход раскрывает развитие процесса во времени

Спектральный подход представляет процессы набором простых гармонических колебаний, отличающихся частотой составляющих, их интенсивностью и начальными фазами. Оба подхода изучений явлений – временной и спектральный – равноправны. Существуют методы, позволяющие по развитию процесса во времени определить его спектр и, наоборот, по спектру восстановить картину протекания процесса. Но каждый из этих подходов обладает спецификой, отражая определенные свойства изучаемого явления. Гармонические составляющие, образующие короткий им-

пульс соударения деталей, имеют всевозможные частоты – от нуля до определенной величины. Верхняя граница спектра определяется длительностью удара. Удар малой длительности обладает более широким спектром. Различная длительность соударения деталей в кинематических парах вызывает различие спектров ударов.

Спектр удара показывает, какие частоты колебаний могут быть возбуждены этим ударом. Если в спектре соударения деталей отсутствуют какие-то частотные составляющие, то эти составляющие будут отсутствовать и в колебании механизма, вызванном соударением. Значит, в спектре колебаний механизма, воспринимаемых датчиком, прямо отражена длительность соударения деталей. Установлено, что длительность соударения и частота составляющей колебания с наибольшей интенсивностью связаны очень простым соотношением (рис. 4.3.2). Поэтому, если мы настроим диагностическую аппаратуру на такую частоту, характерную для интересующей нас кинематической пары, то усилим ее сигнал и ослабим сигналы остальных пар механизма. Сигналы, генерируемые различными кинематическими парами, характеризуются и другими свойствами. Обработка акустического сигнала в технической диагностике похожа на многократную фильтрацию жидкости, которую для более полной очистки пропускают через ряд фильтров с различными ячейками.

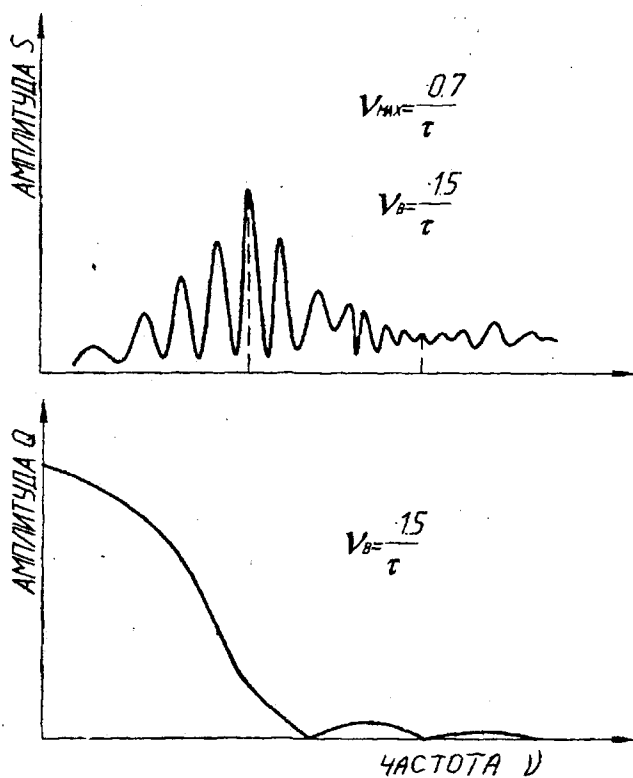


Рисунок- 4.3.2 Спектр удара

вышение S_y означает потребность в техническом воздействии установленного объема, а отсутствие превышения – возможность эксплуатации до очередного контроля [72].

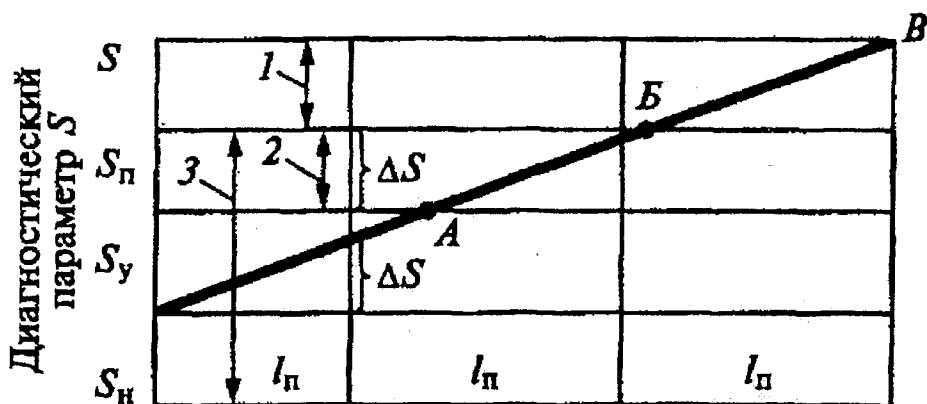


Рисунок- 4.3.4 Схема формирования нормативов периодичности технического обслуживания:

- 1 – зона безотказного состояния, обеспечивающая оптимальный риск отказа;
- 2 – запас исправной работы, соответствующий междиagnostическому отрезку времени;
- 3 – зона работоспособного, исправного состояния

Число проверок, достаточных для решения конкретной задачи поиска неисправности, как правило, меньше числа всех допустимых, то есть физически возможных и реализуемых проверок доильной и холодильной установок. Кроме того, проверки могут требовать разных затрат на их реализацию, давать различную информацию о техническом состоянии объекта. При создании средств технической диагностики доильных и холодильных установок необходимо также рационально распределить функции контроля. Стремление достигнуть полной автоматизации технической диагностики, с одной стороны, связано с разработкой достаточно сложных и дорогостоящих систем. Это экономически не оправданно. С другой стороны, недостаточная автоматизация приводит к тому, что оператор тратит много времени на поиск неисправности и ее устранение.

Поэтому методы диагностирования оценивают по экономическому критерию, а затем в целях сравнения и выбора – по техническим свойствам: метрологическим, технологическим, надежностным, эргономическим. Экономический критерий обусловлен затратами на устранение отказа, предупредительный ремонт, диагностирование, периодичностью диагностирования, вероятностью безотказной работы данного механизма, законами и параметрами распределения его отказов.

В качестве экономического критерия принимаются предельно допустимые затраты на плановое (регламентное) диагностирование, то есть затраты, которые обеспечивают заданную надежность механизма, не превышают затраты на его регламентное обслуживание без диагностики при обеспечении той же надежности. Это

означает, что если стоимость диагностического средства слишком высока, то заданную надежность выгоднее обеспечивать с помощью достаточно частого принудительного обслуживания, чем с помощью планового диагностирования и последующего обслуживания по потребности.

Данное условие выражается неравенством

$$C_{\text{общ}} = C_{\text{д}} + C_{\text{р}} \leq C_{\text{н.р.}} \quad (4.3.2)$$

где $C_{\text{общ}}$ – общие удельные затраты при обслуживании с диагностированием; $C_{\text{д}}, C_{\text{р}}, C_{\text{н.р.}}$ – удельные затраты соответственно на диагностирование, ремонт, при предупредительном ремонте.

Отсюда удельные затраты на диагностирование

$$C_{\text{д}} \leq C_{\text{нр}} - C_{\text{р}} = C_{\text{р}} (C_{\text{нр}} / C_{\text{р}} - 1). \quad (4.3.3)$$

Эти затраты в расчете на год составляют

$$C_{\text{д год}} = C_{\text{об}} + A + \mathcal{E}, \quad (4.3.4)$$

где $C_{\text{об}}$ – стоимость диагностического оборудования; A – амортизационные отчисления; \mathcal{E} – эксплуатационные затраты.

4.4 Определение средних ресурсов сопряжений

Средние ресурсы сопряжений трущихся деталей определяют по известным математическим ожиданиям скоростей изнашивания. Ресурсы рассчитывают исходя из предельно допустимых зазоров, указанных в технической документации, по общей формуле [78]

$$T_{\text{ср}} = \frac{(\Delta_{\text{пред}} - \Delta_0) - (h_1 + h_2)}{C_{1,\text{исн}} + C_{2,\text{исн}}}, \quad (4.4.1)$$

где $h_1 = (C_{1,\text{нр}} - C_{1,\text{исн}}) \gamma_1$; $h_2 = (C_{2,\text{нр}} - C_{2,\text{исн}}) \gamma_2$; $\Delta_{\text{пред}}$ – предельно допустимый зазор в сопряжении по документации, мкм; Δ_0 – начальный зазор в сопряжении, мкм.

Графическая иллюстрация определения ресурса сопряжения представлена на рис. 4.4.1. Износы ротора, корпуса и лопаток вакуумного насоса приведены в таблицах 4.4.1–4.4.2. Средние ресурсы сопряжений трех основных моделей холодильных компрессоров, рассчитанные по формуле 4.4.1, приведены в таблице 4.4.3.

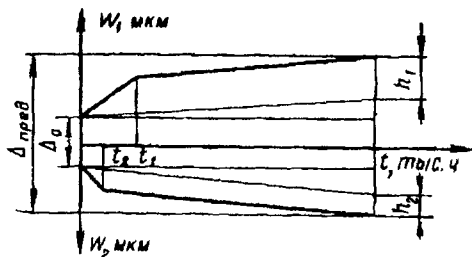


Рисунок- 4.4.1 График определения ресурса сопряжения:
 Δ_0 и $\Delta_{\text{пред}}$ – начальный и предельно допустимый зазор в сопряжении

Таблица 4.4.1

Состояние ротора и корпуса вакуумного насоса после наработки 1000 часов

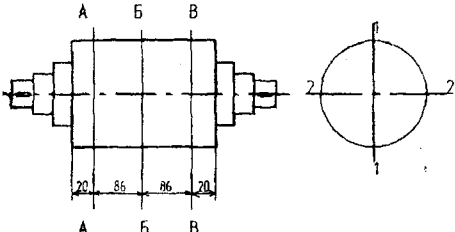
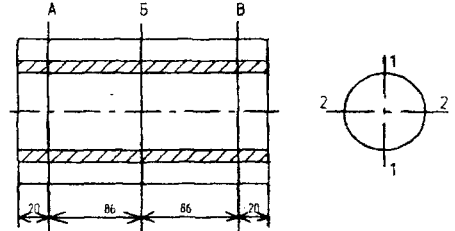
Наименование детали	Место измерения	Размер		Износ, мм
		до испытания	После наработки 1000 часов	
Ротор (диаметр) 	A-A (1-1)	123,00	123,00	0,00
	A-A (2-2)	123,00	123,00	0,00
	Б-Б (1-1)	123,00	123,00	0,00
	Б-Б (2-2)	123,00	123,00	0,00
	В-В (1-1)	123,00	123,00	0,00
	В-В (2-2)	123,00	123,00	0,00
Корпус (диаметр) 	A-A (1-1)	146,00	146,08	0,08
	A-A (2-2)	146,00	146,08	0,08
	Б-Б (1-1)	146,01	146,12	0,11
	Б-Б (2-2)	146,01	146,12	0,11
	В-В (1-1)	146,00	146,10	0,10
	В-В (2-2)	146,00	146,10	0,10


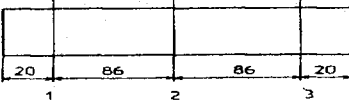
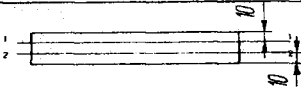
Таблица 4.4.2

Средние ресурсы сопряжений деталей, тыс. ч

Сопряжения трущихся деталей	Ход поршня, мм		
	130	70	50
Гильза—поршень	25	40	60
Кольцо компрессионное (маслосъемное)	5	20	45
Втулка шатуна — палец	15	20	20
Бобышка поршня (чугунного) — палец	25	—	—
Вкладыш шатуна—вал	15	20	30
Пластина нагнетательного клапана	—	15	10

Таблица 4.4.3

Состояние лопаток вакуумного насоса после наработки 1000 часов

Схема измерения	Номер лопатки	Место измерения	Размер		Износ, мм
			до испытания	После наработки 1000 часов	
 <p style="text-align: center;">толщина</p>	1	1-1	5,90	5,83	0,07
		2-2	5,88	5,83	0,05
		3-3	5,87	5,83	0,04
	2	1-1	5,90	5,84	0,06
		2-2	5,88	5,83	0,05
		3-3	5,89	5,84	0,05
	3	1-1	5,90	5,89	0,01
		2-2	5,90	5,84	0,06
		3-3	5,89	5,84	0,05
	4	1-1	5,88	5,84	0,04
		2-2	5,82	5,82	0,00
		3-3	5,90	5,89	0,01
 <p style="text-align: center;">ширина</p>	1	1-1	51,50	51,43	0,07
		2-2	51,60	51,45	0,15
		3-3	51,85	51,30	0,55
	2	1-1	51,95	51,25	0,70
		2-2	51,90	51,32	0,58
		3-3	51,85	51,13	0,72
	3	1-1	51,70	51,28	0,42
		2-2	51,75	51,30	0,45
		3-3	51,75	51,28	0,47
	4	1-1	52,00	51,13	0,87
		2-2	51,95	51,25	0,70
		3-3	51,85	51,39	0,46
 <p style="text-align: center;">длина</p>	1	1-1	215,10	215,00	0,10
	2	1-1	215,03	214,96	0,07
	3	1-1	215,08	214,99	0,09
	4	1-1	215,05	214,96	0,09

4.5 Определение оптимальной периодичности предупредительных замен сменяемых деталей

Появление постепенных отказов устраняют предупредительной заменой деталей. Процесс возникновения внезапных отказов характеризуется параметром потока отказов. Природа возникновения постепенных и внезапных отказов различна, поэтому для обеспечения требуемого уровня надежности холодильного компрессора в течение эксплуатации применяют две одновременно действующие стратегии обслуживания: планово-предупредительные замены деталей по наработке и профилактические работы с заменой деталей в зависимости от их состояния. Как показывают статистические данные, ресурсы большинства деталей подчиняются нормальному закону (рис. 4.5.1).

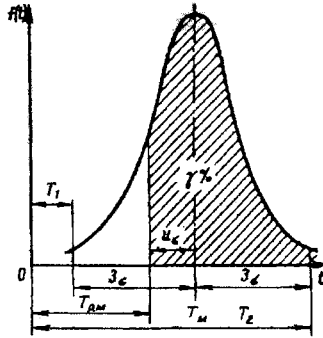


Рисунок- 4.5.1 Расчет периодичности предупредительной замены деталей при нормальном законе распределения ресурса:

T_m – математическое ожидание; δ – среднеквадратическое отклонение; T_{pm} – период принудительной замены детали; T_{γ} – γ -процентный ресурс

При этом применяют различные варианты периодичности замен сменяемых конструктивных деталей: при $t = T_m$, то есть к моменту выработки среднего ресурса, или при $t \leq T_1 = T_m - 3\sigma$, чтобы не допустить отказов и неплановых замен. Если исчерпывают ресурс детали, то период замены выбирают равным $t \geq T_m + 3\sigma = T_2$.

Если задано требование, чтобы между двумя плановыми заменами было не больше $(100 - \gamma)$ процентов отказов, то период замены принимают равным $t = T - U\sigma$ (где U – квантиль нормального распределения, соответствующий γ -процентам). Методика определения периодичности предупредительных замен основывается на правиле групповых замен при условии некоторого недоиспользования ресурса деталей, то есть установлении γ -процентного ресурса (при $\gamma \geq 50\%$).

Для определения γ -процентных ресурсов деталей наработку T_n (величину ресурса наиболее долговечной детали) разбивают на n периодов, в конце каждого из которых группу деталей данного типа заменяют принудительно независимо от возникновения отказов в периоде [78].

Критерием оптимальности принимают минимум суммарных затрат

$$Z_{\text{общ}} = Z_{\text{зам}} + Z_{\text{отк}} \rightarrow \min. \quad (4.5.1)$$

Предварительно по известным функциям распределения скоростей изнашивания [64] определяют законы распределения ресурсов деталей. Окончательно расчеты ведут по формулам для распределения Вейбулла

$$\frac{Z_{\text{общ}}}{Z_{\text{отк}}} = \frac{Z_{\text{зам}}}{Z_{\text{отк}}} (n-1) \left[1 - \exp \left[-\beta \left(\frac{T_n}{an} \right)^b \right] \right] \frac{T_n}{T_m} \beta.$$

Параметры a и b , зависящие от $\frac{T_n}{n}$, определяют по математическим таблицам.

Например, для поршневого пальца компрессора (рис. 4.5.2) существует два экстремальных значения n , одно из которых соответствует максимуму затрат и располагается вблизи среднего ресурса детали, а другое – минимуму затрат и определяет оп-

тимальную периодичность замен. Минимум $Z_{\text{общи}}/Z_{\text{опк}}$ смещается в сторону больших значений n при возрастании доли затрат на устранение отказов, то есть при уменьшении $Z_{\text{зам}}/Z_{\text{опк}}$. При сокращении доли затрат на устранение отказов периодичность планово-предупредительных замен увеличивается [78].

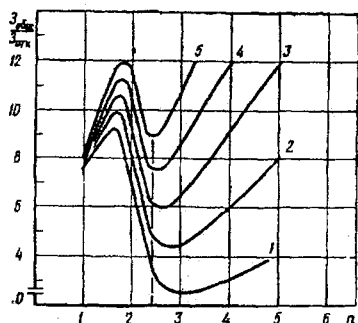


Рисунок-4.5.2 Пример определения оптимальной периодичности планово-предупредительной замены поршневого пальца для различных отношений $\frac{Z_{\text{зам}}}{Z_{\text{опк}}}$

Период T_n , для которого оптимизируется число предупредительных замен, принимают равным среднему ресурсу наиболее долговечной детали. На рисунке 4.5.3 и в таблице 4.5.1 представлено распределение деталей по среднему ресурсу доильного и холодильного оборудования.

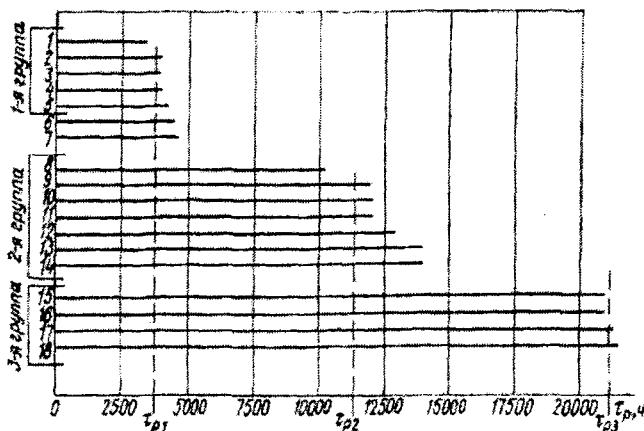


Рисунок- 4.5.3 Схема группировки деталей по среднему ресурсу:

1, 2 – пластины нагнетательного всасывающего клапанов; 3, 4 – кольца поршневые компрессионные и маслосъемные; 5 – кольцо графитовое сальника; 6, 7 – кольца уплотнительные сальника; 8 – тулка верхней головки шатуна; 9 – палец поршня; 10 – буферная пружина; 11 – розетка всасывающего клапана; 12 – вкладыш шатуна; 13 – стальное кольцо; 14 – седло всасывающего клапана; 15 – гильза цилиндра; 16 – поршень; 17 – коренной подшипник; 18 – коленчатый вал

Средние ресурсы деталей доильных установок

Наименование	Ресурс, часов	Интенсивность отказов в час
Резина сосковая	1000	10^{-3}
Мембрана пульсатора	1000	10^{-3}
Лопатка вакуумного насоса	1000	10^{-3}
Трубка переменного вакуума	2000	$5 \cdot 10^{-4}$
Шланг молочный	2000	$5 \cdot 10^{-4}$
Шланг вакуумный	2000	$5 \cdot 10^{-4}$
Фильтр лавсановый	2000	$5 \cdot 10^{-4}$
Ремень привода вакуумного насоса	3000	$3 \cdot 10^{-4}$
Шланг переменного вакуума	3000	$3 \cdot 10^{-4}$
Шланг постоянного вакуума	4000	$2,5 \cdot 10^{-4}$
Клапан спуска конденсата	6000	$1,5 \cdot 10^{-4}$
Амортизатор молочного крана	6000	$1,5 \cdot 10^{-4}$

4.6 Определение периодичности проведения технических осмотров

Технический осмотр заключается в определении технического состояния и комплектности машин и оборудования, остаточного ресурса их составных частей путем применения комплектов диагностических приборов и приспособлений. Осмотр проводят для предупреждения появления внезапных отказов деталей и узлов путем своевременного выявления и устранения неисправностей, а также регулировок, подтяжек креплений и частичных замен деталей. Замены деталей при технических осмотрах производят в зависимости от состояния деталей и узлов. В процессе эксплуатации оборудование может находиться в трех состояниях: исправном, неисправном (но работоспособном), неработоспособном (состояние отказа). Неисправным является оборудование, у которого в отдельных составных частях имеются отдельные дефекты, позволяющие в то же время выполнять ему свои основные функции. Дальнейшее развитие этих нарушений приводит к появлению внезапного отказа. Внезапные отказы и соответственно неисправности, вызывающие их, свойственны определенной группе деталей (пластины и пружины клапанов, поршневые кольца), работающих в условиях циклических нагрузок, и характеризуются накоплением усталостных повреждений.

Отказы деталей этой группы могут вызывать зависимые отказы базовых деталей (например, поломка пластины клапана может вызвать задир гильзы цилиндров). В реальных условиях эксплуатации при проведении осмотров невозможно обнаружить абсолютно все неисправности вследствие ограниченной возможности диагностических приборов и инструментов. В связи с этим при осмотрах заменяют только детали, имеющие обнаруживаемые неисправности.

Вероятностный процесс образования неисправностей вследствие случайности причин, их вызывающих, приближенно аппроксимируют экспоненциальным законом распределения с постоянной интенсивностью возникновения.

Методика расчета оптимальной периодичности профилактических осмотров построена на рассмотрении процесса возникновения отказа как двухстадийного, состоящего из стадий возникновения неисправности и возникновения отказа. Первая стадия начинается с момента начала работы компрессора и продолжается в течение случайного времени T_1 до момента возникновения неисправности. После этого начинается вторая стадия развития неисправности, продолжающаяся случайное время T_2 и заканчивающаяся появлением отказа. Следовательно, отказ возникает в случайный момент времени $T_1 + T_2$; частота возникновения отказов характеризуется параметром потока отказов компрессора $\omega(t)$. Проведение профилактических осмотров оказывает управляющее воздействие на поток отказов путем выявления и замены деталей, имеющих обнаруживаемые неисправности. На рисунке 4.6.1а приведен график изменения функции $\omega(t)$. При этом пунктиром показана функция для случая, когда технический осмотр не проводится. Видно, что поток отказов после проведения первого технического осмотра будет равен

$$\bar{\omega}(t) = \omega_1(t) + \omega_2(t) = P_n(t_1)(t - t_1) + [1 - P_n(t_1)]\omega(t), \quad (4.6.1)$$

где $P_n(t_1)$ – вероятность того, что неисправность обнаружена и устранена; $1 - P_n(t_1)$ – вероятность того, что неисправность не обнаружена.

В соответствии с принятыми предпосылками

$$P_n(t_1) = 1 - e^{-\lambda_n t_1}, \quad (4.6.2)$$

где λ_n – интенсивность обнаруживаемых неисправностей.

Параметр потока отказов на i -м межосмотровом периоде принимает вид [64]:

$$\bar{\omega}_i(\tau) = [1 - P_n(t_i)]^{-1}[\omega_1(\tau) - \omega_{i-1}(\tau)] + [1 - P_n(t_i)]^{-2}[\omega_{i-1}(\tau) - \omega_{i-2}(\tau)] + [1 - P_n(t_i)]^{-3}[\omega_{i-2}(\tau) - \omega_{i-3}(\tau)] + \dots + [1 - P_n(t_i)]\omega_2(\tau) - \omega_1(\tau) + \omega_3(\tau). \quad (4.6.3)$$

Зависимость числа отказов M от числа технических осмотров n можно представить в виде

$$M = \sum_{i=1}^n \int_0^{t_i} \bar{\omega}_i(\tau) dt. \quad (4.6.4)$$

Из выражения следует, что проведение профилактических осмотров целесообразно, если параметр потока отказов $\alpha(t)$ является возрастающей функцией. При $\alpha(t) = \text{const}$, имеем

$$M = n \int_0^{T_{pm}/n} \alpha t dt = \omega T_{pm} = \text{const} \quad (4.6.5)$$

и число отказов за межремонтный период T_{pm} не зависит от числа технических осмотров.

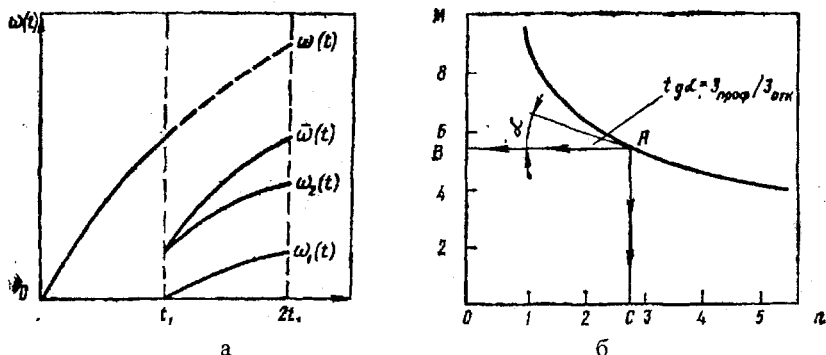
Для оптимизации периодичности проведения профилактических осмотров по экономическому критерию должен быть обеспечен минимум суммарных затрат на устранение отказов и проведение профилактических осмотров

$$\sum Z = Z_{\text{нрэф}}(n-1) + Z_{\text{омак}}M(n) \quad (4.6.6)$$

Необходимым условием минимума выражения (4.6.6) является равенство нулю первой производной по n

$$\frac{d \sum Z}{dn} = Z_{\text{проф}} + Z_{\text{отк}} \frac{dM}{dn}. \quad (4.6.7)$$

Корень этого уравнения n_0 определяет оптимальное число технических осмотров, равное $(n_0 - 1)$ при заданном отношении $Z_{\text{проф}}/Z_{\text{отк}}$. Графически значение n_0 соответствует точке пересечения с осью абсцисс перпендикуляра, опущенного из точки A графика функции $M(n)$, в которой тангенс угла наклона касательной равен $\text{tg} \alpha = Z_{\text{проф}}/Z_{\text{отк}}$. На рисунке 4.6.1б точка B определяет ожидаемое число отказов, а точка C — оптимальное число межпрофилактических периодов [78].



Рисунок—4.6.1 Графики распределения вероятностных функций:

а) параметры потока отказов деталей; б) соотношения затрат на профилактические осмотры и устранение отказов

4.7 Обоснование структуры ремонтного цикла оборудования

На основе полученных значений скоростей изнашивания трущихся деталей (или средних ресурсов деталей) и экспериментальных графиков параметра потока отказов определяют γ -процентные ресурсы деталей и периодичность проведения профилактических осмотров. Значения γ -процентных ресурсов трущихся деталей и числа профилактических осмотров используют для построения структуры ремонтного цикла, то есть для определения основных количественных показателей надежности. Ремонтным циклом называют период работы оборудования между двумя капитальными ремонтами или период с момента ввода оборудования в эксплуатацию до первого капитального ремонта. Структура ремонтного цикла регламентирует последовательность и чередование видов ремонтных работ в течение указанного периода и обеспечивает совпадение плановых сроков проведения ремонтов с возникновением реальной потребности в них. Она является постоянной для однотипного оборудования и не зависит от режимов работы и области его применения. Межремонтным периодом называют период между двумя последовательными ремонтами или от начала эксплуатации до первого планового ремонта, межосмотровым периодом — период между двумя последовательными техническими осмотрами или между осмотром и плановым ремонтом.

Каждый тип оборудования разделяют на несколько групп элементов, имеющих приблизительно одинаковые γ -процентные ресурсы. Поток отказов в общем случае является функцией наработки (времени работы) доильного и холодильного оборудования. Поэтому если работы по восстановлению утраченной работоспособности проводить через наработку, в течение которой отказ оборудования не возникнет с высокой вероятностью γ (%) и которую при нормальном законе распределения определяют по выражению $\tau_\gamma = \tau_{p.c.p} - u\sigma$, то отказов может и не быть, а ремонты будут проводиться. В общем случае наработку до ремонта определяют, руководствуясь экономическим или надежностным критерием. Например, проведение ремонтов различного вида можно представить как внешнее воздействие на работу холодильной установки для получения минимальных затрат на эксплуатацию в результате изменения периодичности проведения ремонтов при заданных ограничениях на уровень надежности. Действительно, чем чаще проводят i -й вид ремонта в течение рассматриваемой наработки τ , тем меньше должно быть отказов. В соответствии с этим предположением возрастают затраты, связанные с заменой деталей, и уменьшаются потери, вызванные устранением отказов, и наоборот. Тогда, оптимальную периодичность $\tau_{оп}$ следует искать по минимальной сумме этих противоречивых затрат. Принимая стратегию групповой замены деталей с близкими значениями ресурсов в момент времени t_j (где $j = 1, 2, 3, \dots$) с периодичностью n , суммарные затраты C_i на проведение i -го вида ремонта можно представить так:

$$C_i = C_{pi}(n-1) + C_{oni}r_i, \quad (4.7.1)$$

где C_{pi} – затраты на i -й вид ремонта, связанный с групповой заменой деталей; C_{oni} – затраты на i -й вид ремонта, связанный с устранением отказа; r_i – количество отказов.

Полагая для упрощения, что наработка детали, равная техническому ресурсу, приводит к ее отказу и соответственно к отказу объекта, отказ устраняется мгновенно после его возникновения; процесс восстановления работоспособности является стационарным, можно найти зависимость количества отказов от периодичности проведения ремонта за рассматриваемую наработку $\tau_{нр}$ (период оптимизации). Нарработку $\tau_{нр}$ разбивают на n периодов продолжительностью $\tau_i = \tau_{нр}/n$, по окончании каждого из которых детали предупредительно заменяют. Количество отказавших деталей, имеющих одинаковую вероятность без отказной работы $P_i(\tau_i)$ в пределах наработки τ , за n периодов группы из k деталей составит

$$r_i = [1 - P_i^k(\tau_i)]kn. \quad (4.7.2)$$

Подставив уравнение (4.7.2) в (4.7.1), получим

$$C_i = C_{pi}(n-1) + C_{oni}[1 - P_i^k(\tau_i)]kn \quad (4.7.3)$$

Для дальнейшей конкретизации уравнения (4.7.3) необходимо вместо вероятности $P_i(\tau_i)$ подставить ее выражение для законов распределения ресурса детали.

Оптимальная периодичность проведения ремонта находится в результате решения выражения целевой функции. В общем случае, когда система ППР предусматривает проведение трех видов ремонта (капитальный, средний, текущий), их оптимальная периодичность находится последовательно, начиная с капитального. Например, оптимальную периодичность проведения капитального ремонта определяют в пределах полного среднего ресурса объекта $\tau_{п}$. Решая уравнения целевой

функции, содержащие экономические и технические характеристики самых долговечных деталей, находят оптимальную периодичность проведения капитального ремонта p_k , округляют число до целого и определяют ресурс до капитального ремонта $\tau_k = \tau_{п}/p_k$. Затем аналогичным методом определяют периодичность проведения и ресурсы до ремонтов: среднего $\tau_c = \tau_k/p_c$ и текущего $\tau_T = \tau_c/p_T$. Найденные таким методом экономически обоснованные показатели долговечности объекта τ_k, τ_c, τ_T соответствуют γ -процентным ресурсам. Мероприятия технического обслуживания проводят в межремонтный период. Целесообразность технического обслуживания и рациональной периодичности проведения технических осмотров может быть оценена путем оптимизации по минимуму суммарных затрат $C_{o,c}$ на проведение технического осмотра и устранение внезапных отказов:

$$\begin{cases} C_{o,c} = C_0(m-1) + C_{от}r_B, \\ r_B = m \int_0^{\tau_{ис}} \Omega(\tau) d\tau, \end{cases} \quad (4.7.4)$$

где C_0 – затраты на проведение технического осмотра; $C_{от}$ – затраты на устранение отказа; z_B – количество внезапных отказов за искомую наработку; $\tau_{ис}$ – искомая наработка, $\tau_{ис} = \tau_T/t$; m – периодичность проведения осмотров; $\Omega(\tau)$ – зависимость параметра потока отказов $\omega(\tau)$ от наработки.

Из зависимости следует, что проведение технических осмотров имеет смысл только применительно к стареющим объектам, параметр потока отказов которых возрастает со временем. В результате решения уравнения (4.7.4) находят оптимальную периодичность проведения технического осмотра m и наработку до технического осмотра $\tau_0 = \tau_T/m$. Из уравнений (4.7.1) и (4.7.4) следует, что система ППР строится с учетом надежности оборудования. Так, для заданных нормативов и затрат на систему ППР можно определить соответствующие показатели надежности: безотказности $\tau_{н,от}, \tau_{д,от}$; долговечности τ_k, τ_c, τ_T ; ремонтпригодности $S_{o,T}$. Количество видов ремонтов в ремонтном цикле принимают равным количеству этих групп. Целесообразно, чтобы количество этих групп не превышало 3–4, так как иначе структура ремонтного цикла значительно усложняется. Величину межремонтного периода устанавливают соответствующей γ -процентному ресурсу групп элементов с наименьшей долговечностью. Это позволяет обеспечить безотказность холодильных машин по постепенным (износным) отказам на требуемом высоком уровне. Количество межремонтных периодов в ремонтном цикле определяют как отношение γ -процентного ресурса наиболее долговечной группы элементов к величине межремонтного периода; полученное значение округляют до ближайшей целой величины. Необходимый уровень безотказности холодильного оборудования по внезапным отказам обеспечивается проведением профилактических осмотров в течение межремонтного периода. Стратегия технического обслуживания и ремонта является единой для всех типов оборудования и заключается в следующем: осмотры и ремонты проводят с заданной периодичностью; в случае возникновения отказов в межремонтном периоде производят восстановительные работы, которые не нарушают периодичность технических осмотров и ремонтов. Объемы технических осмотров и ремонтов являются постоянными и не зависят от их расположения в ремонтном цикле; техническое обслуживание и восстановление оборудования на протяжении всего срока его эксплуатации осуществляется при периодически повто-

ряющихся, тождественных ремонтных циклах. В процессе эксплуатации доильного (табл. 4.7.1 и табл.4.7.2) и холодильного оборудования (табл.4.7.3, рис.4.7.1) непрерывно расширяется номенклатура элементов, отказы которых вызывают потребность полной или частичной замены запасными частями, увеличивается трудоемкость и стоимость ремонтных работ по устранению отказов.

Таблица 4.7.1

**Элементы структуры ремонтного цикла доильной установки
с линейным молокопроводом**

Наименование детали или узла	Сроки замены или ремонта, лет											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Резина сосковая	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Лопатка насоса		x		x		x		x		x		x
Пульсатор			x			x			x			x
Коллектор				x				x				x
Насос молочный					x					x		
Насос вакуумный						x						x
Молочный трубопровод							x					
Вакуумный трубопровод								x				

Таблица 4.7.2

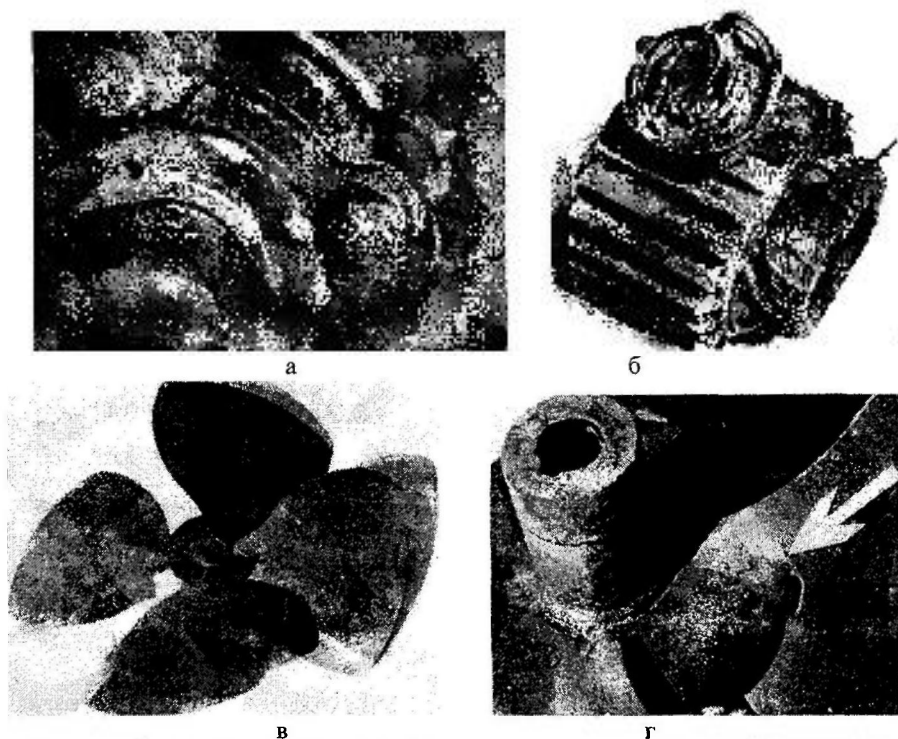
Периодичность замены резинотехнических деталей и фильтров

Наименование операций технического сервиса	Периодичность
Замена сосковой черной резины и коротких молочных шлангов	750
Замена силиконовой сосковой резины	1500
Срок хранения силиконовой сосковой резины	1 год
Срок хранения черной сосковой резины как запасной части	6 месяцев
Замена резины пульсаторов	2 года
Замена силиконовых вакуумных шлангов	5 лет
Замена молочного фильтра длиной 250; 450 и 800 мм	500; 1000 и 4000 литров очищаемого молока

Таблица 4.7.3

Элементы структуры ремонтного цикла молокоохладительной установки

Наименование узлов	Сроки замены или ремонта, лет											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Электропроводка	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Мешалка молочная	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
Терморегулирующий вентиль		x		x		x		x		x		x
Компрессор			x			x			x			x
Конденсатор				x				x				x
Испаритель					x					x		
Водосборник						x						x



Рисунок– 4.7.1 Обрывы и трещины элементов молокоохладительной установки: *а) крышки подшипника редуктора мешалки; б) межвитковое замыкание фазных обмоток статора электродвигателя водяного насоса; в–г) лопастей вентиляторов вследствие повышенной вибрации, возникающей из-за дисбаланса вентилятора*

4.8 Обоснование потребности в обменном фонде и резерве запасных частей

Для своевременной замены отказавших составных частей машин и оборудования создается их обменный фонд и резерв запасных частей, который сосредотачивается на складах хозяйства (ПТО фермы), технического обменного пункта (ТОП) или станции технического обслуживания оборудования животноводческих ферм (СТОЖ) районного агросервисного предприятия, дилерских центрах районного или регионального уровней и на ремонтных предприятиях.

Таким образом, система обеспечения обменным фондом агрегатов и узлов и запасными частями является многоуровневой системой массового обслуживания. Оптимизация количества и номенклатуры составных частей (обменного фонда и запасных частей) применительно к каждому уровню является важным фактором в обеспечении работоспособности оборудования.

Рассматривается система хозяйств составными частями машин, структуру связей которой можно представить следующим образом. Имеется парк из N машин, которые при их использовании отказывают, создавая тем самым поток заявок на обмен

элементов, распределенных между k уровнями системы резервирования. Располагая обменным фондом элементов на всех уровнях резервирования, получим многоканальную систему массового обслуживания замкнутого типа с допустимым временем ожидания выполнения заявок на обмен отказавших элементов и пуассоновским входящим потоком.

При этом время обслуживания составных частей машин на всех уровнях резервирования подчинено экспоненциальному закону. Если машина (оборудование) находится в неработоспособном состоянии, требуется выполнить определенный объем работ, связанных с затратами времени на выяснение причин отказа, демонтаж отказавшего элемента, доставку его на уровень, где имеется работоспособный элемент, оформление документов, регулировку и подготовку элемента к работе и монтаж на машину. Чтобы обеспечить минимум затрат на работу системы, необходимо на каждом уровне иметь какое-то оптимальное количество элементов замены.

Работу системы характеризуют следующие параметры:

- вероятность обращения к i -ому уровню резервирования;
- вероятность удовлетворения заявки (P_i), что произойдет при нулевой длине i -ой очереди на обслуживание при условии, что обращение к данному уровню произошло;
- число пунктов резервирования на i -ом уровне (m);
- среднее время обслуживания на i -ом уровне применительно к обменному фонду это полное время оборота элемента), а для запасных частей - это время между поставками, τ ;
- среднее время ожидания в очереди на обслуживание ($T_{ож}$), τ ;
- среднее время транспортирования элемента на i -й уровень и обратно, τ ;
- средняя наработка элемента (составной части) на ресурсный отказ (U), ч.

Общий функционал издержек (Φ) на создание и содержание обменного фонда агрегатов и узлов и резерва запасных частей имеет вид

$$\Phi = \Phi_{пр} + \Phi_{тр} + \Phi_{х.а} \Rightarrow \min, \quad (4.8.1)$$

где $\Phi_{пр}$, $\Phi_{тр}$ и $\Phi_{х.а}$ - затраты, связанные соответственно с простоями машин, их транспортировкой, а также приобретением, хранением и амортизацией сменных элементов обменного фонда и запасных частей.

На основании проведенных исследований общий функционал издержек с учетом входящих в него составляющих может быть представлен в виде

$$\Phi = \sum_{i=1}^k (T_{пр_i} + \tau_i \alpha_i U) \bar{P}_i + A_1 \frac{U}{N} \sum_{i=1}^k M_i \Rightarrow \min, \quad (4.8.2)$$

где $T_{пр_i}$ - время на транспортировку элемента обменного фонда на i -й уровень и обратно, τ ; τ_i - относительное среднее время ожидания заявки в очереди, равное отношению времени ожидания в очереди к времени обслуживания; α_i - приведенная интенсивность потока заявок, равная отношению времени обслуживания к наработке составной части на ресурсный отказ; N - число машин (оборудования) в зоне обслуживания; M_i - количество элементов обменного фонда и запасных частей на i -ом уровне резервирования; U - наработка на ресурсный отказ рассматриваемого элемента, мото-ч;

$$U = B_r / \eta_0, \quad (4.8.3)$$

где B_z – среднегодовая наработка машины, мото-ч;

A_1 – безразмерный параметр, определяемый по формуле

$$A_1 = \frac{E_z C_{эл}}{B_z C_{пр}}, \quad (4.8.4)$$

где E_z – нормативный коэффициент эффективности капложений; $C_{эл}$ – стоимость элемента обменного фонда (запасной части), руб.; $C_{пр}$ – потери за час простоя машины (оборудования), руб.

Анализ общего функционала издержек на создание и содержание обменного фонда и резерва запасных частей в многоуровневой системе резервирования и проведенные на ЭВМ расчеты позволяют сделать вывод о том, что оптимальное распределение обменного фонда может быть получено, если решать задачу по каждому уровню отдельно [79–80].

Решение основано на предположении, что обменный фонд и резерв запасных частей сосредотачивается на одном из уровней и является функцией переменных A_1 , U , N . Это позволяет существенно упростить методику расчетов и представить функционал 2.4 в следующем виде:

$$\Phi_{x.o} = \min \left(T_{пр} + \tau_i \alpha_i U + A_1 \frac{U}{N} M_i \right). \quad (4.8.5)$$

Количество элементов обменного фонда (резерва запасных частей) M_i находят из системы уравнений

$$\begin{cases} M_i = \frac{\alpha_i N}{1 + \alpha_i} + U P_i \sqrt{\frac{\alpha_i N m_i}{1 + \alpha_i}} \\ \frac{1 - P_i}{U P_i} = \Psi(P_i) = \tau_i \sqrt{\frac{\alpha_i N}{m_i (1 + \alpha_i)}} \end{cases}, \quad (4.8.6)$$

где U_{P_i} – квантиль нормированного нормального распределения при доверительной вероятности P ; $\Psi(P_i)$ – функция, значения которой при заданных квантилях нормального распределения U_P и вероятности P табулированы.

Расчет системы резервирования по приведенной методике производят по схеме

$$T_{ож_i} \Rightarrow \tau_i = \frac{T_{ож_i}}{T_{об_i}} \Rightarrow \Psi(P_i) = U(P_i) \Rightarrow M_i \Rightarrow \Phi_{x.o} \Rightarrow M_{н_i},$$

где $M_{н_i}$ – норматив потребности в агрегатах на i -ом уровне.

Для обоснования номенклатуры обменного фонда (табл. 4.8.1), резерва запасных частей (табл. 4.8.2) и его распределения по уровням системы резервирования производят деление элементов обменного фонда (резерва запасных частей) на классы применительно к широко используемой в практике управления запасами системе ABC. В соответствии с данной системой, элементы обменного фонда делятся на три класса – А, В, и С.

К классу А относятся наиболее дорогие и массивные элементы, составляющие по номенклатуре незначительное количество (10...15%), а по затратам средств на создание и содержание обменного фонда и резерва запасных частей – 60...70% суммарных затрат.

Класс С составляет наиболее многочисленную по количеству номенклатуру элементов (55...70%), требующих незначительных затрат средств на содержание (3...10%). Номенклатура сменных элементов, не вошедших в классы А и С, состав-

ляет класс В. В пределах каждого класса выбирают оптимальную стратегию управления запасами в системе резервирования.

Таблица 4.8.1

Обменный фонд составных частей доильного и холодильного оборудования

Составные части	Марка, тип	Количество обменного фонда на 100 единиц
1	2	3
Насосы пластинчатые	РВН-40/350, УВУ-60/45	5
Насосы водокольцевые	ВВН-0,75, ВВН-1,5, ВВН-3, ВВН-6	2
Насосы молочные	НМУ-6	5
	36 МЦ6-12, 36 МЦ10-20	3
Компрессоры	ФВ-6	6
	ФУ-12	3
	ФВ20, ФУ40	2
	2ФВС4, 2ФВБС6, 2ФУБС9	4
Аппараты доильные	Все типы	10
Пульсатор	Основного исполнения	2
	Низковакуумный	3
	Стимулирующий	4
Коллектор	Все типы	1
Вакуум-регулятор	АДМ-08.000	3
Устройство учёта молока	УЗМ-1.000	2
Счётчик молока	Групповой	4

Как показал анализ функционала 2.7, параметр A_1 является приемлемым для деления элементов обменного фонда на классы. Установлено, что для составных частей класса А значение параметра A_1 находится в пределах 0,05...0,50; класса В – 0,0005...0,0500 и для класса С – 0,00005...0,00050. Расчетным путем установлено наиболее рациональное время оборота элементов каждого класса в условиях Беларуси. Для класса А – 100...150; класса В – 150...250 и класса С – 250...300 часов (или соответственно 10...15, 15...25 и 25...30 дней).

Анализ количественных оценок параметров многоуровневой системы резервирования позволяет установить следующее:

1. Наибольший эффект в системе получается от оптимального распределения дорогостоящих элементов ($5 \cdot 10^{-2} \leq A_1 \leq 5 \cdot 10^{-1}$).

2. С увеличением числа машин, обслуживаемых системой, уменьшаются удельные суммарные затраты на создание и содержание обменного фонда и запасных частей на каждом уровне резервирования. Поэтому при обслуживании дорогостоящих элементов число центров резервирования должно быть по возможности небольшим.

3. При малом числе машин в системе и высоких показателях надежности элементов дорогостоящие составные части должны максимально сосредотачиваться на верхнем уровне резервирования.

Таблица 4.8.2

**Рекомендуемый постоянный запас деталей на пункте
технического обслуживания**

Наименование	Марки	Доильные установки			
		В ведра	В молокопровод	На площадке	Передвижные
Доильный аппарат	Всех марок	1	1	1	1
Коллектор	ДД-00.200, АДУ-0,3.000, СБ.2А	1	1	1	1
Пульсатор	ДД.4.-1, АДУ-02.000, АДУ-02.000-1				
Клапан	ДД-00.220		2		
Клапан пульсатора	ДД-00.015		2		
Головка	ДД-00.045		2		
Ручка	АДМ-03.001, АДМ-53.050		2		
Кран молочный	АДМ-01.050, АДМ-51.050		1		
Корпус крана	ДПР.01.001				1
Кран	УДГ-05.090				1
Резина сосковая	Всех марок	8	8	8	8
Кольцо графитовое	НМУ-01.004	2			1
Кольцо	67а	2			
Прокладка	ДД-013, ДПР-042	2			
Кран	ДПР.02.140, ДПР.02.040	1			
Мембрана	44	1			
Зажим	СБ-11	1			
Прокладка	2/270	1			

4.9 Определение сроков службы оборудования

При определении сроков службы доильного и холодильного оборудования широкое применение нашли вероятностно-статистический и технико-экономический методы. В расчетах различают: фактический или достигнутый уровень долговечности и планируемый или проектируемый срок службы оборудования. Вероятностно-статистический метод расчета сроков службы оборудования основан на использовании количественных характеристик распределения случайных величин или временных характеристик случайных процессов (математического ожидания и дисперсии), устанавливаемых по совокупности реализаций.

Для применения этого метода расчета необходимо предварительно провести экспериментальные исследования по сбору статистического материала или установлению закономерностей изменения параметров оборудования во времени. Объем выборки устанавливается по определенной методике. Соответствие эмпирических

данных теоретическому закону распределения может быть установлено по критериям. В результате проверки выбирают тот закон, которому соответствует наибольшее значение вероятности согласия.

При анализе статистического материала с целью выявления закона распределения могут быть использованы и другие критерии [76]. Если сроки достижения предельного значения (рис. 4.9.1) распределяются по нормальному закону, то математическое ожидание $M(t)$ определяют по формуле:

$$M(t) = \int_{-\infty}^{\infty} t\varphi(t)dt = t_{cp}, \quad (4.9.1)$$

где t_{cp} — математическое ожидание срока службы установки (рис.4.9.1), отражающее достигнутый уровень продолжительности эксплуатации изделий.

Максимальное и минимальное значения математического ожидания срока службы машины равны

$$\begin{cases} t_{\max} = t_{cp} + 3\sigma_i = t_{cp}(1 + 3\nu_i) = t_{cp}(1 + 0,5\delta_i) \\ t_{\min} = t_{cp} - 3\sigma_i = t_{cp}(1 - 3\nu_i) = t_{cp}(1 - 0,5\delta_i) \\ \nu_i = \sigma_i/t_{cp} \\ \delta_i = 2(t_{\max} - t_{\min})/(t_{\max} + t_{\min}) = 6\nu_i \end{cases}, \quad (4.9.2)$$

где σ_i , ν_i , δ_i — среднее квадратическое отклонение, коэффициент вариации и степень неравномерности срока службы оборудования; $t_{\max} - t_{\min} = 6\sigma_i$ — размах.

При определении среднего срока службы и среднего квадратического отклонения статистическим методом используют следующие выражения

$$\begin{cases} t_{cp} = n^{-1} \sum_{i=1}^k n_i t_i \\ \sigma_i = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^k n_i (t_i - t_{cp})^2 \right]^{0,5} \end{cases}, \quad (4.9.3)$$

где n — объем выборки; k — число классов.

С целью совершенствования конструкции машины, учитывая технический прогресс и перспективы его развития, применяют среднепрогрессивную (проектируемую или планируемую) величину срока службы t_{np} . Эта величина должна соответствовать половине случаев перевыполнения достигнутого среднего уровня t_{cp} .

Иными словами, проектируемая величина срока службы t_{np} (рис. 4.9.2) равна абсциссе, соответствующей трем четвертям всей площади, расположенной под кривой распределения $\varphi(t)$ или $0,75F(t)$. Так как четверть площади $0,25\Phi(z)$ под кривой нормального распределения соответствует аргументу функции $z = \Delta_i/\sigma_i \approx 0,67$, то абсцисса этой точки $\Delta t \approx 0,67\sigma_i$.

Это означает, что отрезок, который отсекает 75% площади кривой распределения сроков службы, отвечает выражению:

$$t_{np} = t_{cp} + 2/3\sigma_i \approx t_{cp} + 0,67\sigma_i. \quad (4.9.4)$$

Следовательно, для нахождения величины t_{np} необходимо по экспериментальным данным установить t_{cp} σ_i . Среднепрогрессивный срок службы машин можно определить и графоаналитическим методом (рис. 4.9.1).

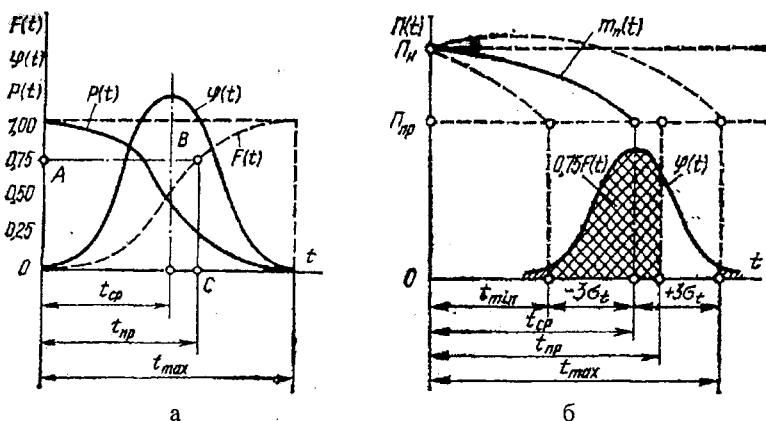


Рисунок- 4.9.1 Схемы определения сроков службы:

а) фактический (t_{cp} – средний срок; t_{np} – проектируемый; t_{max} – максимальный); б) планируемый

Для этого необходимо построить график интегральной функции распределения $F(t)$, а затем из точки A на уровне $0,75F(t)$ провести прямую линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой $F(t)$. Далее из точки B нужно опустить перпендикуляр на ось абсцисс. Отрезок OC будет представлять собой искомую величину t_{np} . В случае асимметричного распределения срока службы машины методика определения величины t_{np} не отличается от рассмотренной для нормального закона распределения. Так, при распределении Вейбулла-Гнеденко математическое ожидание срока службы машин

$$t_{cp} = \int_0^{\infty} t\varphi(t)dt = a\Gamma(b^{-1} + 1), \quad (4.9.5)$$

где a , b – параметры распределения, определяемые аналитически или графически.

После нахождения параметров распределения a , b – устанавливают величину t_{cp} и другие оценки, в том числе среднее квадратическое отклонение:

$$\sigma_t = a \left\{ \Gamma(1 + 2b^{-1}) - [\Gamma(b^{-1} + 1)]^2 \right\}^{0,5}, \quad (4.9.6)$$

где $\Gamma(1 + 2b^{-1})$, $\Gamma(b^{-1} + 1)$ – табличные гамма-функции, определяемые из справочников.

Среднепрогрессивная величина срока службы t_{np} машины определяется абсциссой, соответствующей $0,75F(t)$. В практике эксплуатации машин и оборудования животноводческих ферм и комплексов различают доремонтные и межремонтные сроки службы (рис. 4.9.2). Эти сроки службы определяются статистическим методом на основе обработки экспериментальных данных.

Отношение межремонтного срока службы $t_{срм}$ к доремонтному сроку службы $t_{срд}$ машин представляет собой коэффициент (степень) восстановления ресурса, то есть

$$\eta_a = t_{срм} / t_{срд}. \quad (4.9.7)$$

Величина коэффициента η_e в определенной степени характеризует достигнутый уровень ремонта машин в отрасли. Для многих машин, используемых в животноводстве, значение коэффициента η_e составляет 0,6–0,8. Рассмотренный метод используется не только при определении сроков службы по статистическим материалам, получаемым в процессе длительной эксплуатации машин на фермах и комплексах. Этот метод с достаточной точностью и надежностью применим при моделировании процесса старения машин на стендах.

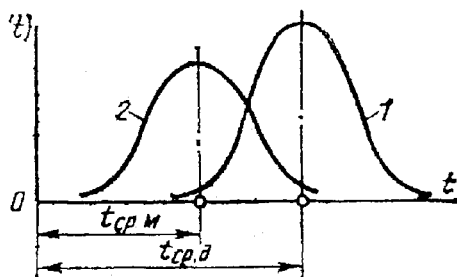


Рисунок- 4.9.2 Схемы определения доремонтного (1) и межремонтного (2) сроков службы оборудования

Технико-экономический метод определения сроков службы машин основан на использовании минимума эксплуатационных издержек или удельных приведенных затрат денежных средств, приходящихся на единицу выработки. Фактический, или достигнутый, уровень долговечности машин находят в процессе исследования на экстремум эксплуатационных издержек, представленных в функции срока службы t . Для проектируемых машин срок службы устанавливают по минимуму приведенных затрат с учетом технического прогресса и срока окупаемости капиталовложений. Срок службы по технико-экономическому критерию определяют графически или аналитически. Оптимальный срок службы машины, отвечающий минимуму удельных суммарных затрат на единицу наработки:

$$t = \left[(n-1)^{-1} AC^{-1} \right]^{1/n}, \quad (4.9.8)$$

где A — затраты на приобретение машины (за вычетом ликвидационной стоимости); C — коэффициент пропорциональности; n — показатель роста затрат в течение срока службы машины.

Нормативный срок службы установки вычисляют по нормам ежегодных амортизационных отчислений α (%) на реновацию, то есть $t = 100/\alpha$.

5 ОРГАНИЗАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

5.1 Система технического обслуживания и ремонта оборудования

Система технического обслуживания и ремонта (ТОР) представляет собой совокупность взаимоувязанных средств, документации и исполнителей, необходимых для поддержания и восстановления качества, эксплуатируемого доильного и холодильного оборудования.

Основу построения системы технического обслуживания и ремонта составляют машины и оборудование, выпускаемые промышленностью с определенным уровнем надежности, характеризующимися такими свойствами, как безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость. Количественные показатели надежности позволяют сравнивать отечественные машины и оборудование друг с другом, а также с зарубежными аналогами.

В молочном животноводстве функционирует сложная биотехническая система: оператор – машина – животное. При этом машины и оборудование, увязанные в технологические линии кормления, поения, доения, навозоудаления, должны обладать высоким уровнем надежности, чтобы обеспечить безотказное функционирование соответствующих процессов в рамках зоотехнических требований. Известно, что при нарушении процесса доения прежняя продуктивность коровы восстанавливается только через две недели.

Микроклимат животноводческих помещений характеризуется повышенным содержанием аммиака, сернистого и углекислого газа, сероводорода и пыли. Крайне агрессивны жидкие стоки, навоз, кормовые смеси, дезпрепараты и другие рабочие среды. В результате детали машин и оборудования, несущие активные динамические нагрузки, подвержены интенсивному коррозионно-механическому и кавитационному изнашиванию, а трубы, емкости, основания, ограждения, арматура – электрохимической коррозии.

Важной особенностью воздействия среды на машины и оборудование, является ее постоянный агрессивный характер, что требует соответствующих мер по предупреждению и устранению последствий. При этом издержки от простоя оборудования основных технологических линий на ферме 400 коров достигают 150 у.е./ч. (или 0,38 у.е./ч. на одну корову). Указанные особенности использования машин и оборудования оказывают влияние на построение системы их технического обслуживания и ремонта. В сельском хозяйстве нашей страны еще с начала его массовой механизации применяется планово-предупредительная система технического обслуживания и ремонта машин и оборудования на животноводческих фермах и комплексах (ППРТОЖ), суть которой заключается в том, что работоспособность машин в течение их срока службы поддерживается определенным комплексом последовательно выполняемых операций технического обслуживания и ремонта. Основные требования к регламентному обслуживанию машин и оборудования животноводства, птицеводства и кормоприготовления определены в ГОСТ 22466-80. Стандарт устанавливает виды, периодичность и состав работ по видам технического обслуживания машин и оборудования. При этом техническое обслуживание оборудования предусматривается при использовании, хранении и транспортировке.

Техническое обслуживание при использовании включает ЕТО – ежедневное (ежесменное) техническое обслуживание, ТО-1 и ТО-2 – периодические технические обслуживания. ЕТО должно проводиться перед началом работы оборудования. Допускается выполнение некоторых работ в перерывах и по окончании рабочей смены. Периодические ТО-1, ТО-2 должны осуществляться в перерывах технологических процессов содержания животных или приготовления кормов.

Проверка технического состояния оборудования в процессе ТО должна производиться с использованием контрольно-измерительных приборов и специальных средств технической диагностики. Периодичность технических обслуживаний устанавливается в единицах наработки оборудования или в календарных сроках. Организационно-структурная схема технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования приведена на рисунке 5.1.1.

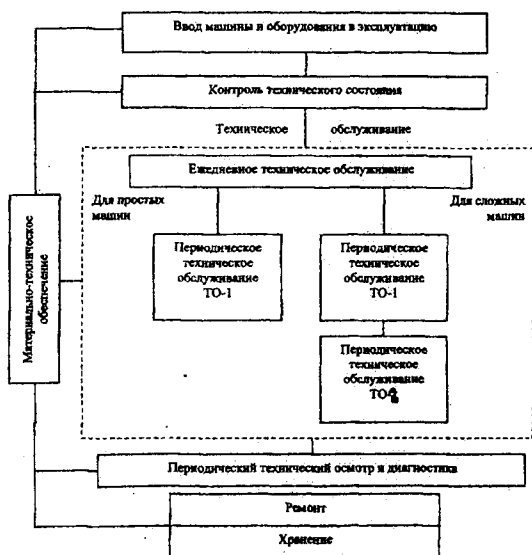


Рисунок-5.1.1 Организационно-структурная схема технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования

Как видно из схемы техническая исправность оборудования обеспечивается комплексом ремонтно-обслуживающих воздействий, различающихся между собой сложностью работ и необходимостью применения соответствующего диагностического, ремонтно-технологического оборудования, оснастки и инструмента, квалифицированных исполнителей. Периодичность технического обслуживания доильного и холодильного оборудования, предназначенного для работы в едином технологическом комплексе, должна совпадать или быть кратной периодичности ТО всего комплекса, а периодичность ТО комплектующих изделий – совпадать с периодичностью ТО основного оборудования (табл.5.1.1). Однако при эксплуатации оборудования допускаются отклонения от установленной периодичности в пределах 10 %.

**Виды и периодичность технического обслуживания
доильного и холодильного оборудования**

Оборудование	Виды и периодичность технического обслуживания (часы, календарные сроки)			
	ЕТО	ТО-1	ТО-2	При хранении
Доильные установки с доением в ведра	+	180 (1 мес.)	2160 (12 мес.)	-
Доильные установки с доением в молокопровод	+	180 (1 мес.)	1080 (6 мес.)	+
Холодильные установки	+	240 (1 мес.)	-	+
Оборудование первичной обработки молока	+	240 (1 мес.)	-	+

Техническому обслуживанию при хранении должно подвергаться оборудование, подлежащее сезонному или периодическому хранению в нерабочий период, а ТО при транспортировке - оборудование, которое в процессе эксплуатации подлежит разовому или периодическому транспортированию к месту использования. Содержание технического обслуживания при хранении оборудования должно соответствовать требованиям ГОСТ- 7751 – 85. Качественное выполнение операций технического обслуживания во многом зависит от правильной технической эксплуатации.

Диагностирование доильных и холодильных установок проводится с целью определения объема и содержания работ при текущем ремонте. В практическом плане диагностирование позволяет также выявлять потребность капитального ремонта машины или его составных частей.

Основным видом ремонта оборудования животноводческих ферм и комплексов является текущий ремонт. Отдельные агрегаты (электродвигатели, вакуумные насосы, компрессоры холодильных установок, молочные насосы и др.) подвергают текущему или капитальному ремонту.

Полнокомплектные, нетранспортабельные машины ремонтируют на ферме, а сборочные единицы – на участках станции технического обслуживания оборудования или в мастерских районных агросервисных предприятий, а также на специализированных ремонтных предприятиях. Основным методом текущего ремонта машин является агрегатный метод: замена отказавших агрегатов осуществляется на месте установки машин и оборудования. Материально-технической базой агрегатного ремонта является обменный фонд составных частей машин. Капитальный ремонт отдельных составных частей животноводческого оборудования проводится после оценки его технического состояния. Определение количества капитальных ремонтов ($N_{кр}$) производится с учетом парка машин ($n_{ж}$) и коэффициента охвата капитальным ремонтом ($K_{оп}$) (табл.5.1.2) в соответствии с формулой:

$$N_{кр} = n_{ж} K_{оп} \quad (5.1.1)$$

Таблица 5.1.2

Среднегодовые коэффициенты охвата капитальным ремонтом основных составных частей доильного и холодильного оборудования

Составные части	Коэффициент охвата капитальным ремонтом
Вакуумные насосы доильных установок	0,28
Компрессоры холодильных установок	0,08 ... 0,10
Молочные насосы	0,25

Для определения индивидуальной потребности оборудования в капитальном ремонте используются критерии предельного состояния. Так для доильной установки критериями предельного состояния составных частей являются предельное состояние вакуумпровода и молокопровода (требуется замена труб, соединительных и переходных элементов) и предельное состояние вакуумного насоса, при котором требуется его замена. Технический осмотр заключается в определении технического состояния и комплектности машин и оборудования, остаточного ресурса их составных частей путем применения контрольно-измерительных приборов и средств технической диагностики. Он проводится 1–2 раза в год в зависимости от характера использования и загрузки машин и оборудования, а также особенностей технологии содержания животных в соответствии с требованиями ремонтно-эксплуатационной документации и планами проверок. Структура годовых затрат времени на техническое обслуживание и ремонт доильного и холодильного оборудования различна (табл. 5.1.3)

Таблица 5.1.3

Структура годовых затрат времени на ТО и ремонт

Наименование	ЕТО	ТО–1	ТО–2	Ремонт
Доильные установки	70,0%	15%	5%	10%
Холодильные установки	35,0%	45%		20%
Оборудование первичной обработки молока	80,0%	10%		10%

Для доильного оборудования средняя наработка на отказ 1-й 2-й и 3-й групп сложности в условиях нормальной эксплуатации составляет 60 часов, 2-й и 3-й групп сложности – 500 часов, а в реальных условиях эксплуатации – соответственно 20 и 150 часов.

Установлены следующие коэффициенты готовности оборудования соответственно для нормальной и реальной эксплуатации: передвижные доильные установки – 0,95...0,98 и 0,84...0,91; стационарные доильные установки – 0,96...0,99 и 0,85...0,92; резервуары-охладители, холодильные установки – 0,96...0,99 и 0,70...0,80. Трудоемкость работ по техническому обслуживанию и ремонту оборудования животноводческих ферм определяют по формулам:

$$\begin{cases} T_z = T_{ETO} + T_{TO-1} + T_{TO-2} + T_p \\ T_{ETO} = t_{ETO} N_{ETO} \\ T_{TO-1} = t_{TO-1} N_{TO-1} \\ T_{TO-2} = t_{TO-2} N_{TO-2} \end{cases} \quad (5.1.2)$$

где T_{ETO} , T_{TO-1} , T_{TO-2} — годовая трудоемкость соответственно технических обслуживаний, ч; T_p — годовая трудоемкость ремонта, ч; t_{ETO} , t_{TO-1} , t_{TO-2} — трудоемкость соответственно одного ЕТО, ТО-1 и ТО-2, ч (принимается из типовых норм времени); N_{ETO} , N_{TO-1} , N_{TO-2} — соответственно количество ЕТО, ТО-1 и ТО-2 в год (определяется в соответствии с периодичностью, приведенной в таблице 5.1.1).

Трудоемкость ремонта принимается в размере 50% от суммарной годовой трудоемкости периодических ТО и сопутствующих операций ЕТО, выполняемых при периодических обслуживаниях, и определяется по формуле

$$T_p = 0,5(t_{ETO} N_{ETO} + t_{TO-1} N_{TO-1} + t_{TO-2} N_{TO-2}), \quad (5.1.3)$$

где N_{ETO} — количество ЕТО, совпадающих с периодическим техническим обслуживанием.

Таким образом, трудоемкость технического обслуживания и ремонта машин и оборудования животноводства будет равна

$$T_z = t_{ETO}(N_{ETO} + 0,5N_{ETO}^c) + 1,5(t_{TO-1} N_{TO-1} + t_{TO-2} N_{TO-2}). \quad (5.1.4)$$

Учитывая большое количество и разнообразность машин и оборудования в животноводстве, при расчетах используют условную единицу технического обслуживания и ремонта, которая составляет 27 чел.ч. Она является единой для механического, санитарно-технического, теплотехнического и электротехнического оборудования в животноводстве. Для перевода физических единиц ТО и ремонта оборудования в условные, используют переводные коэффициенты, определяемые формулой

$$\eta_0 = T_z / T_{ye}, \quad (5.1.5)$$

где T_{ye} — трудоемкость ТО и ремонта условной единицы.

Суммарное число условных единиц T_0 и ремонта на ферме, комплексе, птицефабрике или в хозяйстве в целом находят по формуле

$$R = \sum_{i=1}^m \eta_i n_{Mi}, \quad (5.1.6)$$

где n_{Mi} , n_{Mi} — число машин i -й марки, физ.ед.; m — количество марок машин; η_i — количество условных единиц i -й марки.

В таблицах 5.1.4–5.1.6 приведена трудоемкость по видам технического обслуживания и ремонта, определенная по категориям сложности машин и оборудования.

При укрупненных расчетах годовую трудоемкость по ТО и ремонту машин и оборудования животноводства можно определить исходя из удельных нормативов, отнесенных на 1000 голов скота для ферм и комплексов. Количество звеньев мастеров-наладчиков и передвижных мастеровских для них определяют по зависимости

$$N_{зв} = \frac{T_{сум} \alpha}{\Phi_{сум} D_z} \quad (5.1.7)$$

где α – коэффициент, учитывающий выполнение работ, не предусмотренных перечнем операций по техническому обслуживанию, $\alpha = 1,05 \dots 1,1$; $\Phi_{\text{с.зм}}$ – сменный фонд времени звена; D_i – количество рабочих дней в году за вычетом выходных и праздничных дней отпуска и других потерь, $D_i = 231$ день.

Таблица 5.1.4

Трудоёмкость видов технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования

Оборудование	Категория сложности, усл. ед.	Годовая трудоёмкость, чел-час	В том числе, чел-час			
			ЕТО	ТО-1	ТО-2	Ремонт
1	2	3	4	5	6	7
Доильный агрегат с молокопроводом на 100 коров	12	332	242	43	10	39
Доильный агрегат с доением в ведра на 100 коров	11	310	224	45	9	32
Доильная установка типа «Тандем»	21	570	429	76	8	56
Доильная установка «Елочка»	22	594	447	80	9	58
Доильная установка «Карусель»	21	562	409	74	17	62
Доильная установка передвижная	13	348	254	46	10	39
Резервуар-охладитель молока с непосредственным охлаждением	4	113	40	49		25
Резервуар-охладитель молока с трубчатым испарителем	5	140	49	60		31
Резервуар-охладитель молока с панельным испарителем	8	208	73	89		46
Установка водоохлаждающая	4	121	42	52		27
Агрегат холодильный	5	132	46	57		29
Пластинчатый охладитель молока	6	154	128	15		11

Таблица 5.1.5

Ремонтные единицы и категории сложности ремонта для холодильных компрессоров

Марка компрессора	Ремонтные единицы, чел-ч				Категория сложности ремонта
	Техническое обслуживание	Текущий ремонт	Средний ремонт	Капитальный ремонт	
2ФВБС4	2,1	4,3	5,5	12	3
2ФВБС6	2,1	4,3	5,5	12	3
ФВ6	2,2	4,5	5,5	12	3
ФУ12	2,2	4,5	5,5	12	5
ФВ20	2,5	4,0	5,5	12	8
ФУ40	2,5	4,0	5,5	12	12
22ФУУ90	2,5	4,0	5,5	12	17
ФУ350	2,2	3,8	5,0	12	34

Среднегодовая трудоемкость ремонта хладоновых компрессоров

Марка компрессора	Число ремонтов за ремонтный цикл	Трудоемкость ремонтов, чел-ч	
		За ремонтный цикл	Среднегодовая
2ФВБС4	ТО-6, ТР-4, С-1, К-1	141	23
2ФВБС6	ТО-6, ТР-3, С-2, К-1	146	24
ФВ6	ТО-6, ТР-4, С-1, К-1	146	24
ФУ12	ТО-6, ТР-3, С-2, К-1	248	28
ФВ20	ТО-6, ТР-3, С-2, К-1	400	48
ФУ40	ТО-6, ТР-3, С-2, К-1	600	71
22ФУУ90	ТО-9, ТР-6, С-2, К-1	1182	212
ФУ350	ТО-12, ТР-4, С-1, К-1	1993	428

5.2 Управление техническим состоянием доильного и холодильного оборудования

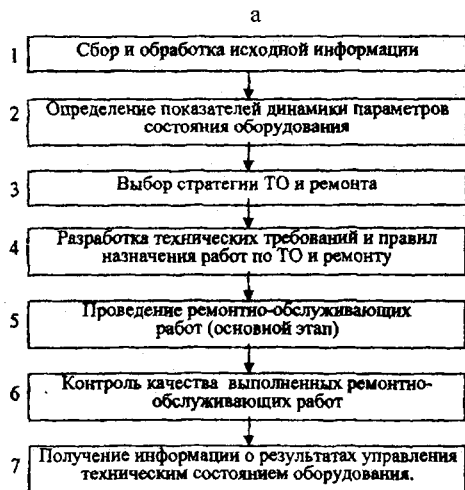
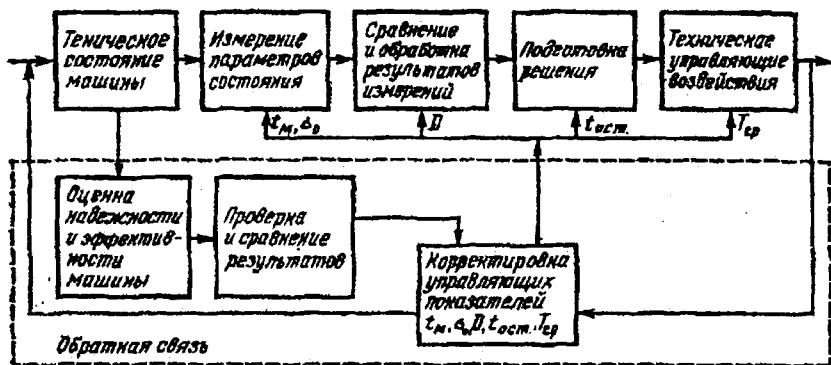
Управление техническим состоянием оборудования – это целенаправленные воздействия по восстановлению номинальных или близких к ним параметров технического состояния в целях поддержания их в допустимых пределах, что обеспечивает [77] снижение опасности отказов (рис. 5.2.1а).

Используемая в республике планово-предупредительная система позволяет управлять техническим состоянием машин и оборудования и поддерживать высокие показатели надежности их составных частей. Предупреждение неисправностей и отказов осуществляется своевременной заменой, регулировкой или ремонтом еще работоспособного изделия, техническое состояние которого только приближается к некоторому пределу. На практике это осуществляется путем следующих мероприятий: регламентированное по наработке или календарному времени плановое выполнение операций технического обслуживания или замены; контроль и поддержание в допустимых пределах износов деталей и соединений, превышение которых вызывает необходимость проведения восстановительных работ; планирование наработки машин (оборудования) и их составных частей по результатам прогнозирования остаточного ресурса.

Перечисленные мероприятия наряду с нормируемыми характеристиками оборудования: срок службы до списания, степень восстановления при ремонте исходных параметров надежности, предельные суммарные издержки на техническое обслуживание и ремонт, межконтрольная наработка – выступают как управляющие показатели, изменяя которые можно добиться поставленной цели управления – высокой безотказности и эффективности работы оборудования.

Непременным условием своевременного выявления и предупреждения отказов, как отмечалось выше, является применение методов и средств технического диагностирования, которые позволяют измерять параметры и оценивать качественные признаки состояния, обрабатывать и анализировать полученную диагностическую информацию, выдавать информацию для управления ТО и ремонтом оборудования.

В практическом плане диагностирование дает возможность устанавливать необходимость капитального ремонта машины или его составных частей, объем и характер работ по текущему ремонту и техническому обслуживанию. Решения о проведении необходимых ремонтно-обслуживающих работ выносятся на основе оптимизации управляющих показателей с помощью экономического (минимум издержек на единицу наработки с учетом издержек от простоев по техническим причинам) или технического (максимальная вероятность безотказной работы) критериев. Таким образом, управление техническим состоянием машин является непрерывным процессом, функцией системы технического обслуживания и ремонта техники, обеспечивающей ее работоспособность. Процесс управления [77] состоит из нескольких этапов (рис. 5.2.16).



б

Рисунок-5.2.1 Управление техническим состоянием оборудования:

а) схема; б) этапы

На первом из них получают и обрабатывают информацию для определения значений параметров, оценки качественных признаков и наработки конкретного оборудования при диагностировании; определения показателей динамики параметров состояния, надежности составных частей оборудования, экономических и экологических характеристик их отказа и восстановления.

На втором этапе устанавливают зависимости изменения параметров состояния от ряда факторов, причинной связи элементов, показателей безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости в определенных условиях. На этом же этапе устанавливают динамическую модель оборудования и ее составных частей, используя показатели динамики и причинную связь ее элементов. Одновременно ставят диагноз состояния конкретного оборудования и на основе полученных зависимостей прогнозируют это состояние на будущее. При этом руководствуются нормативными допускаемыми и предельными значениями параметров состояния. Если параметр состояния превысил допускаемое значение, делают заключение о необходимости проведения предупредительной работы по восстановлению номинального значения параметра. При достижении параметром предельного значения констатируют отказ составной части. Необходимость проведения капитального ремонта агрегата или узла определяют по достижении им предельного состояния.

Третий этап предусматривает выработку общего решения, который определяет стратегию ремонтно-обслуживающих работ. Стратегию выбирают по результатам первых двух этапов управления на основе сравнения показателей надежности при различных стратегиях. Предварительно обосновывают критерии выбора стратегии технического обслуживания и ремонта (ТОР).

Четвертый этап направлен на конкретизацию общего решения, выбор и формирование конкретных частных задач, обоснование целевых функций для их решения. Для решения конкретных задач разрабатывают типовые правила решений, в том числе правила назначения ремонтно-обслуживающих работ, составляют алгоритмы решения конкретных задач, планируют нормативы для их решения. Основные решения частных задач сводятся к установлению необходимости проведения определенных регулировочных и других операций ТО, устранения неисправностей при ТО и ТР с заменой или восстановлением конкретных составных частей и указанием объема, срока и места ремонта.

Пятый этап управления заключается в организации ремонтно-обслуживающих работ в целях реализации общего и частных решений. Этап выполнения ремонтно-обслуживающих работ является основным, обуславливающим поддержание и восстановление работоспособности и исправности машины. Он включает все операции ТОР. На этом этапе в качестве обобщенного управляющего показателя служит средний ресурс составных частей по каждому структурному параметру состояния. Недостаточная степень восстановления снижает этот ресурс.

Шестой этап – контроль качества выполнения ремонтно-обслуживающих работ. Управляющими показателями здесь выступают технические требования на проведение операций ТОР и принятие машин после ремонта. На этом этапе также устанавливают достоверность постановки диагноза и правильность назначения ремонтно-обслуживающих работ.

Седьмой этап управления служит для получения информации о результатах деятельности системы ТОР, надежности и эффективности работы оборудования в

процессе эксплуатации, причинах отказов и обратной связи в процессе управления. В результате сравнения ожидаемых оптимальных значений показателей надежности оборудования с фактическими проводят корректировку управляющих показателей в целях уменьшения отклонений, выявленных при сравнении. Затем осуществляют новый цикл управления.

В сельском хозяйстве используется три стратегии технического обслуживания и ремонта: по потребности после отказа С1; регламентированная в зависимости от наработки или календарного срока С2; по состоянию с периодическим или непрерывным контролем С3. Основу каждой из стратегий составляют соответствующие критерии – регламентированная наработка, контролируемое состояние объекта или его отказ.

При первой стратегии управляющие воздействия (ремонтно-обслуживающие работы) проводят только после отказа. К такой стратегии относят замену, ремонт, регулировку составных частей после внезапного отказа, а также отказа, устранение последствий которого сопровождается относительно небольшими потерями (внезапный отказ молочного насоса, блока управления, сосковой резины, контрольных приборов, прокладок). При второй стратегии работы носят плано-предупредительный характер и проводятся периодически в течение наработки (срока службы) вне зависимости от состояния изделий. К такой стратегии относят периодическую замену сосковой резины доильных аппаратов, лопаток пластинчатых вакуумных насосов, прокладки молочно-вакуумных кранов, регулярное смазывание подшипников качения и скольжения. При третьей стратегии предупредительные работы проводят в зависимости от состояния. Контроль (диагностирование) в этом случае осуществляют в плановом порядке для установления состояния изделия. По такой стратегии заменяют цилиндропоршневую группу компрессоров, регулируют натяжение сосковой резины. При ремонте сложного изделия в целом применяют несколько стратегий, каждую – по определенной составной части. Например, замена короткой вакуумной трубки осуществляется по первой стратегии, замена сосковой резины в доильном стакане – по второй, замена цилиндропоршневой группы компрессора – по третьей.

По мере развития методов и средств технического диагностирования область распространения третьей стратегии расширяется. В зависимости от принятой стратегии изменяются технические требования на ТОР. Например, при первой стратегии ТОР допустимое отклонение параметра равно предельному отклонению, при второй – равно нулю. При третьей стратегии оно имеет промежуточное значение между нулем и предельным отклонением. Каждая стратегия [77] имеет свои тактические особенности (табл. 5.2.1). В каждой стратегии технического обслуживания и ремонта для сохранения и восстановления работоспособности составных частей используют определенные показатели (табл.5.2.2), управляющие состоянием и надежностью доильных и молокоохладительных установок. Наименьшее число управляющих показателей применяется при первой стратегии. Третья стратегия отличается максимальным числом управляющих показателей, особенно при техническом обслуживании (ТО), то есть обладает наибольшими возможностями по управлению техническим состоянием и надежностью машины [77]. При каждой стратегии ТОР необходимо учитывать определенные экономические показатели (табл.5.2.3).

Характеристики основных стратегий

Признак	Стратегия		
	по потребности после отказа	регламентированная в зависимости от наработки	по состоянию
Диагностирование	Отсутствует Внеплановый после отказа	Отсутствует Внеплановый после	Плановый при эксплуатации и внеплановый после отказа
Характер управляющих воздействий	Внеплановый после отказа	Плановый предупредительный по наработке Плановый предупредительный по сроку службы	Внеплановый предупредительный по состоянию с учетом допускаемых отклонений параметров Плановый предупредительный по состоянию с учетом остаточного ресурса
Плановая периодичность управляющих воздействий	Отсутствует	По наработке По сроку службы	Для диагностических операций По наработке По сроку службы
Период между выполнением управляющих действий	Случайный	Постоянный Дискретно изменяющийся	Для диагностических операций Постоянный Дискретно изменяющийся Непрерывный контроль
Процесс выполнения управляющих воздействий		Индивидуальный Попутный	
Время начала устранения последствий отказа		Сразу после отказа Спустя некоторое время после отказа	
Степень восстановления параметров состояния		Полная Частичная	

Таблица 5.2.2

Основные управляющие показатели в зависимости от стратегии технического обслуживания и ремонта

Наименование показателя	Применение показателя				
	по потребности после отказа	по наработке при		по состоянию при	
		ТО	ремонте	ТО	ремонте
Степень восстановления ресурса, наработки до отказа составной части	+	+	+	+	+
Срок эксплуатации		+		+	+
Послеремонтная наработка или периодичность технического обслуживания		+	+	+	+
Межконтрольная наработка				+	
Погрешность измерения				+	+
Назначенный остаточный ресурс				+	+
Допускаемое отклонение параметра				+	+
Число основных агрегатов, совместный ремонт которых обуславливает капитальный ремонт машины в целом				+	+

Экономические показатели

Наименование показателя	Обозначение	Применение показателей		
		по потребности после отказа	по наработке	по состоянию
Средние издержки на устранение последствий отказа составной части	<i>A</i>	+	+	+
Средние издержки на диагностирование составной части	<i>B</i>	+	+	+
Средние издержки на предупредительное восстановление составной части	<i>C</i>		+	+
Средние издержки, связанные с простоем объекта в течение 1 часа или невыполнение единицы работы	<i>D</i>	+	+	+
Средние издержки на капитальный ремонт составной части	<i>E</i>	+	+	+

Показатель *A* используется при первой, второй и третьей стратегиях. Это связано с тем, что, несмотря на предупредительный характер управляющих воздействий при второй и третьей стратегиях, отказы происходят. То же относится к издержкам *D*, *C* включает в себя *B*, в *A* входят издержки *C* и издержки *D*, умноженные на продолжительность простоя или объем невыполненной работы. Издержки *E* зависят от качества ремонта, степени восстановления ресурса. В том случае, когда нет возможности изменять основные показатели, управляющие состоянием и надежностью машины, их принимают в качестве постоянных величин и учитывают наряду с исходными данными (табл. 5.2.4). То же относится к экономическим показателям.

Таблица 5.2.4

Основные исходные данные

Наименование показателя	Применение показателей		
	по потребности после отказа	по наработке	по состоянию
Средний технический ресурс составной части	+	+	+
Коэффициент вариации технического ресурса	+	+	+
Годовая наработка машины	+	+	+
Нарботка в момент контроля			+
Вероятность устранения последствий отказа			+
Номинальное значение параметра			+
Предельное значение параметра			+
Показатель изменения параметра в период приработки			+
Показатель степени функции изменения параметра			+
Показатели вариации фактического отклонения параметра от теоретической кривой			+

Иногда в группу управляющих могут перейти экономические и другие показатели. Это случается при улучшении организации работы, снижении издержек, связанных, например, с отказом, улучшении качества изготовления деталей. Поэтому приведенные в таблицах 5.2.1–5.2.4 показатели являются условными применительно к ремонтпригодности машины, характеризуемой стоимостью, продолжительностью, трудоемкостью ТО и ремонта [77]. При оптимизации управления состоянием и надежностью элементов ограничения зависят от наименьших и наибольших значений, которые могут принимать управляющие показатели [77, 80–83]. Например, для доильных и молокоохладительных установок используют ограничения, приведенные в таблице 5.2.5.

Таблица 5.2.5

Диапазоны изменения управляющих показателей

Наименование управляющего показателя	Диапазон изменения
Степень восстановления ресурса составной части	0,6...1
Срок службы до списания, лет	8
Послеремонтная наработка, ч	10000
Межконтрольная наработка, ч	480
Назначенный остаточный ресурс, ч	10000
Допускаемое отклонение параметра в долях предельного отклонения	0...1

Как уже отмечалось, основу технической эксплуатации доильных и холодильных установок составляет планово-предупредительная система ремонта и технического обслуживания. Регламентация периодичности базируется на контроле допустимых износов и прогнозировании остаточного ресурса деталей и соединений в течение срока службы оборудования. Долговечность доильных и холодильных установок характеризуют два показателя – амортизационный и фактический сроки службы. Первый показатель характеризует период полного переноса стоимости оборудования на продукцию животноводства, а второй – время действительного функционирования его в хозяйстве. Значения амортизационных сроков оборудования животноводства ограничены интервалом 5...7 лет (рис. 5.2.2а) [82]. Такие величины на протяжении длительного времени объяснялись низкой безотказностью оборудования, стремлением избежать недоначисления амортизационного фонда, увеличения ущерба от отказов или влияния морального износа, ускорения обновления этой части основных производственных фондов. Анализ возрастного состава парка животноводческого оборудования (холодильных и доильных установок, скребковых транспортеров и кормораздатчиков, смесителей и запарников) выявляет наличие значительного количества оборудования, используемого сверх нормативных сроков.

Фактические сроки службы машин животноводства составляют 15–20 лет, превышая амортизационные сроки в 3–5 раз. Диспропорция сроков обусловлена спецификой эксплуатации оборудования. Оно представляет собой восстанавливаемые объекты длительного применения. Текущие ремонты его проводят на месте эксплуатации заменой отказавших элементов запасными частями или узлами обменного фонда. Например, наработка вакуумных насосов до первой замены лопаток не превышает 1,0–1,5 года. Ресурсы сосковой резины, мембран, шлангов доильных ус-

тановок составляют 3–5% нормативного срока службы установок. Ресурс электродвигателей, определенный соответствующими стандартами, техническими требованиями или условиями их эксплуатации и действительным годовым фондом времени работы, должен составлять около 40 тысяч часов при расчетном сроке службы 15 лет. Однако специфика животноводческой отрасли такова, что годовая продолжительность использования электродвигателей на многих процессах (раздача кормов, уборка навоза) составляет всего 500–1000 часов. Казалось бы, в этом случае срок службы электродвигателя составит 40–80 лет. Однако практика подтверждает отсутствие прямой связи его календарного срока службы с наработкой: изоляция электродвигателя стареет интенсивно в животноводческом помещении вне зависимости от наработки. Стоимость новых покупных узлов накладывается на себестоимость продукции, увеличивает затраты на технический сервис (рис. 5.2.2б). Поэтому срок службы оборудования животноводческих ферм представляет собой суммарную продолжительность межремонтных периодов условного оборудования, находящегося на балансе хозяйства, как правило, под одним хозяйственным номером. Стационарными и большие габариты оборудования затрудняют хозяйствам проведение собственными силами его демонтажа, требуют остановки технологического процесса выращивания и откорма молодняка или птицы.

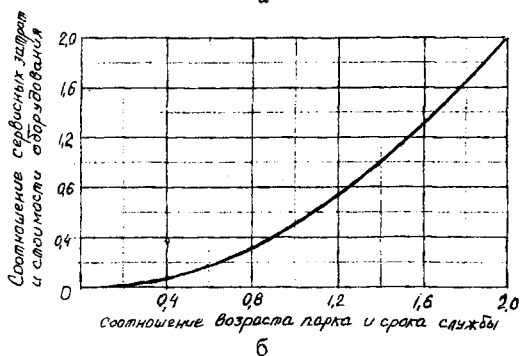
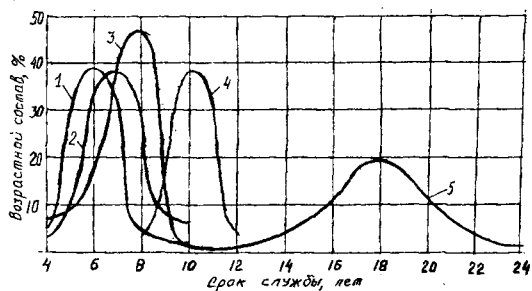


Рисунок-5.2.2 Показатели долговечности и ремонтпригодности оборудования: а) распределение сроков службы (1–3 – амортизационные сроки машин расчетного парка, молочной фермы и комплекса КРС соответственно; 4 – амортизационные сроки зарубежных машин; 5 – фактические сроки службы); б) распределение интегральных затрат

В ряде случаев параметры новых моделей оборудования требуют коренного переустройства действующих производственных помещений. Поэтому замену оборудования осуществляют лишь при реконструкции старых или строительстве новых помещений. Длительные сроки службы оборудования объясняются его высокой стоимостью, малоинтенсивным использованием во времени и по мощности из-за несоответствия между размерами ферм и производительностью техники. Снижение фактических сроков службы свойственно громоздким стационарным установкам, требующим или больших затрат на восстановление и специальной оснастки. За рубежом нормативные срок амортизации технологического оборудования (доильных установок, кормораздатчиков, машин и механизмов для приготовления кормов, удаления навоза) превышают отечественные нормативы в 2 раза и составляют 8–12 лет. Такие нормативы сроков амортизации оборудования обеспечивают его обновление с приемлемой эффективностью. Причем даже высокие значения рекомендованных нормативов сроков эксплуатации также значительно меньше, чем фактические сроки использования техники. Критерии продолжительности эксплуатации оборудования определяются различными факторами. Целесообразность замены оборудования, в частности, определяется соотношением первоначальной и остаточной стоимости, предполагаемых годовых эксплуатационных затрат и аналогичных затрат на новое оборудование. В целях получения максимальных прибылей на крупных фермах концентрируется новейшее оборудование, используемое наиболее эффективно. На срок службы оборудования влияет такой фактор, как экономическое состояние хозяйства. Через несколько лет эксплуатации (при появлении признаков старения) его ремонтируют и перепродают менее богатым фермерам, где оно используется с меньшей эффективностью и приносит более низкие прибыли.

Интенсификация производства обуславливает получение основной части прироста продукции животноводства путем увеличения капитальных затрат на расширение, реконструкцию и техническое перевооружение действующих ферм и сокращения темпов нового строительства. Ранее, когда большая доля оборудования направлялась для комплектования новых строящихся ферм и комплексов, можно было определить с достаточной точностью потребность в нем. В условиях же интенсификации производства большая доля оборудования должна направляться для замены действующего парка. По этой причине величина потребности в оборудовании будет зависеть от точности определения потребности его на замену. А эта составляющая потребности в оборудовании, пожалуй, наиболее трудноопределима. В настоящее время еще высок удельный вес оборудования, выпускаемого свыше 15 лет. Такое положение обуславливается тем, что одновременная, охватывающая всю отрасль, смена техники не имеет места даже при фундаментальных открытиях. Особенно длителен период внедрения новой техники или реконструкции всего технологического процесса с заменой еще физически полноценного оборудования. Даже сравнительно простая реконструкция механизации производственных процессов доения коров потребовала десятилетия (рис. 5.2.3а) [4, 82]. Серийное доильное и холодильное оборудование за годы выпуска проходит три стадии с присущими им экономическими закономерностями.

Первая стадия характеризуется расширением масштабов его выпуска до проектного объема при относительно высоком уровне затрат. Вторая отличается стабилизацией объемов производства оборудования и снижением затрат и цен на него, а

третья — постепенным (или в ряде случаев резким) сокращением объемов его выпуска. Срок обновления любой номенклатуры оборудования животноводства охватывает интервал времени от начала серийного выпуска до момента постановки на производство модернизированной техники или полного снятия с производства. Этот срок равен сумме периодов насыщения парка оборудования и морального старения модели. Период насыщения парка определяется отношением необходимого его количества к среднегодовым поставкам. Он может быть сведен к минимуму. Период морального старения определяется сроком службы оборудования и соотношением показателей качества новой и старой моделей.

Большие значения фактических сроков службы машин способствуют снижению сроков обновления путем установки нового, более производительного оборудования и перепродажи старого. Обновлению оборудования способствует конкуренция заводов-изготовителей и поставщиков, организация специализированного сервиса, восстановление сложных дорогостоящих и металлоемких деталей. Одним из условий эффективного технического сервиса оборудования в течение срока полного обновления парка является повышение точности расчета величины текущих затрат на их сервисное обслуживание. Запасные части дорогостоящие. Организация эксплуатации оборудования требует определенных объемов финансирования. Точность финансирования низкая, так как элементами парка являются новые и старые машины и модели. Задача рационального финансирования ремонтных работ решается путем использования усредненных норм отчислений. Применяемые нормы лишь косвенно учитывают изменение технических характеристик машин, экономические принципы нормирования и специфику их эксплуатации. Расчет динамики затрат по нормам расхода запасных частей возможен только при наличии дифференцированных норм по годам эксплуатации машин. Использование статистических данных, характеризующих всю совокупность машин, затруднительно вследствие сложности учета особенностей изменения численности и возрастной структуры парка за срок обновления. Строгое математическое определение возможных затрат на ремонт оборудования затруднительно из-за наличия большого количества переменных факторов и приближенной точности основных исходных данных. Это создает условия для решения рассматриваемого вопроса простейшими математическими приемами, позволяющими вскрыть характер технико-экономических закономерностей и определить ориентировочные объемы финансирования ремонтных работ. Объективность финансирования можно повысить учетом закономерностей технического состояния парка машин.

Математическая модель технического сервиса парка машин в течение срока его полного обновления учитывает особенности изменения затрат на единицу оборудования в течение срока ее службы. Для этого принято, что составные элементы машин имеют различную долговечность. Поэтому номенклатура заменяемых элементов и, соответственно, затраты на технический сервис растут по линейной зависимости. Если принять во внимание, что нормативный срок службы машин является оптимальным, то сумма годовых амортизационных отчислений и переменных затрат на их сервис имеют минимум, то $C/T_n + bT_n \rightarrow \min$ (где C — стоимость машины; T_n — нормативный срок службы; b — темп нарастания затрат на сервис машин в течение срока службы). Дифференцируя сумму и, приравняв к нулю производную, получим

соотношение $b = C/T_n^2$. Техническое состояние машин зависит от периода эксплуатации парка (рис.5.2.3б) [81,83].

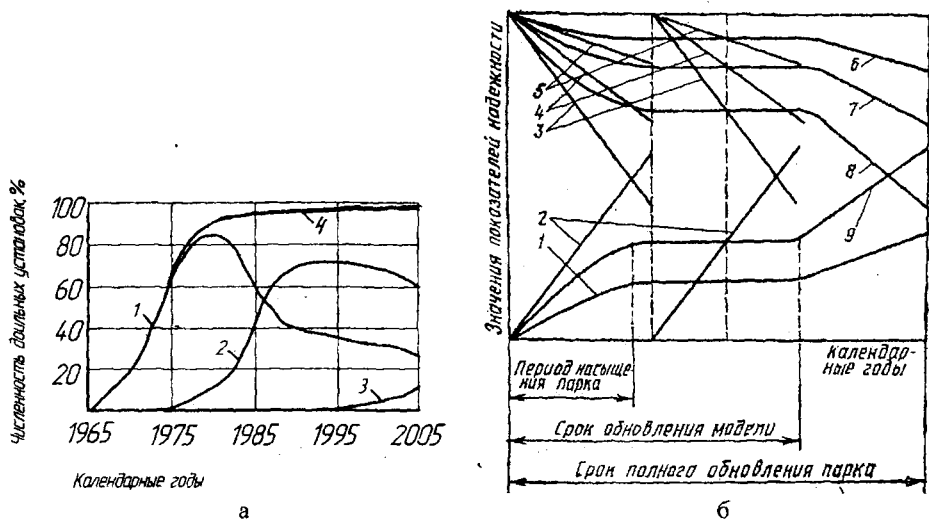


Рисунок-5.2.3. Характеристика парка доильного оборудования:

а) изменение численности парка (1 – доение в ведра; 2 – доение в молокопровод; 3 – доение на площадках; 4 – суммарная численность доильных агрегатов); б) характер изменения показателей надежности парка (1 – возраст парка за срок полного обновления; 2–5 – затраты на устранение отказов, наработка на отказ, коэффициенты готовности и технического использования за срок службы оборудования; 6–9 – эти же показатели за срок полного обновления парка)

В первом периоде растет численность машин парка. После насыщения парка во втором периоде его численность стабилизируется. В третьем периоде постепенно машины списывают и заменяют новыми образцами. Поэтому численность старых образцов снижается до нуля. Средний возраст машин в первом и втором периодах парка изменяется адекватно его численности, а в третьем – увеличивается. Затраты на технический сервис соответствуют как численности, так и возрасту парка машин. Очевидно, что затраты на усредненную машину парка (3) определяются зависимостью

$$3 = (bn_1T_1 + bn_2T_2 + \dots + bn_iT_i) / (n_1 + n_2 + \dots + n_i) = bT_0, \quad (5.2.1)$$

где n_i – количество машин определенного (T_i) срока эксплуатации; T_0 – средний возраст машин, лет.

Потребность дифференцированных денежных средств на сервис машины выражается формулами $3 = CT_0/T_n^2$ или $3/C = T_0/T_n^2$. Интегральные затраты (3_u) за планируемый период сервисного обслуживания определяются интегрированием дифференциальных затрат и отображаются уравнением параболы

$$3_u = \int_0^{T_0} 3dT_0 = (C/T_n^2)T_0^2/2 = (C/2)(T_0/T_n)^2 \text{ или } 3_u/C = (T_0/T_n)^2/2.$$

Величина затрат на устранение отказов в течение нормативного срока службы достигает половины стоимости машины. Потребность дифференцированных денежных средств на технический сервис парка (Z_n) с учетом численности машин (N) определяется формулой $Z_n = NZ = NCC_0/T_n^2$. Интегральные затраты (Z_n'') парка машин (как функция степени использования нормативного ресурса (T_0/T_n) за планируемый период сервисного обслуживания) определяются параболической зависимостью

$$Z_n'' = N(C/2)(T_0/T_n)^2 / 2.$$

Динамика сервисных затрат парка машин характеризуется тремя периодами. В первом и третьем периодах затраты увеличиваются. Во втором периоде значения показателей стабилизируются. Величина сервисных затрат отражает технический и организационный уровни эксплуатации машин.

В общем виде планово-предупредительная система технического обслуживания включает: обкатку и наладку машин и оборудования, ежедневное техническое обслуживание, периодическое техническое обслуживание, периодический технический осмотр, ремонт и хранение машин и оборудования. Обкатку и наладку машин и оборудования проводят после монтажа или ремонта. Это входит в обязанности специалистов пуско-наладочных управлений и монтажных бригад. Ежедневное техническое обслуживание выполняется операторами, работающими на оборудовании, а наиболее сложные операции – слесарем фермы. Ежедневное техническое обслуживание включает операции по наружной очистке, проверке креплений, устранению течи, смазке узлов и агрегатов, проверке уровня масла, а также ряд других операций, предусмотренных правилами эксплуатации машин.

Как правило, ежедневное техническое обслуживание проводят в конце смены или после окончания работы машин. Периодическое техническое обслуживание включает все операции ежедневного технического обслуживания и ряд дополнительных операций, направленных на поддержание машины в работоспособном состоянии. Это замена масла, регулировка подшипников и передач всех видов, проверка надежности пускозащитной аппаратуры, если необходимо, герметичности, и другие операции.

Периодическое обслуживание проводят примерно через 30–90 дней работы. Выполняют их члены звена слесарей под руководством мастера-наладчика или специализированные звенья мастеров-наладчиков районных агросервисных предприятий по договорам с хозяйствами. Периодические технические осмотры проводят 1–3 раза в год с целью проверки технического состояния машин и оборудования и выявления потребности в ремонте.

В проведении периодического технического осмотра должны участвовать представитель Госсельхозтехнадзора, главный инженер хозяйства или лицо, им уполномоченное, в присутствии заведующего фермой и слесаря. Для оперативного проведения технического обслуживания, монтажа оборудования и контроля применяются специализированные автопередвижные мастерские ММТОЖ-53, МПР-4844. Оборудование такой мастерской позволяет производить контроль и техническое обслуживание за всеми агрегатами доильных установок, хладоновыми холодильными установками, измерять сопротивление изоляции электрических цепей, силу тока, напряжение. Мастерская имеет вакуумный насос и генератор тока, которые могут быть использованы на фермах в аварийных случаях или во время ремонтных работ.

Четкая организация технического обслуживания машин на фермах возможна только при соответствующей материально-технической базе и наличии необходимой инженерно-технической службы.

5.3 Организация технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования

В зависимости от хозяйственных условий техническое обслуживание и текущий ремонт оборудования могут осуществляться:

1. Силами коллективных сельскохозяйственных предприятий и межхозяйственных объединений. При этом подразделения районных и региональных (областных) агросервисных организаций осуществляют ремонт агрегатов и узлов и поставку хозяйствам необходимых материально-технических средств.

2. Совместными усилиями хозяйств и районных агросервисных предприятий, которые при этой организационной форме частично выполняют операции периодического технического обслуживания, обеспечивают своевременное выполнение сложных ремонтов и регулировку оборудования.

3. Силами агросервисных предприятий районного и областного уровней, выполняющими комплекс работ по ремонту и техническому обслуживанию оборудования.

Выбор организационной формы зависит от экономики и размеров хозяйств, насыщенности ферм и комплексов оборудованием, наличия в хозяйствах квалифицированных кадров, материально-технической базы, благоустроенных дорог, а также расстояний от ферм до районных ремонтных баз. В практике наибольшее распространение получила вторая организационная форма.

Здесь наиболее гармонично сочетается совместная ответственность хозяйств и районных агросервисных предприятий за техническую готовность и бесперебойную работу оборудования ферм. Районное агросервисное предприятие выполняет периодическое техническое обслуживание и текущий ремонт в соответствии с договорными обязательствами. Капитальный ремонт агрегатов и узлов проводят специализированные предприятия и цеха (станции технического обслуживания) районного и областного уровней. Хозяйства осуществляют ежедневное техническое обслуживание оборудования и устраняют простейшие неисправности.

В хозяйствах, осуществляющих техническое обслуживание своими силами, необходимо иметь посты и общехозяйственный пункт технического обслуживания фермских машин, склад обменного фонда агрегатов и запасных частей и передвижную автомастерскую для звена мастеров-наладчиков (для проведения периодического технического обслуживания). Должна быть укомплектована бригада слесарей по монтажу и ремонту машин на фермах; моечные отделения для ежедневного и еженедельного обслуживания доильной аппаратуры. Кроме того, необходимо иметь службу по обслуживанию электрооборудования и постоянные рабочие места слесарей.

В обязанности слесарей входит выполнение сложных операций ежедневного технического обслуживания; устранение возникших в процессе работы мелких отка-₁зов машин (выполнение дежурной службы); проведение еженедельных технических обслуживаний, а также контроль объема ежедневных технических обслуживаний

Четкая организация технического обслуживания машин на фермах возможна только при соответствующей материально-технической базе и наличии необходимой инженерно-технической службы.

5.3 Организация технического обслуживания и ремонта доильного и холодильного оборудования

В зависимости от хозяйственных условий техническое обслуживание и текущий ремонт оборудования могут осуществляться:

1. Силами коллективных сельскохозяйственных предприятий и межхозяйственных объединений. При этом подразделения районных и региональных (областных) агросервисных организаций осуществляют ремонт агрегатов и узлов и поставку хозяйствам необходимых материально-технических средств.

2. Совместными усилиями хозяйств и районных агросервисных предприятий, которые при этой организационной форме частично выполняют операции периодического технического обслуживания, обеспечивают своевременное выполнение сложных ремонтов и регулировку оборудования.

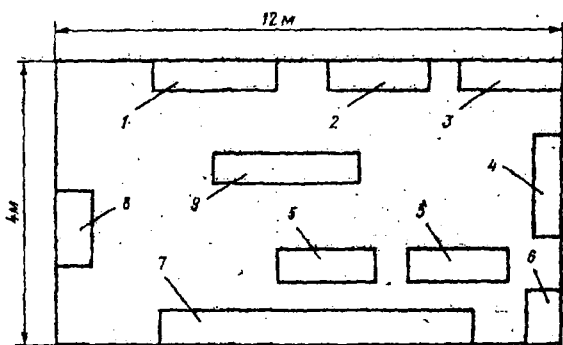
3. Силами агросервисных предприятий районного и областного уровней, выполняющими комплекс работ по ремонту и техническому обслуживанию оборудования.

Выбор организационной формы зависит от экономики и размеров хозяйств, насыщенности ферм и комплексов оборудованием, наличия в хозяйствах квалифицированных кадров, материально-технической базы, благоустроенных дорог, а также расстояний от ферм до районных ремонтных баз. В практике наибольшее распространение получила вторая организационная форма.

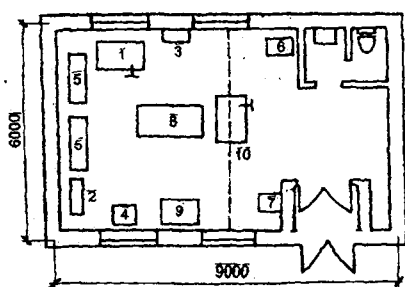
Здесь наиболее гармонично сочетается совместная ответственность хозяйств и районных агросервисных предприятий за техническую готовность и бесперебойную работу оборудования ферм. Районное агросервисное предприятие выполняет периодическое техническое обслуживание и текущий ремонт в соответствии с договорными обязательствами. Капитальный ремонт агрегатов и узлов проводят специализированные предприятия и цеха (станции технического обслуживания) районного и областного уровней. Хозяйства осуществляют ежедневное техническое обслуживание оборудования и устраняют простейшие неисправности.

В хозяйствах, осуществляющих техническое обслуживание своими силами, необходимо иметь посты и общехозяйственный пункт технического обслуживания фермских машин, склад обменного фонда агрегатов и запасных частей и передвижную автомастерскую для звена мастеров-наладчиков (для проведения периодического технического обслуживания). Должна быть укомплектована бригада слесарей по монтажу и ремонту машин на фермах; моечные отделения для ежедневного и еженедельного обслуживания доильной аппаратуры. Кроме того, необходимо иметь службу по обслуживанию электрооборудования и постоянные рабочие места слесарей.

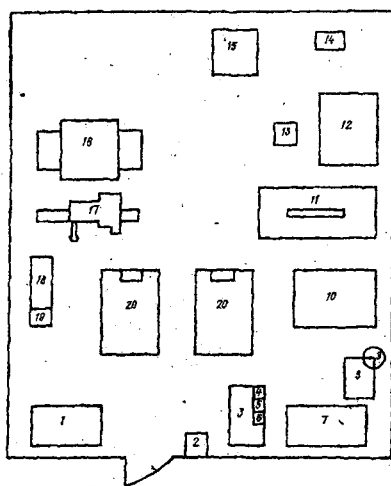
В обязанности слесарей входит выполнение сложных операций ежедневного технического обслуживания; устранение возникших в процессе работы мелких отказов машин (выполнение дежурной службы); проведение еженедельных технических обслуживаний, а также контроль объема ежедневных технических обслуживаний



а



б



в

Рисунок- 5.3.2 Планировки пунктов технического обслуживания ферм:

а) общехозяйственный (1 – стэнд обкаточный; 2 – шкаф для сосковой резины; 3, 7 – столы ремонтно-диагностические; 4 – шкаф; 5 – ванна; 6 – ларь для порошков; 8 – участок для дезинфекции доильных аппаратов; 9 – стеллажи); б) 200–400 коров (1 – верстак слесарный; 2 – шкаф; 3, 4 – ларь для химических; 5 – стеллаж; 6 – емкость для смазочных материалов; 7 – ящик для песка; 8 – ванна; 9 – станок; 10 – электротельфер); в) 400–800 коров (1, 3 – шкафы; 2 – умывальник; 4 – набор инструмента; 5 – лампа галогенная; 6 – трансформатор (12 В); 7 – емкость для смазочных материалов; 8 – ящик; 9 – огнетушитель; 10, 15 – станки; 11 – трубогиб; 12 – стол; 13 – стул; 14 – электроцит; 15 – станок; 16 – трубоприжим; 17 – труборез; 18 – шкаф для одежды; 19 – аптечка; 20 – верстак)

В районных агросервисных предприятиях основой ремонтно-обслуживающей базы животноводческого оборудования является станция технического обслуживания и текущего ремонта. В состав станции включают участки: слесарно-механический; приема и предварительной очистки; технического обслуживания доильных аппаратов; технического обслуживания вакуумных насосов и компрессоров; технического обслуживания холодильных установок; технического обслуживания и

текущего ремонта пускозащитной аппаратуры, электродвигателей, КИПиА; сварочный; окраски и сушки; обменного фонда; компрессорная. Для выполнения работ по монтажу оборудования, наладки агрегатов и их ремонта непосредственно на местах установки станции имеют автопередвижные мастерские. Автопередвижная мастерская ММТОЖ-53 смонтирована на автомобильном шасси ГАЗ-52-01. Кузов мастерской цельнометаллический, утепленный. В комплект мастерской входят: электро-сварочный агрегат на одноосном автомобильном прицепе ТАПЗ-755; генератор; преобразователь; воздушный компрессор; электроинструмент. Мастерская снабжена аппаратурой, позволяющей регулировать и монтировать доильные установки, определять производительность вакуумных насосов, проверять вакуумметры вакуумных и молочных линий, проверять герметичность и заряжать фреоновые холодильные установки, контролировать работу средств автоматизации и регулирования.

Для технического обслуживания и ремонта доильных и молокоохладительных установок районными службами применяются два варианта мастерских. Все мастерские при этом имеют минимально необходимое количество универсальной оснастки общего назначения. Исполнения мастерских отличаются друг от друга только наборами специальной оснастки, которая определяет вид исполнения. Все оборудование, оснастка, приспособления, приборы, инструмент размещаются в специальных контейнерах одинаковых для всех типов мастерских. Мастерская У908.83 на шасси ГАЗ-52-01 (рис. 5.3.3а) для технического обслуживания и ремонта оснащена двумя контейнерами с комплектом инструмента и приспособлений общего назначения и тремя контейнерами с комплектом инструмента и приспособлений для работ по техническому обслуживанию. Мастерская У9110 (рис. 5.3.3б) оснащается комплектом инструмента и приспособлений общего назначения и контейнером. Это исполнение унифицированной мастерской позволяет производить проверку герметичности соединений холодильных установок, откачку хладагента, испытание системы давлением газа, вакуумирование, заправку, контроль технического состояния терморегулирующих вентилей, утечек хладагента.

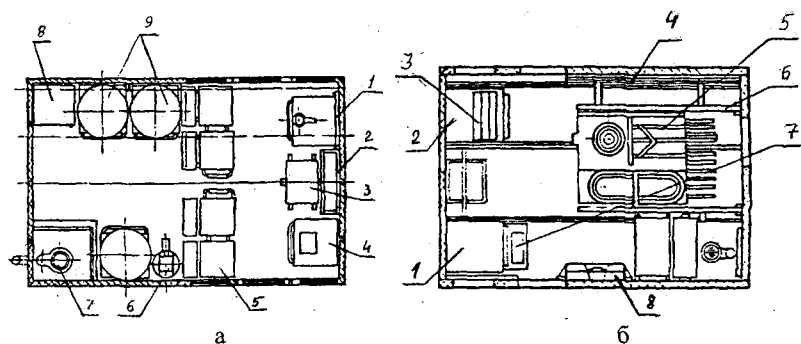


Рисунок-5.3.3 Комплектация передвижных ремонтных мастерских:
 а) мастерская У908.83 на шасси ГАЗ-52-01: (1 — набор инструмента; 2 — зажим; 3 — трансформатор сварочный; 4 — контейнер; 5 — сиденье; 6 — гидропресс; 7 — отопитель; 8 — шкаф; 9 — контейнер); б) мастерская У9110 (1 — комплект оборудования; 2 — контейнер; 3 — мост постоянного тока; 4 — трубы; 5 — установка заправочная; 6 — путь рельсовый; 7 — насос; 8 — приспособления)

Максимальный количественный состав обслуживающего персонала мастерских лимитируется количеством оборудованных в кузове-фургоне мест для перевозки людей n составляет 6 человек для мастерских У9109 (на шасси ГАЗ) и 4 человека для мастерских У9110 (на шасси УАЗ), кроме исполнения для ТО и Р холодильных установок, где по условиям техники безопасности перевозка людей в кузове-фургоне не предусматривается. Обслуживает эту мастерскую 2 человека, включая водителя. Мастерские У9109 с набором НС-3 и У9110 с набором НС-9 содержат универсальную оснастку для комплексного исполнения работ по ТО и Р на животноводческих объектах. Такие мастерские целесообразно укомплектовывать рабочими различных специальностей по обслуживанию доильного, холодильного, тепло-технического, сантехнического и др. оборудования. При этом создаются условия для обучения рабочих смежным профессиям, что обеспечивает взаимозаменяемость рабочих и ликвидацию внутрисменных простоев. Мастерские У9110 с наборами НС-7 и НС-5, и У9109 с набором НС-5 имеют в своем составе в основном специальную оснастку для обслуживания и ремонта соответственно электрооборудования и холодильных машин, защиты машин от коррозии, поэтому такие мастерские целесообразно укомплектовывать рабочими одной специальности. Квалификационный состав обслуживающего персонала подбирается таким образом, чтобы обеспечить соответствие разряда работ и рабочих, максимально использовать средства технического оснащения мастерской, наиболее полно использовать каждого рабочего в соответствии с его специальностью и квалификацией.

При использовании унифицированных мастерских не всегда экономически выгодно комплектовать выездные бригады (звенья) по числу оборудованных мест в мастерской. Целесообразно определять оптимальную численность бригады с учетом местных условий района или хозяйства, исходя из минимальных значений удельных затрат на единицу выполняемой работы. С некоторыми допущениями оптимальную численность бригады (звена) можно рассчитать по формуле

$$n_{opt} = \sqrt{\frac{\left[\frac{B(\alpha + E)}{D} + 2L(P + \mu f_0) \right] \cdot Q}{a\tau \cdot k_T t_{cm}}} \quad (5.3.1)$$

где B – балансовая стоимость мастерской, руб.; α – норма отчислений на реновацию (для У9109 $\alpha=0,09$); E – нормативный коэффициент капитальных вложений ($E=0,15$); D – число рабочих смен за год; L – среднее расстояние до фермы, км; P – норма отчислений на ремонт и техническое обслуживание мастерской, руб/км; μ – удельный расход топлива, кг/км; Q – разовый объем работ на одной ферме, ч; τ – время, затрачиваемое на переезды, час; f_0 – стоимость топлива, руб/кг; k_T – коэффициент, учитывающий потери времени (простои) по технологическим причинам; t_{cm} – продолжительность смены, час; a – среднечасовая тарифная ставка одного рабочего с учетом доплат, руб./час.

Пример расчета оптимального состава бригады (звена). Передвижная унифицированная мастерская У9109 с набором НС-3 обслуживает пять животноводческих ферм, расстояние между которыми и объемы работ на них представлены на рисунке 5.3.4.

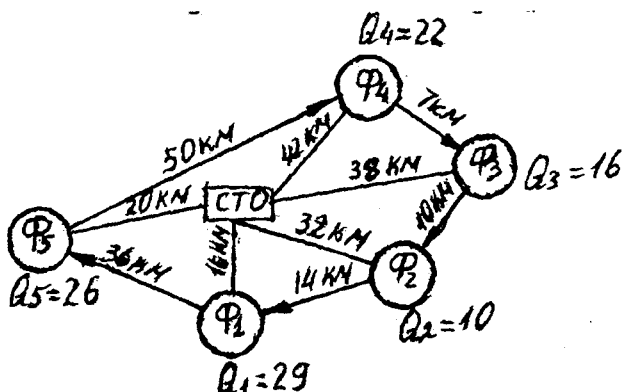


Рисунок- 5.3.4 Схема зоны обслуживания унифицированной мастерской

Балансовая стоимость мастерской (ориентировочная) – 20000000 рублей. Число рабочих дней в году – 305, удельный расход топлива – 0,26 кг/км, стоимость топлива – 1500 руб/кг. Примем, что среднечасовая тарифная ставка с учетом доплат и начислений составит 2200 руб/час. Коэффициент, учитывающий потери времени по техническим причинам – 0,95, продолжительность смены – 8,2 часа. Удельные затраты на ремонт и техническое обслуживание в нашем случае составит 110 руб/км (10 руб/час). Расстояние переездов от СТОЖ до ферм определяем как средневзвешенную величину

$$L = \frac{\sum L_i Q_i}{\sum Q_i} = \frac{16 \cdot 29 + 32 \cdot 10 + 38 \cdot 16 + 42 \cdot 22 + 20 \cdot 26}{29 + 10 + 16 + 22 + 26} = 27,6 \text{ км.}$$

Разовый объем работ, выполняемый на одной ферме

$$Q = \frac{\sum Q_i}{N} = \frac{29 + 10 + 16 + 22 + 26}{5} = 20,6 \text{ км.}$$

Расстояние одного внутрисменного переезда

$$L_n = \frac{\sum L_i n_i}{N} = \frac{7 + 10 + 14 + 36 + 60}{5} = 25,4 \text{ км.}$$

Затраты времени звена на сворачивание и разворачивание передвижной мастерской τ_c равны 0,5 часа. Средняя скорость движения мастерской по профилированным грунтовыми дорогам – 35 км/час. Время, затрачиваемое бригадой (звеном) на переезд от одной фермы к другой, определим из выражения

$$\tau = \tau_c + \frac{L_n}{g} = 0,5 + \frac{25,4}{35} = 0,5 + 0,73 = 1,23 \text{ ч.}$$

Тогда оптимальная численность бригады (звена) составит

$$n_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{B(\alpha + E) + 2L(P + \mu f_0)}{D}} \cdot Q = \sqrt{\frac{20000000(0,09 + 0,15)}{305} + 2 \cdot 27,6(110 + 0,26 \cdot 1500)} \cdot 20,6 = 6$$

Таким образом, наибольший эффект при обслуживании взятых для примера пяти ферм обеспечит бригада в составе 6 человек. Потребное количество передвижных мастерских (N) для технического обслуживания и ремонта оборудования животно-

водческих ферм в зоне деятельности СТОЖ определяется из выражения:

$$N = \frac{Q_{\text{год}}}{DW_{\text{см}}} = \frac{Q_{\text{год}}(Q + nk_T \cdot t)}{Dnk_T \left(t - \frac{2\eta \cdot L}{g} \right) Q},$$

где $Q_{\text{год}}$ – планируемый годовой объем работ по ТО и ремонту, чел./час.

Передвижные унифицированные мастерские закрепляются за бригадами служб по техническому обслуживанию и ремонту машин и оборудования животноводства ремонтно-технических предприятий (РТП) (по акту передается водителю) и используются в соответствии с планом-графиком, который доводится до каждой мастерской. Для каждой мастерской определяются группы хозяйств в обслуживаемой зоне, выбор которых должен обеспечить оптимальный маршрут передвижения мастерских при минимальных затратах. При планировании работы мастерских в обслуживаемой зоне осуществляется согласование ее работ с годовым планом-графиком технического обслуживания и ремонта станции технического обслуживания (СТОЖ). Месячный план-график работы и маршрут движения в обслуживаемой зоне составляется на основании объема работ и учета особенностей маршрута передвижения мастерской. По каждой мастерской ведется учет работы и эксплуатационных затрат. Первичным документом учета является путевой лист, регистрируемый при выдаче в специальном журнале. Путевой лист является основанием для отнесения затрат на содержание мастерских, себестоимость выполнения работ. С целью определения технического состояния ежегодно проводится проверка приборов и измерительной техники. Контейнерная комплектация технических средств в передвижных мастерских и наличие грузоподъемного устройства (У9109) или склиза (У9110) позволяют рационально использовать технические средства мастерских, максимально увеличить коэффициент их использования.

Технические средства, входящие в комплектацию мастерских, образуют инструментальное хозяйство СТОЖ, которым руководит начальник СТОЖ (инженер по эксплуатации передвижных мастерских). Выездные бригады используют при этом только тот инструмент, который им необходим для выполнения вполне определенного перечня работ. При изменении характеристики обслуживаемых объектов, объемов и видов выполняемых работ мастерская комплектуется другим инструментом и технологической ответной из инструментального хозяйства СТОЖ, образованного за счет комплектации мастерских.

По прибытии передвижной мастерской на место проведения работ она подготавливается к работе в следующей последовательности: выбирается площадка для развертывания мастерской, которая должна быть ровной и горизонтальной. Устанавливают мастерскую на площадку и подключают ее к внешней электросети. Кабель прокладывают кратчайшим путем от источника питания до мастерской с учетом обеспечения защищенности его от механических повреждений и удобства доступа обслуживающего персонала внутрь мастерской. При прокладке кабеля не следует натягивать его, так как это может вызвать обрыв токоведущих жил. Подключение мастерской к внешней электросети проводится через защитное устройство. Перед подключением необходимо проверить состояние защитного заземления. Возможны два варианта организации работ с помощью мастерских на объектах.

При первом варианте, который приемлем, если объемы работ на ферме (ком-

плексе) равны или больше дневного фонда рабочего времени бригады (звена), контейнеры с оснасткой находятся в мастерской и она используется как дополнительная к ПТО производственная единица. При этом работы по техническому обслуживанию проводятся на местах эксплуатации животноводческого оборудования с помощью инструмента, размещаемого в переносных футлярах. Ремонтно-восстановительные и специальные работы (газозлектросварочные, шлифовально-заточные, паяльные, заправка хладагента, нарезание резьбы) осуществляются с помощью оборудования ПТО ферм и комплексов, а также оборудования, установленного в кузове-фургоне мастерской или ее подкузовных нишах. Если объемы работ на фермах меньше производственных возможностей (производительности бригады мастерской), то бригада может быть разбита на 2–3 звена. В этом случае работа мастерской может быть организована по такой схеме: на ближайшей от СТОЖ ферме оставляется одно или два звена, которые смогут выполнить объем работ на этой ферме. Этому звену оставляют 1–2 контейнера с необходимой оснасткой и инструментом. Далее мастерская передвигается на следующий, более дальний, объект, где с помощью оставшихся членов бригады (звеньев) выполняет работы на ферме в соответствии с технологией выполнения работ. По окончании работ мастерская возвращается на первый объект, загружает контейнеры с оснасткой и забирает членов 1-го звена.

При выполнении работ с использованием унифицированных мастерских рекомендуется применять бригадную форму организации и стимулирования труда. Хозрасчетные наряды-задания устанавливаются для бригад на год с разбивкой по кварталам и месяцам. В едином хозрасчетном наряде-задании одновременно с другими плановыми показателями на месяц доводятся конкретные задания на каждую мастерскую, указываются конечные результаты, в том числе: уровень готовности животноводческой техники для группы машин на обслуживаемых объектах, лимит затрат на содержание мастерских и другие показатели.

Управление работой бригады осуществляет бригадир. В процессе эксплуатации передвижных мастерских систематически контролируется их ежедневный пробег, расход ГСМ, состояние и комплектность наборов технических средств, выработка на одного рабочего, годовой объем работ, коэффициент использования рабочего времени. Определяется величина эксплуатационных затрат на содержание мастерских на единицу объема работ, на 1 км пробега, затраты на замену вышедших из строя оборудования, приспособлений, приборов и инструмента.

5.4 Совершенствование системы технического сервиса

Проблема формирования эффективной рыночной системы технического сервиса сельского хозяйства в условиях его низкой оснащенности средствами механизации является одной из приоритетных. В значительной степени от ее решения в настоящее время зависят восстановление и рост технического потенциала всех субъектов хозяйствования независимо от форм собственности, обеспечение высокой готовности сельскохозяйственной техники, снижение затрат и повышение конкурентоспособности сельскохозяйственной продукции, дальнейший подъем экономики отрасли.

Развитие системы технического сервиса в молочном животноводстве базируется на создании необходимой ремонтно-обслуживающей базы, установлении определенных методов выполнения функциональных обязанностей с рациональным распределением работ по уровням в соответствии с конкретными условиями и целевым назначением производств.

Основные принципы организации и функционирования системы предусматривают:

плановость – сочетание перспективного, текущего и оперативного планирования всех видов ремонтно-обслуживающих работ;

предупредительность – составляет основу эксплуатации машин в животноводстве и предполагает выполнение ремонтно-обслуживающих работ в строго определенные промежутки времени независимо от технического состояния машин и оборудования. Время выполнения этих работ регламентируется соответствующей нормативно-технической документацией.

функциональность – строгое распределение услуг по функциональным признакам, а также распределение ответственности между трудовым коллективом и отдельными исполнителями;

комплектность – выполнение всего объема работ по техническому обслуживанию, эффективное использование ремонтно-обслуживающей базы и трудовых ресурсов системы в целом;

ступенчатость – разделение видов обслуживания на ежедневное, периодическое, устранение отказов и ремонт;

гибкость – способность системы постоянно поддерживать все средства механизации в работоспособном состоянии, маневрировать рабочей силой и материальными средствами, а также оказывать услуги основному производству;

надежность – способность в полном объеме, качественно и непрерывно оказывать услуги основному производству;

оперативность – способность системы устранять отказы машин и оказывать услуги в течение времени, строго ограниченного зоотехническими требованиями, обеспечивая непрерывность технологических процессов;

управляемость – возможность регулирования системой;

экономичность – обеспечивается за счет повышения эффективности функционирования системы, когда затраты на ее эксплуатацию должны быть меньше, чем эффект, полученный от повышения технической готовности машин.

Технический сервис во времени разбивается на три периода: предпродажный, гарантийный и послегарантийный. Предпродажный сервис включает: изучение спроса на выпускаемое изделие; участие персонала отдела технического обслуживания в научно-исследовательских и проектно-конструкторских работах; подготовку к продаже; придание товарного вида после транспортирования к месту назначения; монтаж, наладку и регулирование; демонстрацию в действии; содействие сбытовому аппарату изготовителя в его реализации.

Гарантийный период – наиболее ответственный в системе технического сервиса. Именно в это время закладывается основа правильной эксплуатации машин и оборудования покупателем, создаются предпосылки для того, чтобы в течение всего срока службы они работали безотказно.

В гарантийный период изготовители или их дилеры стремятся обеспечить техническое обслуживание в максимальном объеме, начиная от выгрузки в пункте назначения, консультаций по подготовке к эксплуатации, проведения пусконаладочных работ и заканчивая профилактическими осмотрами и устранением неисправностей, выявленных в начальный период эксплуатации машин, поставок запасных частей.

В послегарантийный период изготовители на хоздоговорной основе с покупателем проводят плановые операции технического обслуживания, осуществляют текущий и капитальный ремонты, оказывают помощь по модернизации машин, инст­руктируют и обучают обслуживающий персонал.

Мировой опыт свидетельствует о том, что в зависимости от производственных условий приемлемыми могут быть различные варианты как централизованного сервисного обслуживания с созданием соответствующих специализированных подразделений мобильных и стационарных технических средств, так и варианты дилерского обслуживания, а также обслуживания на местах силами персонала фермы.

Успешно функционирующая в дореформенный период трехуровневая структура ремонтно-обслуживающей базы должна быть основой развития системы технического сервиса на перспективу. На первом уровне (ремонтно-обслуживающая база коллективных сельскохозяйственных предприятий, кооперативов, акционерных обществ, ассоциаций фермеров) наряду с другими объектами для выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту машин и оборудования на фермах должен функционировать пункт технического обслуживания, который размещают в отдельном здании или в блоке подсобно-вспомогательных помещений. При этом каждое хозяйство определяет необходимый объем ремонтно-обслуживающих работ, выполняемых на собственной базе и подлежащей централизации (то есть на других уровнях).

На объектах ремонтно-обслуживающей базы второго уровня (районных агро-сервисных предприятиях) целесообразно функционирование технических центров для осуществления дилерской деятельности. При этом могут быть задействованы имеющиеся мощности станций технического обслуживания оборудования животноводческих ферм или в мастерских общего назначения. На третьем уровне – специализированных ремонтных предприятиях регионального уровня – целесообразно, во-первых, развивать капитально-восстановительный ремонт техники, отработавшей амортизационный срок службы с модернизацией машин и оборудования в процессе ремонта. Во-вторых, ремонт агрегатов и узлов, восстановление изношенных и изготовление новых деталей, агрегатов и узлов и оборудования в сотрудничестве с машиностроительными предприятиями. В-третьих, дилерскую деятельность по техническому сервису изготавливаемых изделий и производство промышленной и другой продукции, пользующейся спросом.

Дилерские предприятия могут быть частными, акционерными (открытого или закрытого типа), кооперативными, в форме ассоциаций, акционерных обществ. Они могут представлять товаропроизводителям услуги по договорам от одного или нескольких заводов, машин, которые он продает или обслуживает. Зона деятельности дилера: группа фермерских хозяйств, совхозов, колхозов или часть их, административный район или несколько административных районов.

Дилер может представлять в своей зоне или районе интересы только одного завода «Гомельагрокомплект» по доильным установкам, а может одновременно обслуживать и доильные установки типа ДАС-2Б, которые выпускает другое предприятие. Производственной базой может быть ремонтная мастерская в хозяйстве, часть или вся станция технического обслуживания оборудования животноводческих ферм в районном агросервисном предприятии. Дилер может функционировать и на обслуживании отдельных видов машин и оборудования или по нескольким одновременно.

Выбор методов и форм организации технического обслуживания зависит от многих факторов и определяется в конкретных случаях самим товаропроизводителем. В общем случае он зависит от загрузки хозяйств, наличия технологического оборудования и их технического состояния и развития специализированных технических служб в районе и доступностью их сервиса. В любом случае решающим фактором является экономическая целесообразность выбора той или иной формы обслуживания.

Решение задач ускорения социально-экономического развития в отрасли животноводства связано с реформированием перестройки хозяйственного механизма и направлено на повышение качества работ, продукции и услуг, экономное использование трудовых и материальных ресурсов, совершенствование форм и методов управления экономикой с целью достижения высоких конечных результатов с минимальными затратами труда и средств. Реализация и развитие системы технического сервиса и ремонта должны быть направлены на постоянное совершенствование инженерной службы и повышение эффективности ремонтно-обслуживающего производства.

В настоящее время в республике функционируют свыше 90 районных агросервисных предприятий, которые обслуживают около 11000 доильных и свыше 8000 холодильных установок. При этом в 25 районах республики обслуживанием доильного оборудования занимаются местные молочные заводы, а в трех – сторонние организации. Технический сервис импортного доильного оборудования осуществляют сервисные центры фирмы «Westfalia-Surge» в Минской и Гродненской областях. В каждой области имеется передвижной сервисный пункт фирмы «Impulsa», а в Брестской, Минской и Гомельской областях – центры ОАО «Гомельагропромкомплект» (рис. 5.3.5).

Вместе с тем рост парка современного доильного и холодильного оборудования (как зарубежного так и отечественного производства) обуславливает необходимость развития системы технического сервиса на основе создания в каждом регионе (на базе районных агросервисных предприятий) технических центров заводоизготовителей. Технические центры оснащаются средствами технической диагностики, ремонтно-технологическим оборудованием, оснасткой и инструментом, необходимой нормативно-технической документацией, учебными программами по подготовке высококвалифицированных специалистов по сервисному обслуживанию на базе УО «Белорусский государственный аграрный технический университет» и РУНИП «Институт механизации сельского хозяйства НАН Беларуси».

Организация в различных регионах республики дилерских технических центров по обслуживанию оборудования для доения и охлаждения молока позволяет решать целый ряд проблем. Во-первых, этот процесс ускоряет внедрение в хозяйствах тех-

нологии производства высококачественного молока и модернизацию доильных и холодильных машин. Во-вторых, диагностика технических параметров работы доильного и холодильного оборудования и устранение возникающих отказов проводятся качественно. В-третьих, поставка в хозяйства обслуживаемой зоны запасных частей (пульсаторов, коллекторов, сосковой резины, воздушных фильтров), расходных материалов (моющих средств, молочных фильтров), а также замена и текущий ремонт вышедших из строя составных частей или исчерпавших свой ресурс деталей и узлов доильного и холодильного оборудования осуществляются своевременно и оперативно.

Следует отметить, что в настоящее время, когда новое доильное и холодильное оборудование в хозяйствах немногочисленное, создание дилерских технических центров в каждом районе экономически не оправданно. Целесообразно развитие региональной дилерской системы технического сервиса поставщиками (изготовителями) одновременно с созданием государственных межрайонных универсальных сервисных центров (рис. 5.4.1).

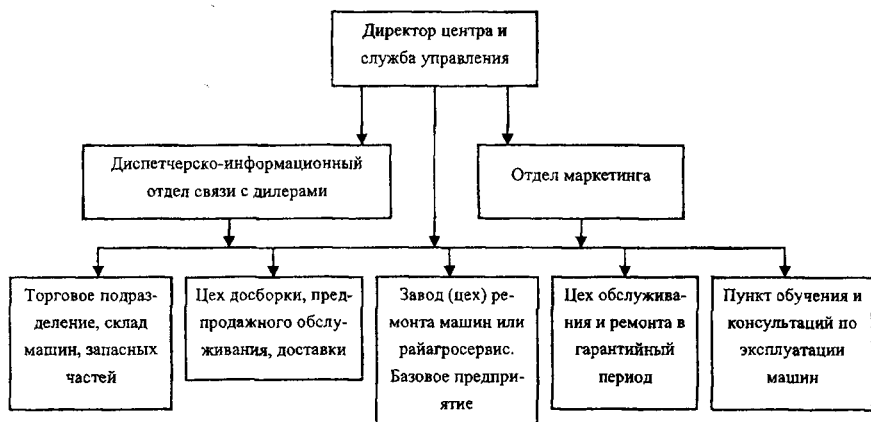


Рисунок 5.4.1 Структура регионального специализированного центра технического сервиса завода-изготовителя

Такой переходный этап в развитии технического сервиса будет способствовать менее затратному как для изготовителей (особенно в гарантийный период), так и для хозяйств внедрению современного оборудования. По мере оснащения хозяйств новыми доильными установками (при достижении их количества 500 и более) и создания межрайонных сервисных центров (не менее 40) в республике появятся условия для расширения и создания оптимальной по зоне обслуживания и размещению сети дилерских предприятий.

Одним из направлений ресурсосбережения является организация рынка поддержанной техники, что позволяет повысить эффективность использования дорогостоящей техники. В промышленно развитых странах ЕС, США и Канаде вторичный рынок использования сельскохозяйственной техники является одним из основных

видов деятельности дилеров и всей отрасли технического сервиса. Восстановление технического состояния машины за счет ремонта позволяет использовать технику за пределами амортизационного срока. Развитие рынка подержанной техники основано на взаимной выгоде продавцов и покупателя. Выгода продавцов в том, что он продает подержанную технику и получает дополнительный доход для покупки новой машины. Выгода покупателя в том, что он получает машины с меньшим ресурсом, но по более низким ценам.

Ускорение технического прогресса характеризуется быстрой сменой моделей и степенью усовершенствования новой машины в сравнении со старой, приводящей к резкому повышению производительности и снижению себестоимости продукции животноводства. Необоснованное снижение или чрезмерное увеличение длительности периода обновления техники влечет за собой убытки. Во-первых, быстрая смена моделей машин с незначительной разницей технико-экономических показателей, создавая видимость технического прогресса, не приносит выгоды животноводству. Во-вторых, при современных масштабах механизации технологических процессов в животноводстве замена всего действующего парка машин в течение сравнительно короткого периода времени требует огромных затрат средств и материалов, которые не окупаются, если новые машины не имеют существенных преимуществ перед снятыми с производства образцами.

Модернизация техники в процессе ремонта – перспективное направление в развитии технического сервиса, так как позволяет загрузить незадействованные мощности машиностроительных и ремонтных предприятий. Она экономит финансовые ресурсы и стабилизирует численный состав парка оборудования за счет восстановления техники. Вторичный рынок, модернизация и капитально-восстановительный ремонт машин, отработавших амортизационный срок службы, позволят компенсировать недостаточный уровень обновления парка машин. Сложившейся дефицит техники, ее высокая цена обусловили возникновение новых организационных форм обеспечения техникой товаропроизводителей.

Одной из форм долгосрочного кредитования стали поставки техники по лизингу. Однако объем этих поставок для отрасли животноводства составляет чуть больше 2% от общего объема. Направления развития системы технического сервиса реализуются также и в рамках научно-технического сотрудничества стран-членов СНГ, так как кооперация и специализация в производстве сельскохозяйственной техники этих стран связаны с созданием однотипного оборудования для механизации трудоемких процессов в животноводстве. Специализация применяемых технических и диагностических средств монтажа, технического обслуживания и ремонта животноводческой техники, а также организация кооперированного и специализированного производства должны быть отражены в международной системе оборудования для ремонта и технического обслуживания сельскохозяйственной техники стран СНГ (например, по союзному договору между Россией и Республикой Беларусь).

Совместно с поставкой технологического оборудования должна предусматриваться и передача организационной и технологической документации, что облегчит и расширит возможности совершенствования системы планово-предупредительного ремонта и обслуживания животноводческой техники. Основу экономических взаимоотношений хозяйств со службами технического сервиса должен составлять прин-

дил обеспечения приоритетности интересов сельскохозяйственных товаропроизводителей. При этом следует учитывать платежеспособность спроса на услуги системы технического сервиса, многоуровневой, многопрофильной и взаимоувязанной сети сервисных структур, формирующих конкурентный рынок и позволяющих обеспечить их высокое качество по приемлемым ценам.

Стоимость сервисных услуг должна покрывать среднеотраслевые нормативы затрат на их выполнение и обеспечивать норму прибыли, которая позволит осуществлять расширенное воспроизводство, формирование необходимых инвестиций в модернизацию и развитие материально-технической базы. При этом стоимость услуг должна строго соответствовать их качеству, не превышать установленных нормативов и не нарушать рыночного равновесия.

Предоставляемые изготовителем потребителю сервисные услуги для поддержания машин в работоспособном состоянии должны быть комплексными и включать все элементы технического обслуживания и ремонта. Услуги и работы, выполняемые предприятиями системы технического сервиса, должны быть доступны для сельскохозяйственных потребителей независимо от форм собственности и хозяйствования по совокупности важнейших организационно-производственных и экономических показателей (скорости, ассортименту, полноте, качеству, завершенности, цене). При этом услуги отечественных сервисных предприятий и организаций должны быть конкурентоспособными на рынке по сравнению с аналогичными услугами зарубежных поставщиков (иначе будет существовать угроза вытеснения и разорения отечественных предприятий).

Оперативность и своевременность удовлетворения потребности потребителей в разнообразных услугах и работах должна проводиться на фоне поддержания избытка предложения над спросом, представления полной, регулярной и объективной информации о надежности используемой техники. Экономические взаимоотношения служб технического сервиса с хозяйствами должны строиться на основе договоров, в которых необходимо отражать качество работ, расценки на них, права и обязанности сторон, порядок взаиморасчетов, ответственность сторон.

Наиболее спорными и недостаточно обоснованными при заключении договоров всегда были и остаются вопросы ответственности служб технического сервиса за причиненный ущерб сельхозпроизводителям из-за несвоевременного или некачественного выполнения операций технического обслуживания или устранения отказов. Защита интересов товаропроизводителей и служб технического сервиса возможна при интегрировании, которое позволит сблизить их позиции при оказании услуг. Во взаимоотношениях товаропроизводителей и служб технического сервиса наиболее сложной проблемой является вопрос ценообразования за выполненные услуги.

Исследования показывают, что в основу цен за ремонтно-обслуживающие услуги должны быть положены нормативы материальных, трудовых и финансовых затрат, объективно отражающих существующую тенденцию развития научно-технического прогресса в техническом сервисе. Обоснование цен должно осуществляться на базе нормативных денежно-материальных затрат при выполнении работ, предусмотренных технологическими картами на обслуживание и ремонт машин. Порядок взаиморасчетов службы технического сервиса с товаропроизводителями может быть различным и зависит от экономического состояния хозяйств, характера

выполняемых работ, уровня сложившихся взаимосвязей обслуживающих предприятий с сельхозпроизводителями. Взаимодействие заводов-изготовителей различной сельскохозяйственной техники и дилерских технических центров, осуществляющих ее предпродажную подготовку и техническое обслуживание в гарантийный период эксплуатации, эффективнее, если оно строится в соответствии с "Положением о дилерском центре по реализации и техническому обслуживанию техники" и "Договором на предпродажную подготовку и ремонт сельскохозяйственной техники в гарантийный срок эксплуатации". При этом необходимо, чтобы технический центр выполнял предписанные для него заводом-изготовителем обязанности полностью за счет предоставляемой ему производителем скидки с розничной цены машины.

В обязанности фирмы-изготовителя дополнительно должны входить: установление розничной цены на технику для соответствующих сегментов рынка, ее публикация (издание каталогов, буклетов, проспектов, формирование информационных сайтов в Интернете) по мере изменения цены, но не реже двух раз в год; разработка системы скидок в зависимости от размера партии машин, приобретаемой техническим центром, а также сроков реализации ее потребителям. Последнее будет стимулировать развитие в дилерских организациях маркетинговых исследований, приемов и методов, позволяющих повысить платежеспособный спрос на машины.

Для обоснования минимального размера скидки рекомендуется использовать разработанную методику определения затрат дилерского предприятия на предпродажную подготовку и обслуживание машин в гарантийный период эксплуатации с учетом имеющейся информации по проведению данного комплекса мероприятий техническими центрами фирменного обслуживания, что позволяет наиболее точно определить средний размер скидки. Следует отметить, что размер скидки, кроме затрат на предпродажную подготовку и гарантийное обслуживание машин, должен учитывать также и величину получаемой прибыли, позволяющую обеспечивать расширенное воспроизводство (уровень рентабельности не более 40–50%).

Совершенствованию взаимоотношений между заводами-изготовителями и техническими центрами способствует поставка (реализация) машин (оборудования) и запасных частей к ним с рассрочкой платежа до 2–3 месяцев, что является радикальной мерой при существующих условиях неплатежеспособности большинства сельскохозяйственных товаропроизводителей республики. Вместе с тем разработка системы скидок, а также предоставление рассрочки платежа актуальна лишь для механизма реализации машин и оборудования, в котором технический центр выступает посредником, самостоятельно осуществляющим их закупку у заводов-изготовителей и реализацию потребителям.

Имеющаяся практика выплат техническому центру затрат на проведение предпродажного и гарантийного обслуживания в виде фиксированного процента от стоимости машин и оборудования, может быть рекомендована преимущественно лишь для машин, реализуемых (в зоне обслуживания технического центра) посредством государственного лизинга или непосредственно заводом-изготовителем. При этом установленный производителем процент (от стоимости машины) оплаты затрат техническому центру должен дополнительно учитывать издержки на доставку техники или запасных частей, а также затраты, связанные с их хранением в течение половины гарантийного срока. В случае приобретения машин и оборудования техническими центрами у заводов-изготовителей за свой счет, отпускная цена для дилера

должна представлять собой разницу между розничной (публикуемой) ценой (рекомендуемой заводом-изготовителем) и размером скидки. При этом продажа новой техники ее потребителю по цене, рекомендуемой заводом-изготовителем, позволит техническим центрам эффективно осуществлять предпродажную подготовку и гарантийное обслуживание машин и оборудования. Такой порядок взаимоотношений будет способствовать росту уровня экономического равноправия заводов-изготовителей и технических центров.

Повышение эффективности технических центров, обслуживающих малое количество сельскохозяйственной техники определенного завода-изготовителя, возможно путем расширения перечня услуг фирменного технического агросервиса (послегарантийное обслуживание, восстановление узлов и агрегатов), но также заключения договоров на предпродажную подготовку и ремонт сельскохозяйственной техники в зоне обслуживания данного технического центра с другими производителями средств механизации.

За нарушение сроков устранения неисправностей технический центр должен выплачивать компенсацию потребителю в размере его издержек сверхлимитного простоя техники (привлечение механизированных подрядных формирований, выполнение работ собственной машиной, аналогичной вышедшей из строя), или ущерба от потерь, связанных с недополучением продукции или ухудшением ее качества. Необходимо указать, что за каждый день просрочки платежа, как со стороны потребителя, так и со стороны технического центра, должен выплачиваться штраф в пользу соответствующего контрагента в установленном размере от суммы выплат.

Таким образом, дальнейшее развитие системы технического сервиса в АПК Республики Беларусь обуславливает необходимость совершенствования экономических взаимоотношений между заводами-изготовителями, дилерскими техническими центрами и потребителями средств механизации. Исследования показывают, что дилерская система технического сервиса является в данный момент одной из наиболее эффективных форм экономических взаимоотношений между сельскохозяйственными организациями и заводами-изготовителями.

В таких посреднических организациях одинаково заинтересованы как потребители данных услуг, так и производители различной сельскохозяйственной техники. Это объясняется тем, что хозяйствующие субъекты должны иметь возможность отдать функции материально-технического обеспечения и поддержания техники в рабочем состоянии непосредственно техническим центрам.

Эти центры, в свою очередь, станут заключать договоры на своевременную поставку запасных частей, узлов и агрегатов с промышленными предприятиями-производителями и обеспечивать их предпродажную подготовку, гарантийное и послегарантийное обслуживание технических средств. В дальнейшем роль дилерской службы сервиса должна усиливаться, о чем свидетельствует опыт стран с развитой рыночной экономикой.

6 ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА ДОИЛЬНОГО И ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

6.1 Техническое обслуживание и ремонт вакуумных агрегатов

Оценку производительности и быстроты действия (рис. 6.1.1а) вакуумных насосов производят с помощью индикатора производительности КИ-4840. На цилиндрической поверхности корпуса индикатора нанесена шкала отсчета целых условных единиц расхода, градуированная от 0 до 5 (цифра (5) соответствует максимальному сечению кольцевой переменной щели). На барабане неподвижно закреплена шкала, с помощью которой можно отсчитать сотые доли условных единиц расхода. Изменяя кольцевую щель между конусом шпинделя и корпусом, устанавливают вакуумметрическое давление 50 кПа. Показания шкал корпуса и барабана умножают на переводной коэффициент индикатора. Полученное значение является производительностью вакуумного насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$). Например, при рабочем вакууме 50 кПа, установленном по вакуумметру индикатора, на шкале корпуса получено два деления и 54 деления – на шкале барабана, то есть 2,54 деления. В этом случае производительность вакуумного насоса в системе доильной установки будет равна $2,54 \times 20 = 50,8 \text{ м}^3/\text{ч}$. В условиях ремонтной мастерской производительность вакуумного насоса можно проверить с помощью газового счетчика (рис. 6.1.54).

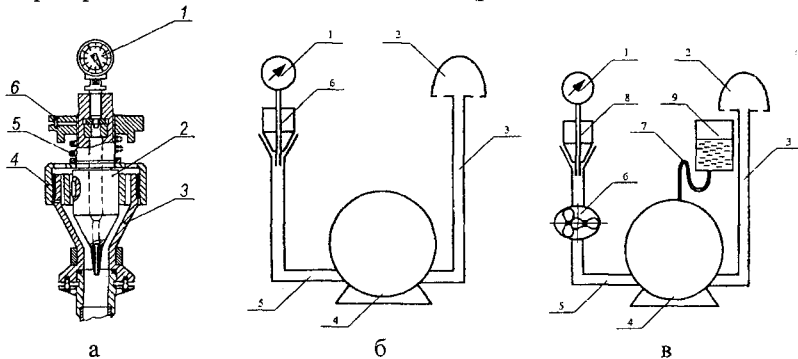


Рисунок – 6.1.1 Оценка производительности вакуумного насоса:

- а) индикатор (1 – вакуумметр; 2 – шпиндель; 3 – корпус; 4 – барабан; 5 – пружина; 6 – кольцо);
б) схема измерения (1 – вакуумметр; 2 – глушитель; 3, 5 – патрубки; 4 – насос; 6 – индикатор);
в) схема измерения газовым счетчиком (1 – вакуумметр; 2 – глушитель; 3, 5 – патрубки;
4 – насос; 6 – счетчик газовый; 7 – трубка масляная; 8 – индикатор; 9 – масленка)

Техническое состояние вакуумного насоса характеризуется переменными во времени всевозможными параметрами конструкции и процесса функционирования: длина, ширина, глубина, диаметры, формы, допуски деталей и их соотношение, температура, расход потребляемой мощности. Определение технического состояния сопровождается десятками измерений, отнимающих большое количество времени и средств. Поэтому для более эффективного контроля технического состояния насоса предлагается выделить критический параметр из совокупности многих переменных. Основным критическим параметром, обладающим наибольшей чувствительностью

к изменению технического состояния и определяющим пригодность к дальнейшей эксплуатации насоса, является его быстрота действия. По мере износа деталей быстрота действия насоса уменьшается. Теоретической базой для контроля функциональной готовности вакуумного насоса является закономерность изменения быстроты его действия в области предельного давления.

Быстрота действия насоса определяется величиной воздушного потока во входном патрубке. Поток воздуха, проходящий через входное сечение насоса, характеризует количество переносимого воздуха в единицу времени и называется его производительностью. Обычно поток воздуха Q измеряется в единицах мощности

$$(p \cdot V / t = \text{Па} \cdot \text{м}^3 / \text{с} = \text{Н} \cdot \text{м} / \text{с} = \text{Вт}).$$

При изотермическом процессе откачки $p \cdot V = \text{const}$. Дифференцируя это равенство, получим

$$Q = p(dV / dt) + V(dp / dt) = 0 \quad (6.1.1)$$

При постоянном давлении

$$Q = p(dV / dt) = Sp, \quad (6.1.2)$$

где S – быстрота действия; p – давление.

Быстроту действия вакуумного насоса при давлении p можно определить, рассматривая производительность насоса как разницу прямого и обратного потоков в трубопроводе, соединяющем насос с доильными аппаратами. Номинальная быстрота действия S_n вакуумного насоса при приближении к предельному давлению стремится к нулю. Если обозначить Q_0 – поток натекающего воздуха, то откачиваемый вакуумным насосом воздушный поток составит [84]:

$$Q = S_n p - Q_0 = S_n p (1 - Q_0 / S_n p). \quad (6.1.3)$$

При достижении вакуумным насосом предельного давления p_0 воздушный поток Q равен нулю и $Q_0 = S_n p_0$. Тогда быстрота действия вакуумного насоса (S) в области предельного давления уменьшается согласно уравнению

$$S = S_n (1 - p_0 / p). \quad (6.1.4)$$

Быстроту действия вакуумного насоса в различные периоды эксплуатации можно отразить системой уравнений:

$$\begin{cases} S_1 = S_n (1 - p_{01} / p) \\ S_2 = S_n (1 - p_{02} / p) \end{cases} \Rightarrow S_1 / S_2 = (p - p_{01}) / (p - p_{02}), \quad (6.1.5)$$

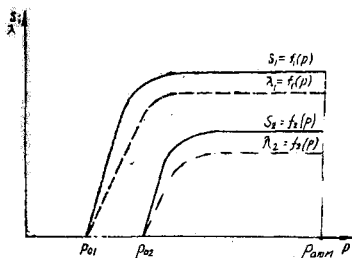
где S_1 – быстрота действия насоса в начале эксплуатации; S_2 – быстрота действия насоса на момент проверки.

Если принять p равным атмосферному давлению, то разность $p - p_{01}$ или $p - p_{02}$ является вакуумметрическим давлением. Тогда

$$S_2 = S_1 \Delta p_2 / \Delta p_1 \quad (6.1.6)$$

где Δp_1 – предельный вакуум насоса в начале эксплуатации; Δp_2 – предельный вакуум насоса на момент проверки.

Эта закономерность позволяет оценивать быстроту действия насоса вакуумметром. Для определения требуемого параметра достаточно зафиксировать предельное вакуумметрическое давление, развиваемое насосом, и рассчитать его быстроту действия по результату предыдущего контроля или заводским данным [4].



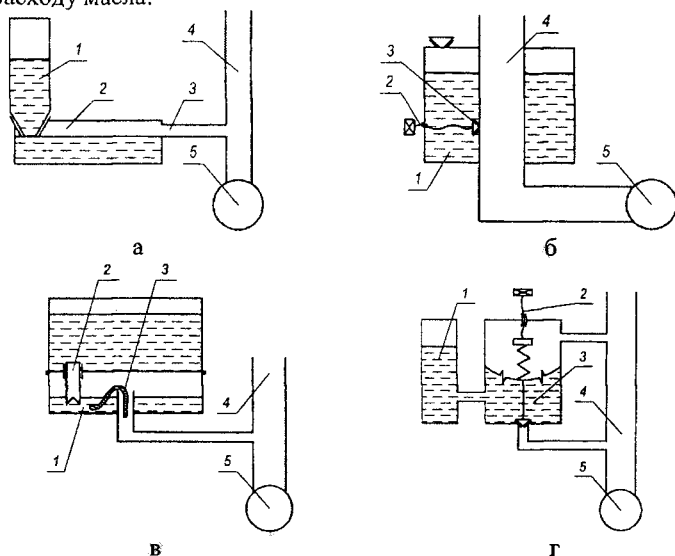
Рисунок—6.1.2 Закономерности изменения быстроты действия и коэффициента откачки

Если, например, фактическое вакуумметрическое давление по результатам измерения составляет 80 кПа, а ранее измеренные параметры быстроты действия насоса и предельного вакуумметрического давления предыдущего планового технического обслуживания составляют соответственно 60 м³/ч и 99 кПа, то фактическая быстрота действия насоса $S_{2н}$ и увеличение натекания воздуха через вакуумный насос $\Delta S_{2нв}$ составят на момент измерения

$$S_{2н} = S_{1н} \cdot \frac{P_2}{P_1} = 60 \cdot \frac{90}{99} = 54 \text{ м}^3/\text{ч}; \quad \Delta S_{2нв} = S_{1н} \cdot \frac{P_{1нв} - P_{2н}}{P_{1н}} = 60 \cdot \frac{99 - 90}{99} \approx 6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Вакуумные насосы считаются работоспособными до снижения производительности на 20% от номинального значения. Перечень контролируемых параметров и обязательных операций по периодическому техническому обслуживанию узлов доильной установки предусматривает оценку качества смазочного масла и регулировку скорости его расхода. Первостепенное значение для долговечности и производительности пластинчатых насосов имеет смазка вращающихся частей и герметичность сальников. Трущиеся детали внутри корпуса пластинчатого насоса смазываются маслом самотеком (рис. 6.1.3а), инъекцией масла (рис. 6.1.3б), через фитиль (рис. 6.1.3в) и с помощью вакуума (рис. 6.3.1г). Недостатком схемы смазки вакуумной масленкой (рис.6.1.3а) является то, что в ней предъявляются высокие требования к уровню масла. Если уровень масла в полости (2) выше или ниже центра отверстия (3), то и в насос поступит соответственно больше или меньше масла. В первом случае это приводит к увеличению расхода масла, во втором – к падению производительности насоса. В схеме смазки с дроссельным отверстием (рис. 6.1.3б) необходимо следить за расходом масла и в случае потребности регулировать его иглой. Конструкция масленки вакуумной установки с фитилем (рис. 6.1.3в) обеспечивает более равномерную подачу масла за счет поддержания постоянного уровня его во время работы. Недостатком этой конструкции является то, что длина погруженной в масло части фитиля меняется, что обуславливает высокие требования к фитилю. Кроме того, уровень масла определяет длина выступающего конца трубки (2). В зависимости от марки применяемого масла и условий эксплуатации расход его определяется количеством нитей в фитиле или высотой уровня масла в корпусе масленки, который должен находиться в пределах 13–18 мм. В схеме смазки с мембранно-клапаным механизмом (рис. 6.1.3г) расход масла наименьший и составляет для пластинчатого насоса производительностью 60 м³/ч около 10 граммов в час, в то

время как в схеме смазки с фитилем (наилучшей из рассмотренных в этом отношении) – 15–24 граммов в час. Масло в этой системе смазки подается из емкости (1) в камеру (2) и по соответствующим шлангам в места назначения. Поток масла регулируется диафрагмой, соединенной со штоком клапана, который блокирует отверстие прозрачной камеры с помощью пружины и штока клапана. При включении насоса вакуум создается в верхней камере клапана. Масло просачивается в насос через отверстие. Увеличение вакуума способствует большему открытию проходного отверстия и расходу масла.

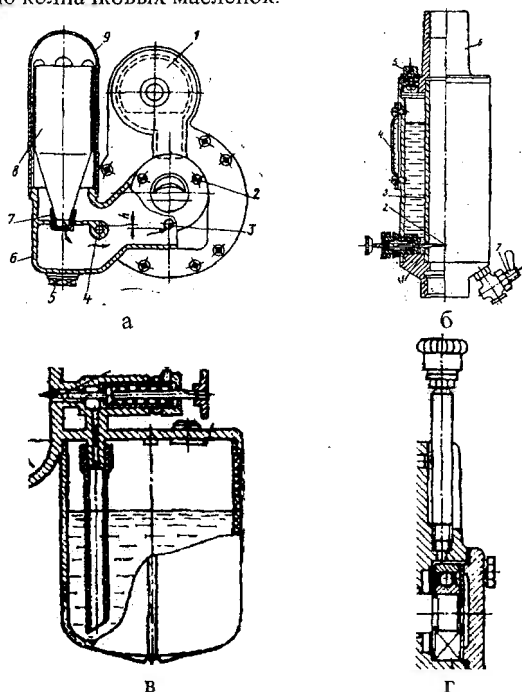


Рисунок–6.1.3 Схемы подвода смазочного масла:

а) вакуумная масленка; б) дроссель; в) фитиль; г) мембранно-клапанный механизм; 1 – емкость масляная; 2 – винт; 3 – клапанное устройство; 4 – трубопровод; 5 – насос вакуумный

Постоянный уровень масла насоса РВН-200 обеспечивает устройство, состоящее из упорного стаканца 7 (рис. 6.1.4а) и бутылки (8) с маслом. Если уровень масла в полости насоса установится выше или ниже центра отверстия (3), то и в насос поступит соответственно больше или меньше масла. В первом случае это увеличивает расход масла, во втором – снижает производительность насоса. Недостаток такой системы смазки состоит в том, что во время эксплуатации насоса приходится постоянно следить за уровнем масла в бутылке. Рабочие поверхности насоса РВН-40/350 смазываются маслом из бака, охватывающего концентрично всасывающую трубу (рис. 6.1.4б). Расход масла регулируется конусной иглой (2). Контроль расхода масла производится по шкале (4). Нормальный расход масла составляет 5–8 г/ч, что дает понижение уровня по шкале на 1–2 деления. В верхней части бака имеется пробка для заливки масла с шариковым клапаном (5). Через этот клапан в бак проникает воздух по мере понижения уровня масла. Благодаря действию пружины давление воздуха над поверхностью масла в баке ниже атмосферного, но выше давления во всасывающей трубе. Такая система смазки малоэффективна при низком вакууме во

всасывающей трубе. Поэтому важно следить за расходом масла и в случае потребности регулировать его иглой. Помимо этого, следует ежедневно один раз вытягивать иглу рукой, чтобы временно увеличивать зазор для поступления масла. Это компенсирует возможный недостаток смазки. Шаровой клапан, через который поступает воздух в бак со смазкой, нужно периодически очищать от грязи. Подшипники смазывают через масленки один раз в 3 месяца, а масляный бак периодически промывают и очищают от грязи. Рабочая полость вакуумного насоса также смазывается фильтрованным маслом, заливаемым в масляный баллон, смонтированный на всасывающем патрубке (рис. 6.1.4в). При работе насоса масло подсасывается из масляного баллона через игольчатый регулируемый вентиль и распыляется. Подшипники вакуумного насоса (рис. 6.1.4г) смазываются универсальной тугоплавкой смазкой с помощью колпачковых масленок.

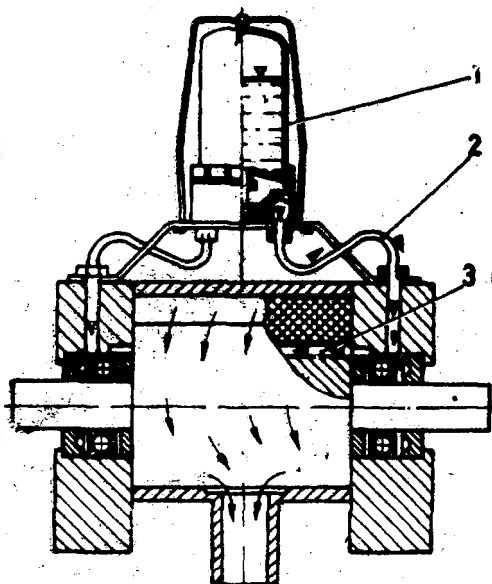


Рисунок— 6.1.4 Конструктивные исполнения масленок вакуумных насосов:

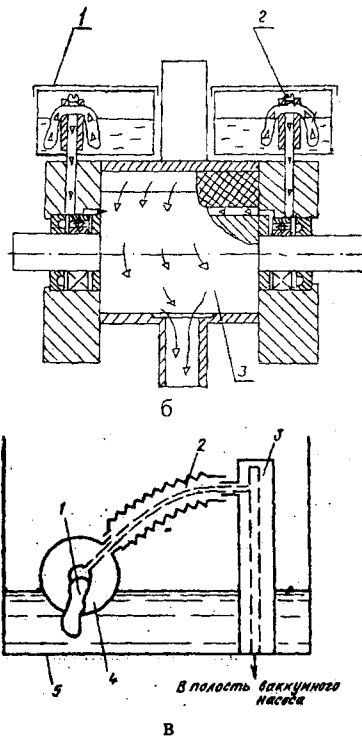
- а) емкость (1 — корпус; 2 — винты; 3 — отверстие масляное; 4 — перегородки; 5 — пробка; 6 — прилив; 7 — упорный стакан; 8 — бутылка; 9 — алюминиевый колпак); б) гидростатическая (1 — отверстие; 2 — игла регулирования подачи масла; 3 — труба вакуум-насоса; 4 — прозрачная шкала; 5 — шариковый клапан; 6 — патрубок; 7 — сливной кран); в) вакуумная; г) колпачковая*

Если насос работает без масла, он перегревается, что может послужить причиной возгорания или других повреждений. Инжекторный и фитильный способы смазки отводят тепло насоса за счет скрытой теплоты парообразования масла. Конструкция масленки вакуумной установки УВУ-60 (рис. 6.1.5а) обеспечивает равномерную подачу масла за счет поддержания постоянного уровня его во время работы. Масло

вытекает в корпус до тех пор, пока его уровень достигнет верхней части клинообразного выреза трубки. Уровень масла определяет длина выступающего конца трубки. При снижении уровня масла воздух проникает в стакан через пазы и отверстие в трубке и способствует вытеканию порции масла до отрегулированного уровня. Со дна корпуса масленки (рис. 6.1.5б–в) масло по фитилям поднимается к каналам для отвода масла в приливах. Под действием разности давлений в масленке и насосе через трубки оно поступает в отверстия в крышках насоса. Затем масло в пазы ротора, смазывая поверхности лопаток, корпуса и крышек насоса и торцы ротора. Далее масло с воздухом поступает в выхлопное окно корпуса насоса и в трубу выхлопа. В зависимости от марки применяемого масла и условий эксплуатации расход масла может регулироваться изменением количества нитей в фитиле или изменением высоты уровня масла в корпусе масленки, который должен находиться в пределах 13–18 мм. Контроль поступления масла в подшипники производится визуально, а общий расход – по делениям на стакане. Часовой расход масла должен соответствовать: для установки производительностью 45 м³/ч – 11–18 г; для установки производительностью 60 м³/ч – 15–24 г. Одно деление шкалы стакана соответствует в среднем 20 г. Уменьшение числа ниток и удлинение трубки снижает расход масла. Большая (20–25 дней) или малая (1–2 дня) длительность расхода одной заливки масла в колпак масленки является свидетельством нарушения системы регулирования. Нормативная длительность должна составлять 4–5 дней. Снижение уровня масла нарушает равномерность его подачи. Равномерность подачи смазки достигается размещением фитиля на поплавке (рис. 6.1.5в). По мере расхода масла и уменьшения его уровня поплавков также опускается благодаря гофрированному гибкому элементу, сохраняя постоянной длину не погруженной в масло части фитиля.



а

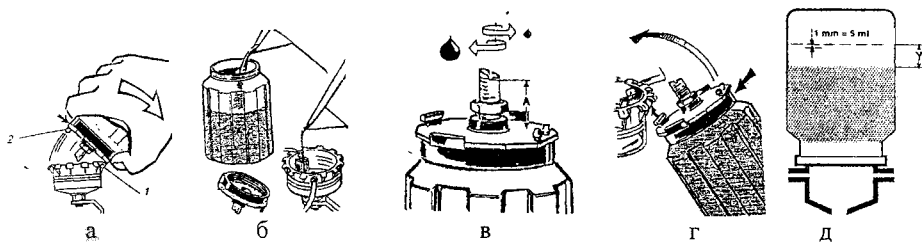


Рисунок— 6.1.5 Схемы смазки вакуумного насоса:

- а) одной масленкой (1 — масленка; 2 — трубка; 3 — ротор); б) двумя масленками (1 — масленка; 2 — трубка; 3 — ротор); в) постоянным уровнем фитиля (1 — фитиль; 2 — гибкий элемент; 3 — корпус; 4 — поплавок; 5 — бачок)

Крышка масленки (рис. 6.1.6а) импортных вакуумных насосов снабжена шарниром (1) и двумя выступами (2). Наполняют масленку маслом до конической части (рис. 6.1.6б). Использованное масло содержит грязь и примеси и не должно использоваться повторно. Предварительная регулировка расхода масла производится установкой трубки уровня для получения значения $A = 12$ мм (рис. 6.1.6в). Благодаря этому подача масла не будет слишком слабой, что могло бы повредить насос. Излишек масла вреда не принесет и даже необходим, если насос новый. Однако в этом случае увеличивается расход масла.

Точную регулировку осуществляют отметкой уровня масла в масленке клейкой лентой. Следят за полезным рабочим временем насоса. После 10 часов работы (чем дольше работает насос, тем выше точность) измеряют величину падения уровня масла в масленке. Сверяют по таблице показания. Если подача не соответствует норме, регулируют трубку уровня. Один поворот передвигает трубку на 1 мм и соответствует приблизительно 5 мл/час (рис. 6.1.6д). Короткая трубка подает больше масла, а длинная — меньше. Измеряют величину падения уровня масла за новый период времени. Повторяют процедуру, пока подача масла не соответствует нормам.



Рисунок—6.1.6 Техническое обслуживание масленок:

а) снятие; б) заправка (1 — шарнир; 2 — выступ); в) регулировка; г) монтаж; д) эквивалент часового расхода

Циркуляционная смазка уменьшает износ трущихся поверхностей и сокращает затраты энергии на преодоление сил трения в пазах ротора и в зоне контакта пластины с зеркалом цилиндра. Этот способ смазки насоса РВН-40С (рис. 6.1.7а) требует специальных охлаждающих устройств и емкостей для сбора масла. Однако при этих способах смазки плохо уплотняются зазоры, что способствует увеличению перетечек воздуха из полости нагнетания в полость всасывания.

В насосе применена система смазки благодаря постоянной циркуляции масла. Подача масла к трущимся поверхностям осуществляется из масляного резервуара через вертикальное отверстие в боковой крышке насоса вследствие разности атмосферного давления и вакуума, который возникает при работе насоса. В начале масло поступает к валу ротора.

Затем через осевое и радиальное отверстия вала ротора масло подается в щели между пазами и пластинами ротора. Через них оно проникает во внутреннюю полость насоса, смазывая при этом поверхность ротора, зеркало цилиндра и подшипники вала ротора.

Схема смазки вакуумного насоса АИД 01.020 агрегатов индивидуального доения коров показана на рисунке 6.1.7б. Основная часть засасываемого из масленки масла не выбрасывается через глушитель, а возвращается опять в масленку. Маслоуловитель (3) (рис. 6.1.7в) импортных вакуумных насосов представляет собой масляную ловушку с двумя конусами (8), из которой масло, сливаясь по трем трубочкам, поступает в масляный резервуар.

Фитильная масленка импортных пластинчатых насосов (рис. 6.1.8а) крепится к всасывающему патрубку вакуумного насоса. Отработанное масло попадает в маслоуловитель (2). После маслоуловителя оно попадает в маслоприемник (5) и далее в насос (4) или в маслосборник (8).

Смазка вакуумного насоса с последующей его фильтрацией и повторным его использованием представлена на рисунке 6.1.7г. Масло, выходящее со сжатым воздухом из насоса (6) по трубопроводу (5), попадает в глушитель (2), в котором установлен обратный клапан (1), предотвращающий обратные потоки воздуха с маслом при остановке насоса.

Проходя через фильтр, масло стекает вниз в маслосборник (3), а воздух поднимается в выхлопную трубу (9) (показано белой стрелкой на рисунке 6.1.7в). Из маслосборника масло через фильтр (4) поступает в масленку (8). Масленка регулирует объем масла, поступающего в насос, и равномерно распределяет его по масляным шлангам.

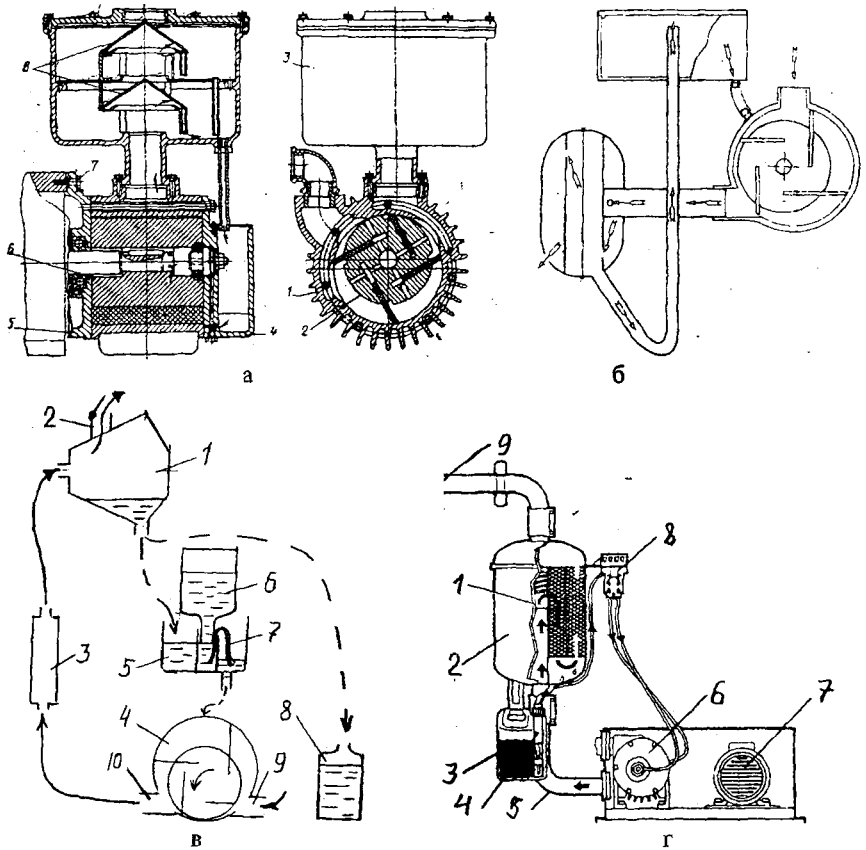


Рисунок- 6.1.7 Рециркуляционные системы смазки насосов:

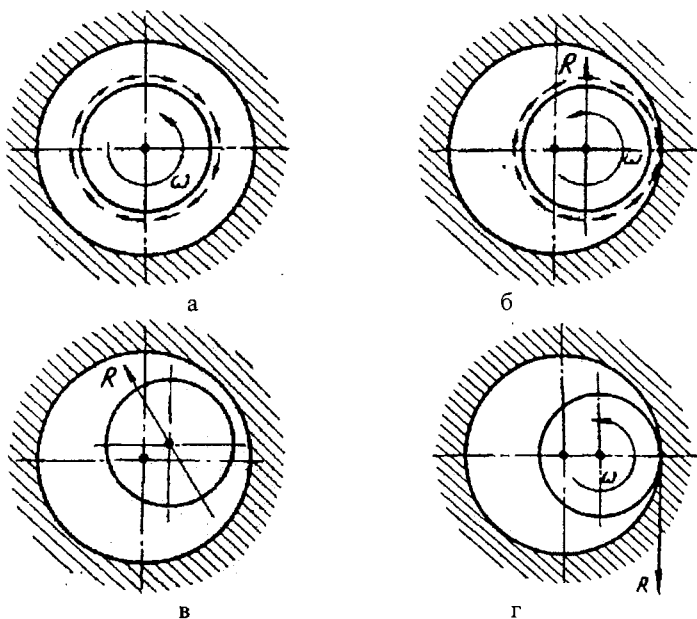
- а) каскадная (1 - корпус; 2 - ротор; 3 - маслоуловитель; 4, 5 - крышки; 6 - кольцо; 7 - штилька; 8 - конус); б) обратная; в) конусная (1 - маслоуловитель; 2 - клапан; 3 - глушитель; 4 - насос; 5 - маслоприемник; 6 - масленка; 7 - фитиль; 8 - маслосборник; 9, 10 - патрубки); г) фильтровальная (1 - клапан; 2 - глушитель; 3 - маслосборник; 4 - фильтр; 5 - трубопровод; 6 - насос; 7 - электродвигатель; 8 - масленка; 9 - труба выхлопная)*

Масло в пластинчатых насосах, смазывая трущиеся поверхности, уменьшает, во-первых, энергию трения и скорость их износа. Во-вторых, оно герметизирует поверхности стыков в сальниках и лопатках, заполняя стыковые щели маслом. В-третьих, масло охлаждает трущиеся детали, нагреваемые как за счет трения, так и за счет сжатия воздуха, откачиваемого вакуумным насосом. Смазочные масла для ротационных насосов должны сохранять свои качества при изменении температуры или же масло должно использоваться в соответствии с особенностями эксплуатации. Например, при температуре ниже $+10^{\circ}\text{C}$ рекомендуют использовать масло индустриальное И-12А, а при более высокой температуре – моторное М-10В2.

Вязкость масла должна быть большой, обеспечивая надежное уплотнение даже при температуре 50–100°C (до которой нагревается оно при длительной работе). Однако высокая вязкость смазочного масла повышает расход энергии на трение. Температура вспышки смазочных масел должна быть выше 200°C. Масла с температурой вспышки до 200°C содержат легкоиспаряющиеся фракции, снижающие производительность насоса. Смазочное масло должно быть очищено от воды, механических примесей и смолистых веществ. Имеющаяся в нем вода при вакууме испаряется и также снижает производительность насоса.

Механические примеси изнашивают трущиеся поверхности, царапают полированные и увеличивают расход энергии на преодоление трения. Смолистые осадки на вращающихся деталях затвердевают и склеивают их. Пуск такого насоса требует предварительного его разогрева или очистки деталей от этих осадков. Такой насос промывают в течение двух часов погружением в дизельное топливо, периодически проворачивая ротор вручную, или разбирают его и заменяют лопатки.

Подвижность смазочного материала в подшипнике скольжения влияет на движение ротора. Вращающаяся в подшипнике шейка вала вовлекает масляную пленку. Она образует замкнутый поток в кольцеобразной полости между шейкой и подшипником. При этом внутренняя поверхность пленки нагружена силами трения, действующими в направлении вращения. В то же время поверхность шейки нагружена такими же силами, но действующими в направлении, противоположном основному вращению (рис. 6.1.8а). Если вследствие какого-нибудь возмущения шейка вала оказалась смещенной в сторону от положения, соответствующего стационарному состоянию (рис. 6.1.8б), то при этом меняются конфигурация полости и скорости частиц пленки. В тех местах, где произошло расширение полости (слева на рис. 6.1.9б), скорость кольцевого потока уменьшается, а с противоположной стороны (справа на рис. 6.1.8б), где полость оказалась суженной, скорость потока возрастает. Уменьшение скорости потока означает увеличение относительной скорости шейки и пленки. Следовательно, в левой части силы трения увеличиваются, то есть их приращения положительны. С противоположной стороны силы трения убывают, то есть их приращения отрицательны (рис. 6.1.8б). Равнодействующая этих приращений R направлена перпендикулярно направлению смещения (рис. 6.1.9в). При всяком боковом смещении шейки вала возникает дополнительная сила трения, направленная перпендикулярно к смещению. Сила R в первом приближении может быть принята пропорциональной смещению, однако, будучи все время перпендикулярной к смещению, она не является восстанавливающей силой, способной вернуть шейку вала на место. Наоборот, увлекая шейку в своем направлении, эта сила переведет ее в новое (также смещенное) положение. При этом направление силы R изменится, то есть вал будет вращаться вокруг невозмущенного положения; направление этого вращения совпадает с направлением основного вращения (рис. 6.1.8в). Недостаточная смазка может вызвать колебания вращающегося ротора вследствие появления сил сухого трения при прикосновении шейки к подшипнику. На рисунке 6.1.10 видно, что приложенная к шейке вала сила трения R направлена перпендикулярно смещению. В этом смысле она подобна силе, развивающейся при наличии масляной пленки (рис. 6.1.8б). Поэтому шейка вала будет обкатывать контур подшипника, но по ходу часовой стрелки, то есть в направлении, противоположном основному вращению.



Рисунок— 6.1.8 Влияние масляной пленки в подшипнике:

а) равномерный поток; б) смещенный поток; в) смещение вала; г) сухое трение

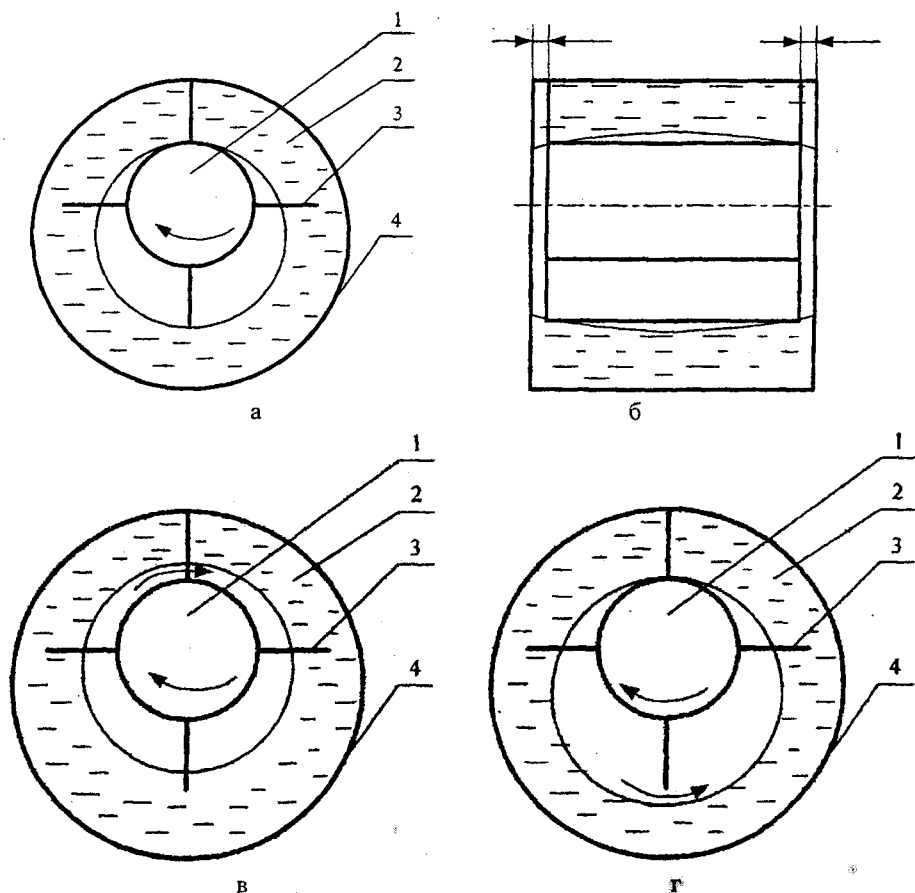
Пластинчатые насосы быстрее теряют производительность и выходят из строя вследствие отсутствия на масленках стаканов. В результате масло загрязняется и закоксовывает сопряженные поверхности корпусов и подшипников. Во всех схемах смазки необходимо следить за качеством масла. Нельзя сразу использовать отработанное масло, так как обычно оно загрязнено продуктами износа. Поэтому отработанное масло необходимо отстаивать либо применять фильтрацию. Смазка шарикоподшипников водокольцевых вакуумных насосов осуществляется 3–4 раза в год солидолом. Один раз в год рекомендуется производить смену смазки. Убыль смазки из подшипников зависит от нагрузки на подшипник, температурного режима, свойств выбранной смазки. Ориентировочно дополнение смазки в подшипники следует производить через каждые 1500 часов работы.

Во время работы насоса следует периодически проверять нагрев корпусов подшипников. Максимально допустимая температура подшипников должна превышать лишь на 20–30°C температуру окружающей среды. В процессе эксплуатации вакуумных установок может возникнуть ряд отказов. Один из основных отказов – вакуумный насос создает малое вакуумметрическое давление. Снижение вакуума является следствием малой подачи воды или большого подсоса воздуха через щели соединений. В случае появления натекания атмосферного воздуха следует подтянуть болты фланцевых соединений и сальники вакуумного насоса. Если подтягивание упомянутых креплений малоэффективно, то целесообразно заменить соответствующие прокладки и сальниковые набивки.

Потребность ремонта пластинчатых вакуумных насосов обуславливается тем,

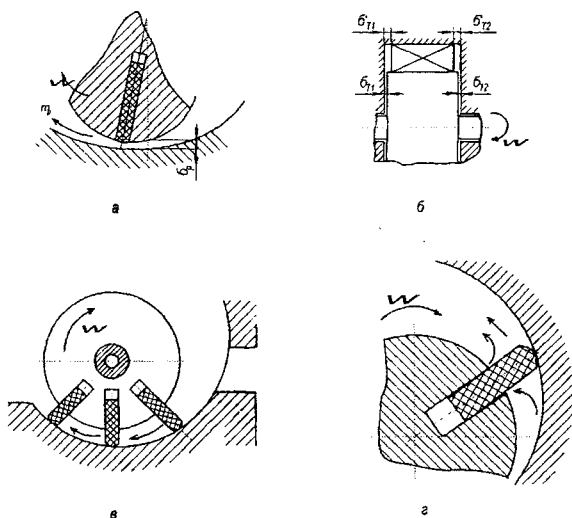
что, несмотря на кажущуюся простоту конструкции (корпус, ротор, четыре текстолитовые лопатки и боковые крышки), вакуумный насос требует высокой точности обработки деталей. Основной неисправностью пластинчатых вакуумных насосов является падение производительности из-за износа рабочих поверхностей цилиндра. Неизбежный износ всех деталей насоса приводит к увеличению зазоров, что наиболее существенно снижает его производительность.

Появление больших зазоров наиболее часто возникает после разборки-сборки насоса. Большие зазоры в водокольцевом вакуумном насосе вызывают значительные перетечки воздуха из области нагнетания в область всасывания вдоль торцовых крышек (рис. 6.1.9а). Внутренние перетекания воздуха в водокольцевом насосе вызывают также отход жидкостного кольца от втулки ротора (рис. 6.1.9в) и выход лопаток [85] из жидкостного кольца (рис. 6.1.9г).



Рисунок— 6.1.9 Схема щелей водокольцевого вакуумного насоса:
 а) схема насоса (1 — ротор, 2 — жидкостное кольцо, 3 — лопатки, 4 — корпус);
 б) торцовые и гидродинамический зазоры; в) верхний зазор; г) нижний зазор

Внутренние перетекания воздуха в пластинчатых насосах происходят [37] через радиальные и торцовые щели (рис. 6.1.10а,б), изолированный объем (рис. 6.1.10в) и микрощелевые зазоры (рис. 6.1.10г).

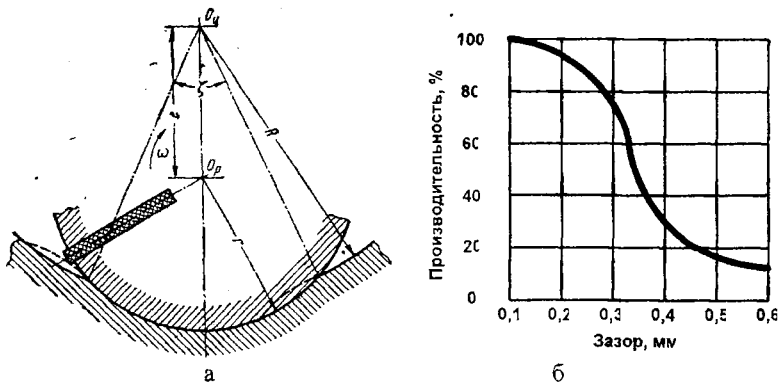


Рисунок— 6.1.10 Схемы щелей пластинчатого вакуумного насоса:

а) радиальная; б) торцовая; в) изолированная; г) микрощелевая (ω — угловая скорость; δ_p — радиальный зазор; t_p — поток воздуха через радиальный зазор; δ_{T1} , δ_{T2} — торцовые зазоры; δ'_{T1} , δ'_{T2} — торцовые зазоры между лопаткой и боковыми крышками)

Радиальный зазор [41] между ротором и корпусом пластинчатого вакуумного насоса составляет всего 0,3...0,5 мм (водокольцевого насоса — 1...4 мм). Уплотнение рабочей камеры обеспечивают совпадением радиусов кривизны нижней части цилиндра и ротора (рис. 6.1.11а). Максимальный угол ζ , образующий выточку, достигает 0,65 г. Углы, превышающие 40°, на цилиндре, изготовленном из мягкого материала, в зоне удара пластины вызывают углубление и увеличивают шум насоса. Падение вакуума водокольцевого вакуумного насоса может вызвать перекося подшпипников. В этом случае нарушаются зазоры между ротором и крышками вакуумного насоса. Ротор, задевая торцевой частью крышки, образует на них задиры. Они способствуют перетеканию сжатого воздуха из полости нагнетания во всасывающую полость.

В этом случае следует вакуумный насос снять и отправить в ремонт. Если же перекося подшпипников отсутствует, а нарушен боковой зазор между торцами ротора и крышками вакуум-насоса, то следует отрегулировать величину торцового зазора с помощью прокладок. Номинальная производительность водокольцевого насоса обеспечивается соблюдением узкого диапазона величины бокового зазора. Из рисунка 6.1.11б видно, что увеличение торцового зазора до 0,2 мм малозначительно снижает производительность насоса. Рациональный зазор составляет около 0,1 мм.



Рисунок—6.1.11 Схема уплотнения рабочей камеры пластинчатого насоса (а) и влияние торцового зазора на работу водокольцевого насоса при вакуумметрическом давлении 50 кПа (б)

Производительность ротационных вакуумных насосов, применяемых для доения коров на молочно-товарных фермах, в процессе работы снижается. Основная причина снижения производительности – увеличение торцовых зазоров. Зазоры между деталями в рабочем пространстве вакуумного насоса образуют щели малой высоты. Протечки воздуха через зазоры составляют значительную часть производительности насоса. Относительная величина протечек определяет значения коэффициента откачки, удельной мощности, коэффициента полезного действия и вид характеристик насосов.

Изучению движения воздуха в щелях посвящен целый ряд работ. Определение расхода воздуха через щель по любой из известных методик – занятие трудоемкое. Объективно существующие закономерности, разграничивающие ламинарный или турбулентный характер движения, докритическое или критическое истечение воздуха, вынуждают использовать различные аналитические зависимости или графики. Точные способы определения фактической величины зазоров в рабочем состоянии вакуумного насоса отсутствуют. Отсутствие приемлемых решений сложных задач по расчету протечек, возникающих в реальных условиях, позволяет утверждать, что в настоящий момент наиболее рациональным путем является разработка приближенных решений инженерными методами.

Определение искомых параметров может облегчить учет температурного фактора. Но это возможно лишь при условии разработки соответствующей физико-математической модели [85–90]. Разработанная модель учитывает геометрические размеры торцового зазора (входное отверстие зазора имеет площадь S_1 , выходное – S_2) и термодинамические параметры воздушной среды (на входе скорость воздуха равна g_1 , температура – T_1 , давление – p_1 , а на выходе температура – T_2 , давление – p_2). Скорость воздуха в выходном сечении определяется вышеприведенными макроскопическими параметрами и временем прохождения струй воздуха из одной ячейки в смежную ячейку. За время Δt в щель входит объем воздуха $V_1 = S_1 g_1 \Delta t$, а выходит объем $V_2 = S_2 g_2 \Delta t$. Так как это равные массы, то из обобщенного газового

закона $p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2$ находим $\vartheta_2 = \frac{p_1 T_2 S_1}{p_2 T_1 S_2} \vartheta_1$. Площадь входного торцового затора

определяется углом сжатия воздуха. Этот угол в среднем составляет $\frac{\pi}{3}$. Площадь выходного торцового затора определяется углом, определяющим процесс всасывания воздуха. Этот угол в среднем составляет π .

Давление сжимаемого воздуха в ячейке для ротора с четырьмя лопатками и температура сжимаемого воздуха в двух смежных ячейках определяют формулы адиабатического процесса сжатия. Тогда значение скорости воздушной струи, протекающей в смежную ячейку, можно найти из системы уравнений:

$$\begin{cases} \vartheta_2 = \frac{p_1 T_2}{p_2 T_1} \cdot \frac{\pi}{3\pi} \vartheta_1 = \frac{p_1 T_2 \vartheta_1}{3 p_2 T_1} \\ p_2 = p_0 \left(2 \left[1 + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{e}{R} \sin^2\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \right] \right)^k \\ T_1 = T_{ac} (p_\varphi / p_{ac})^{(k-1)/k} = T_{ac} \left(2 \left[1 + \cos\varphi - \frac{e}{R} \sin^2\varphi \right] \right)^{k-1} \\ T_2 = T_{ac} \left(2 \left[1 + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{e}{R} \sin^2\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \right] \right)^{k-1} \end{cases} \rightarrow \vartheta_2 = \frac{\left(1 + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{e}{R} \sin^2\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) \right)}{1 + \cos\varphi - \frac{e}{R} \sin^2\varphi} \cdot \frac{\vartheta_1}{3}$$

где p_0 — давление всасывания; k — показатель политропы.

Сложность представляет определение скорости истечения воздуха ϑ_1 из ячейки с большой температурой T_1 и давлением p_1 в смежную ячейку. Высота затора значительно превышает длину свободного пробега молекул воздуха в ячейке, поэтому воздушная струя является макроскопическим потоком.

Малая толщина пластин и промежуток времени истечения позволяют считать давление и температуру воздуха в ячейке постоянными. Пренебрегая тангенциальными силами вязкости между соседними элементами потока воздуха, воспользуемся законом сохранения энергии. Воздух, находящийся в некоторый момент времени между сечениями 1 и 2 трубки тока (рис. 6.1.12а) и перешедший за малый промежуток времени в новое положение между сечениями 1' и 2', характеризуется изменением внутренней энергии U и кинетической энергии макроскопического направленного движения E_k .

Действующие на выделенную часть воздуха силы давления со стороны соседних участков в сечении 1 направлены вдоль перемещения и противоположны перемещению в сечении 2. Макроскопические параметры — температура T и давление p — равновесной термодинамической системы одинаковы во всех точках.

Значения этих параметров воздушного потока меняются. Локальное термодинамическое равновесие лишь отдельных частей потока, а также медленное изменение скорости макроскопического движения воздуха в пространстве и во времени позволяют считать давление и температуру воздуха меняющимися вдоль трубки тока.

Так как значения этих параметров связаны между собой уравнением состояния, то работу ΔA при перемещении количества воздуха ν за время Δt можно выразить через температуру воздуха в сечениях 1 и 2. Уравнение закона сохранения энергии можно записать в виде

$$\begin{cases} \Delta U + \Delta E_x = \Delta Q + \Delta A \\ \Delta Q = 0 \\ \Delta U = \nu C_V (T_1 - T_2) \\ \Delta E_x = \nu \mu (\vartheta_2^2 - \vartheta_1^2) / 2 \\ \Delta A = p_1 \Delta V_1 - p_2 \Delta V_2 \rightarrow A = \nu R T_1 - \nu R T_2 \rightarrow A = \nu R (T_1 - T_2) \end{cases} \rightarrow (C_V + R)(T_2 - T_1) + \nu \mu (\vartheta_2^2 - \vartheta_1^2) / 2 = 0,$$

где ΔQ – количество теплоты, сообщенное воздуху; ΔA – работа, совершенная действующими на воздух внешними силами за время Δt , где C_V – молярная теплоемкость при постоянном объеме; ν – количество воздуха. C_V – молярная масса воздуха; ϑ_1 и ϑ_2 – скорости струи на входе и выходе из зазора; p_1 и p_2 – давления воздуха в сечениях 1 и 2; ΔV_1 – объем части трубки тока между сечениями 1 и 1'; ΔV_2 – объем части трубки тока между сечениями 2 и 2'.

Учитывая, что $C_V + R = C_p$, $\gamma = C_p / C_V$, где C_p – молярная теплоемкость при постоянном давлении, можно написать $C_p = \frac{C_p}{C_V} C_V = \gamma(C_V + R)$. Откуда, $C_p = R\gamma / (\gamma - 1)$.

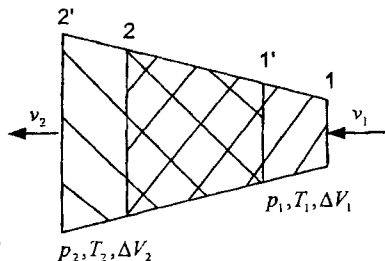
$$\text{В результате } \vartheta_1 = \sqrt{\frac{2}{\mu} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R (T_1 - T_2)}.$$

Тогда выражение скорости потока на выходе в смежную ячейку при числе пластин, равном четырем, примет вид:

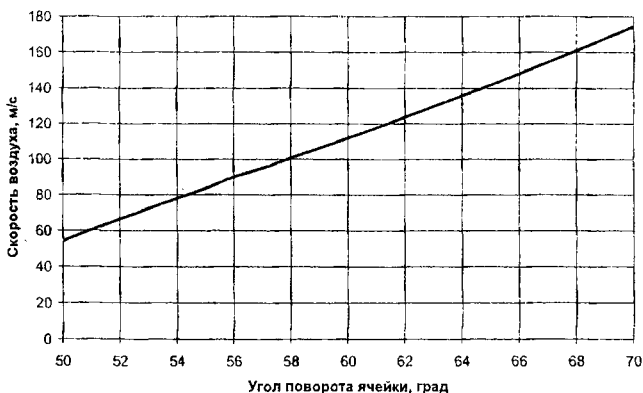
$$\vartheta_2 = \frac{\left(1 + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{e}{R} \sin^2\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)\right)}{3 \left(1 + \cos\varphi - \frac{e}{R} \sin^2\varphi\right)}.$$

$$\sqrt{\frac{2}{\eta} \frac{\gamma}{(\gamma - 1)} R T_{ac} \left(\left(\frac{2}{1 + \cos\varphi - \frac{e}{R} \sin^2\varphi} \right)^{k-1} - \left(\frac{2}{1 + \cos\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) - \frac{e}{R} \sin^2\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} \right)^{k-1} \right)}.$$

При исходных данных ($T_{ac} = 300$ К, $\eta = 29 \cdot 10^{-3}$ кг/моль, $\gamma \approx 1,4$, $0 \leq \varphi \leq 180^\circ$, $k = 1,4$, $R = 8,31$) рассчитаны скорости перетечек воздуха между смежными ячейками. Скорость воздуха на угле поворота ячейки от 50° до 70° переменная и достигает 180 м/с (рис. 6.1.126).



а



б

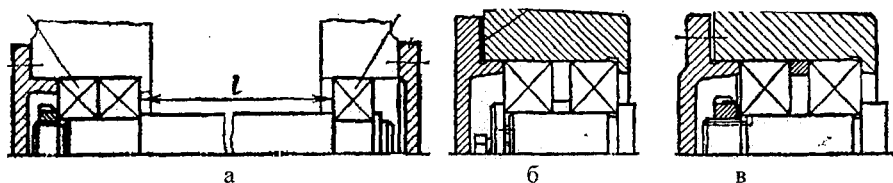
Рисунок—6.1.12 К расчету скорости протечек:

а) расчетная схема постоянства энергии струи за время Δt ; б) зависимость скорости протечек воздуха от угла поворота ячейки

Таким образом, кинетическая энергия направленного движения воздушной струи из ячейки вакуумного насоса обуславливается внутренней энергией хаотического теплового движения молекул воздуха в ячейке. Так как внутренняя энергия воздуха зависит только от температуры, то скорость истечения определяется температурой. Величина скорости струи обратного потока воздуха определяется перепадом температур воздуха смежных ячеек. Поэтому уменьшение щелевых протечек воздуха насосов является эффективным средством повышения их эффективности работы. Одним из факторов, влияющих на величину торцовых зазоров, является износ подшипников.

В процессе монтажа и эксплуатации подшипник имеет так называемый начальный зазор; после установки подшипника в узле — посадочный зазор и, наконец, в процессе эксплуатации — рабочий зазор. Рабочий зазор в радиально-упорных и упорных подшипниках должен быть такой, чтобы, с одной стороны, осуществлялось легкое вращение вала, а, с другой стороны — при температурном удлинении вала не защемлялись тела качения. Регулировку радиально-упорных и упорных подшипников часто приходится осуществлять во время их эксплуатации, чтобы компенсировать зазоры, образующиеся от износа. Наивыгоднейшая осевая игра (зазор) в подшипниках регулируемого типа зависит от многих факторов: конструкции и размера подшипников, температуры узла во время работы, жесткости опор, точности посадочных мест; поэтому величина осевой игры устанавливается индивидуально для каждого узла. Следует учитывать, что отсутствие зазора, так же как и чрезмерно большой зазор, ускоряют износ подшипников. Радиально-упорные подшипники и особенно роликовые конические лучше работают при малой осевой игре. Если в узле обеспечена высокая точность расточки посадочных мест, расстояние между подшипниками невелико и нет опасения защемления тел качения, то следует выбирать нижние пределы осевой игры. Если вышеуказанные условия в узле не выполняются, то пределы осевой игры выбираются с учетом теплового удлинения вала. Нормаль-

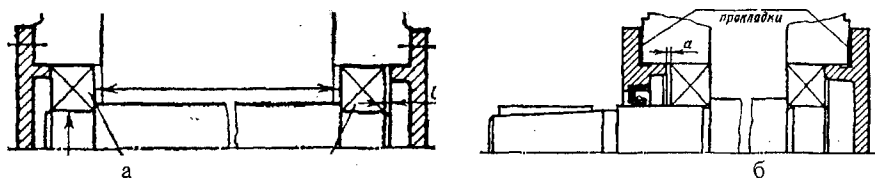
ную работу подшипников обеспечивают свободное вращение колец и малые зазоры. Большой радиальный зазор в подшипнике, например, усиливает неравномерность распределения радиальной нагрузки между шариками или роликами. Ротора вакуумных насосов фиксируют от осевых смещений с помощью фиксирующих и плавающих опор. Фиксирующие опоры, воспринимая радиальную и осевую нагрузки, ограничивают осевое перемещение вала в одном или в обоих направлениях. Радиальные подшипники (рис. 6.1.13) плавающих опор насоса РВН 40/350, воспринимая только радиальную нагрузку, допускают осевое перемещение вала в любом направлении. Схема вакуумного насоса (рис. 6.1.13а) характеризуется большей жесткостью фиксирующей опоры. При установке подшипников по этой схеме производят регулирование подшипников только фиксирующей опоры вала, состоящей из двух радиальных или радиально-упорных подшипников. Регулирование может производиться осевым перемещением наружных (рис. 6.1.13б) или внутренних колец, винтом с мелким шагом (рис. 6.1.13б) или гайкой (рис. 6.1.13в). После создания в подшипниках требуемого зазора (рис. 6.1.13в) шлицевую гайку стопорят многолапчатой шайбой. Для осуществления стопорения гайку устанавливают так, чтобы паз на ней совпал по расположению с одним из отгибных выступов-лапок стопорной шайбы.



Рисунок— 6.1.13 Регулирование зазора осевым перемещением колец:

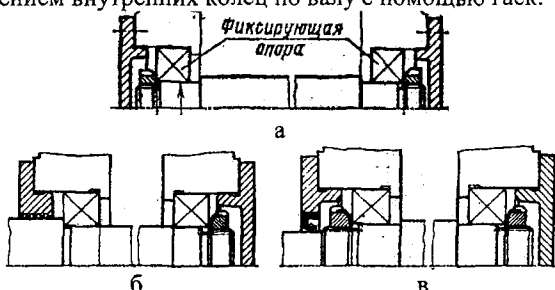
а) схема ротора; б) регулировочными прокладками (наружных колец) и поджимом торцевой шайбы (внутренних колец); в) гайкой (внутренних колец)

В схеме (рис. 6.1.14а) осевое фиксирование вала осуществляется в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении. Эту схему применяют с определенными ограничениями по расстоянию между опорами. И связано это с изменением зазоров в подшипниках вследствие нагрева при работе. При нагреве зазоры в подшипниках уменьшаются, а длина вала увеличивается. Чтобы не происходило защемления вала в опорах в схеме «враспор», предусматривают осевой зазор a . Величина зазора больше ожидаемой тепловой деформации вала. Эту схему применяют при коротких валах с радиальными и радиально-упорными шарикоподшипниками ($a = 0,1...0,3$ мм). Так как эти подшипники более чувствительны к изменению осевых зазоров, то соотношение между величинами l и d для радиально-упорных подшипников не должно превосходить 6–8. Регулирование подшипников, установленных «враспор» (рис. 6.1.14а), производят осевым перемещением наружных колец. На рисунке 6.1.14б показано регулирование набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых под фланцы привертных крышек подшипников. Для регулировки подшипников набор прокладок устанавливают под фланец одной из крышек. Если требуется дополнительно регулировать осевое положение вала, общий набор прокладок разделяют на два, а затем каждый из них устанавливают под фланец соответствующей крышки.



Рисунок–6.1.14 Регулирование подшипников, установленных «враспор»:
 а) схема ротора; б) металлические прокладки

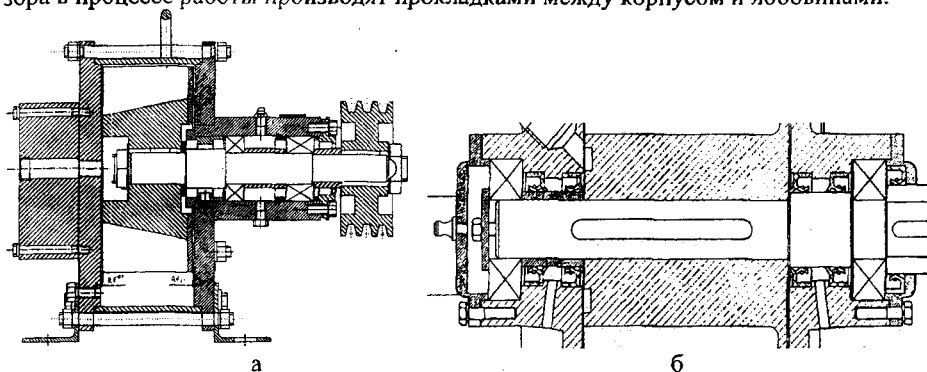
При установке вала по схеме «врастяжку» (рис. 6.1.15а) вероятность защемления подшипников вследствие температурных деформаций вала меньше, так как при увеличении длины вала осевой зазор в подшипниках, установленных по этой схеме, увеличивается. При установке опор вала в растяжку расстояние между подшипниками может быть больше, чем в схеме враспор: $l/d = 8-10$. Меньшие значения относятся к роликовым, большие – к шариковым радиально-упорным подшипникам. Осевые зазоры более длинных валов этой схемы вследствие температурных деформаций превышают предельно допустимые величины для радиально-упорных подшипников. Регулируют подшипники, установленные «врастяжку» (рис. 6.1.15б–в), осевым перемещением внутренних колец по валу с помощью гаек.



Рисунок– 6.1.15 Регулирование подшипников, установленных «врастяжку»:
 а) схема ротора; б) осевым перемещением одной гайкой; в) двумя гайками

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник нельзя устанавливать под чисто осевую нагрузку, так как в этом случае работает только один ряд подшипников. На рисунке 6.1.16 представлен вариант применения радиального двухрядного сферического (для устранения осевой «игры») и радиального однорядного шарикоподшипника. Недостатки данной конструкции насоса: сложность регулировки торцового зазора (при шлифовке торца корпуса ротор подвигается к левой лобовине вместе с правой лобовиной и консольной частью). В насосах ВВН-60 регулировка торцового зазора (рис. 6.1.16а) осуществляется шлифовкой торцевой поверхности корпуса. Двухопорный вакуумный насос НВМ-70 (рис. 6.1.16б) равномерно распределяет нагрузку на подшипники. Верхнее кольцо левого подшипника зажато слева крышкой и справа лобовиной, нижнее кольцо левого подшипника зажато слева шайбой и справа регулировочной втулкой. Регулировочная втулка упирается в ротор и вращается вместе с валом благодаря наличию выточки для шпонки. Верхнее кольцо правого подшипника упирается справа в крышку, а слева имеется

зазор. Нижнее кольцо этого подшипника упирается справа в шкив, а слева – в бурт вала. Регулировка торцового зазора при изготовлении насоса осуществляется изменением длины регулировочной втулки левой лобовины. Регулировку торцового зазора в процессе работы производят прокладками между корпусом и лобовинами.



Рисунок– 6.1.16 Водокольцевые вакуумные насосы:

а) консольный двухсторонний; б) с радиальными однорядными подшипниками

Положение ротора в корпусе (цилиндре) насоса двухстороннего действия (ВВН-3, ВВН-6), соответствующее равному с обеих сторон зазору, устанавливается дистанционным кольцом, укладываемым под подшипник со стороны свободного конца вала.

Если во время разборки изменилось положение вала в колесе или толщина прокладок между лобовинами и корпусом, тогда толщина дистанционного кольца может быть установлена примерно следующим образом.

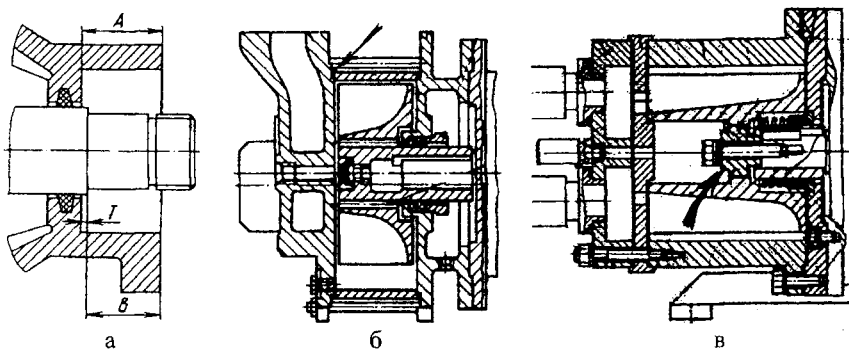
Ударом по валу со стороны полумуфты сдвигают вал с колесом в корпусе насоса до упора колесом правой лобовины. Замеряют глубину (А) расточки корпуса подшипника под подшипник (рис. 6.1.17а) и расстояние (В) от торцевой поверхности корпуса подшипника до галтели на валу, в которую упирается подшипник. Из разности двух полученных размеров вычитается величина зазора между колесом и лобовиной. Так определяется толщина дистанционного кольца (Т).

Несоответствие толщины имеющегося дистанционного кольца с расчетной может быть устранено либо уменьшением толщины имеющегося кольца, либо применением дополнительных прокладок из листовой латуни или железа.

Во-вторых, может снизиться производительность вакуумного насоса вследствие большого зазора между торцами ротора и лобовинами. Чаще всего причина снижения производительности вакуумного насоса кроется в установлении большого зазора между торцами ротора и крышками.

В этом случае следует выбросить лишние прокладки между корпусом и крышками и довести зазор до требуемых размеров. Регулировка торцовых зазоров в консольных водокольцевых вакуумных насосах ВВН-1,5 производится набором прокладок между лобовиной и цилиндром (рис. 6.1.17б).

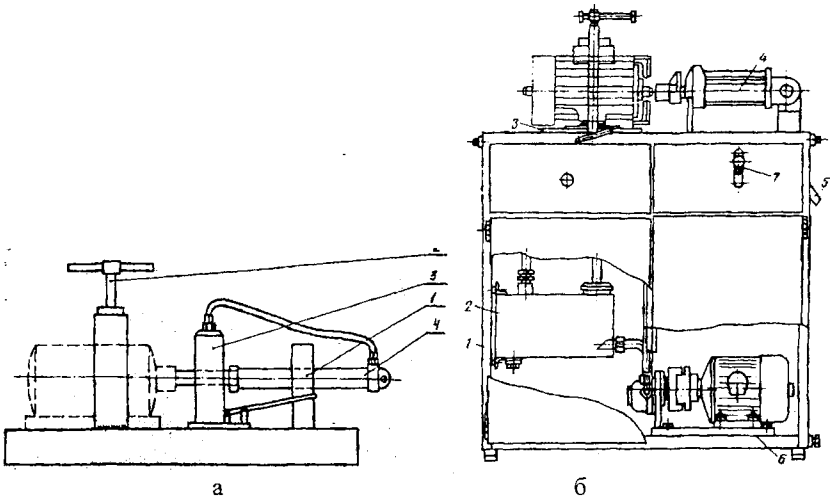
В некоторых конструкциях консольных насосов (рис. 6.1.17в) регулировка зазора может проводиться регулятором.



Рисунок— 6.1.17 Способы регулировки торцевого зазора: а) дистанционным кольцом); б) прокладками; в) регулятором

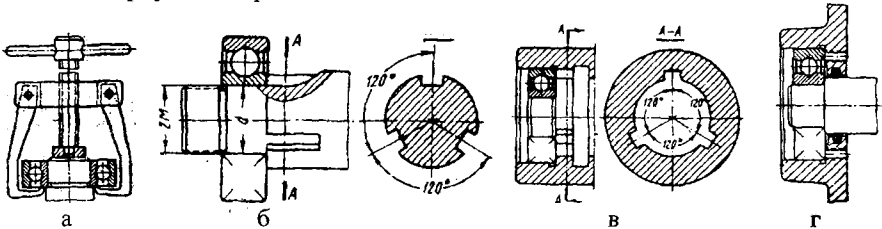
Первый профилактический осмотр насоса следует проводить через 2000–2500 часов его работы. Дальнейшая периодичность осмотров определяется состоянием поверхностей деталей и степенью загрязненности рабочих органов насоса – лобовин, корпуса, колеса. Снижение производительности через некоторое время будет пропорционально снижению предельного вакуумметрического давления. Предельное давление вакуумного насоса измеряется так же, как и производительность. Только вместо индикатора к всасывающему патрубку вакуумного насоса подсоединяется вакуумметр с шайбой и резиновой прокладкой. При снижении производительности вакуумного насоса более 20% его разбирают и анализируют техническое состояние деталей.

Разбираемый насос должен быть освобожден от воды через спускные отверстия, а все прокладки аккуратно сняты и в случае повреждения заменены новыми такой же толщины. Разборку вакуумного насоса производят с помощью гидравлического стенда с ручным поршневым насосом (рис. 6.1.18а). Вакуумный насос для разборки устанавливается на раме стенда и сверху фиксируется винтом (2). При перекачивании рабочей жидкости в левую полость гидроцилиндра перемещается шток, выталкивая вал из корпуса вакуумного насоса. Насосы типа РВН-40/350 со снятыми фланцами и вывернутыми болтами крепления боковых крышек разбирают и на стендах типа 8731 (рис. 6.1.18б). Для этого их устанавливают на поворотный стол выступающим концом вала ротора к штоку гидроцилиндра и закрепляют винтом, регулируя соосность насоса с упором штока гидроцилиндра компенсаторами. Штоком цилиндра выпрессовывают вал ротора из передней крышки. Одновременно под давлением торцевой поверхности ротора задняя крышка сходит с установочных штифтов. Установочные штифты выталкивают из корпуса, стол поворачивают на 180° и цилиндром выпрессовывают вал из задней крышки. Для выпрессовки подшипников из крышек используют упор и комплект оправок. При разборке вакуумных насосов УВБ 02.000 на поворотный стол стенда устанавливают специальную площадку. Так как при разборке этих насосов их подшипники остаются на валу ротора, то их спрессовывают с него с помощью полуколец, которые надевают на шейку вала между подшипником и торцевой поверхностью ротора поочередно с каждой стороны вала.



Рисунок—6.1.18 Гидравлические стенды для разборки вакуумных насосов:
а) ручной насос (1 — рама; 2 — винт; 3 — насос; 4 — гидроцилиндр); б) гидронасосная станция (1 — стол; 2 — бак; 3 — стол; 4 — гидроцилиндр; 5 — выключатель; 6 — гидронасос; 7 — рукоятка)

Для демонтажа подшипников (рис. 6.1.19а) используют также винтовые съемники: с двумя тягами или с тремя откидными тягами. При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо, а при снятии с вала — за внутреннее. Для того чтобы кольцо подшипника можно было захватить тягами съемника, буртики не должны быть чрезмерно большими по высоте. При высоких буртиках нужно предусматривать специальные пазы для размещения тяг съемника. Для удаления наружного кольца подшипника из глухого отверстия предусматривают свободное пространство для размещения тяг съемника. В отдельных конструкциях заплечики в валах и корпусах приходится увеличивать. Чтобы при этом обеспечить демонтаж подшипника с вала и из корпуса, предусматривают на заплечиках и в корпусах специальные пазы под лапы съемников (рис. 6.1.19в). Если упорный буртик корпуса или крышки имеет такой размер, что наружное кольцо подшипника невозможно захватить лапами съемника (а пазы делать затруднительно), в корпусе или крышке предусматривают отверстия с нарезкой (рис. 6.1.19г) и выдвливают подшипник из корпуса или крышки винтами.



Рисунок— 6.1.19 Монтажные требования к подшипниковым узлам:
а) съемник; б-в) специальные пазы под лапы съемников на валу; г) отверстия с нарезкой

В пластинчатых насосах одними из наиболее ответственных деталей являются пластины, параметры которых (высота, толщина и длина) изменяются в период работы вакуумного насоса (рис. 6.1.20). Ресурс пластин составляет порядка 1000 часов. Механические потери насоса вызывает трение пластин по внутренней поверхности корпуса и пазам ротора. Скорость износа пластин по высоте (с 52 до 42 мм) в 10 раз выше скорости износа по толщине (от 6 до 5 мм). Износ лопатки не должен превышать 15% от ее первоначальной высоты. В зависимости от конструкции насоса и условий его эксплуатации износ лопаток колеблется от 1 до 2 мм за 100 часов работы. Уменьшение длины пластины снижает производительность насоса. Причем торцовый износ характерен также и для пластин, длина которых меньше длины ротора. Это свидетельствует о наличии поперечных колебаний пластин.

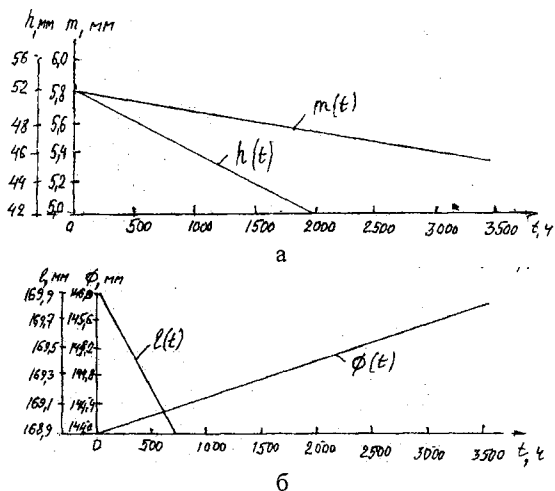
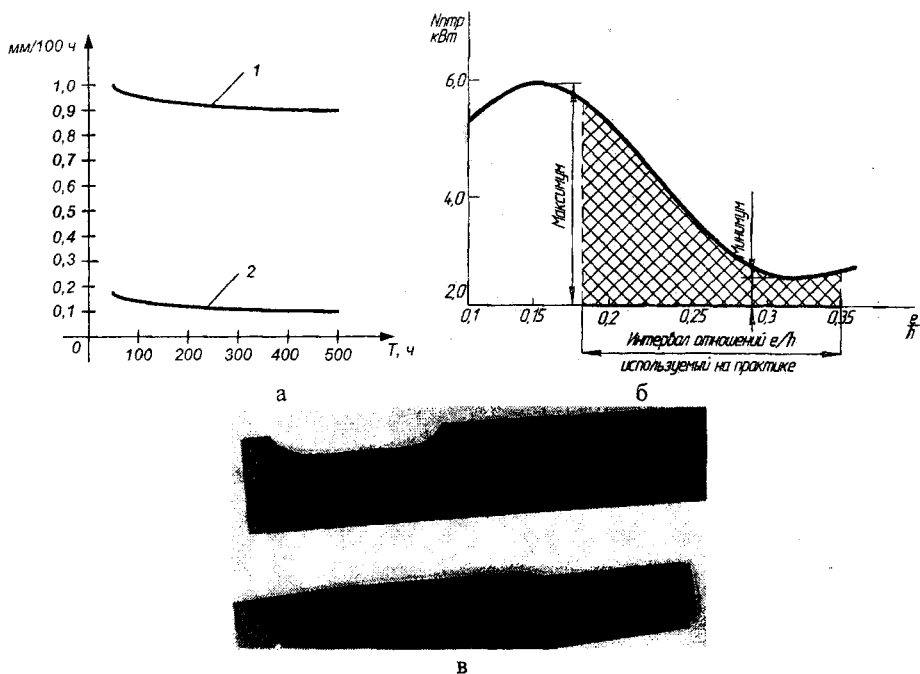


Рис. 6.1.20 Изменение веса $m(t)$ и толщины $h(t)$ пластин в период работы насоса (а), длины пластин $l(t)$ и диаметра цилиндра насоса $\phi(t)$ от времени работы (б)

Пластмассовые пластины, являясь дешевыми и технологичными, характеризуются повышенной хрупкостью [41]. Материалом для пластин ротационных машин, работающих без смазки рабочих полостей, являются разновидности искусственного графита. Графитовая пленка, образующаяся на поверхности цилиндра, снижает скорость его износа до минимального уровня. Скорость износа графитовых пластин (рис. 6.1.21а) в 10 раз меньше, чем асбестостолоитовых. Однако эти пластины дорогостоящие. Технология их изготовления требует применения высокого давления и температуры (1000–2500°C) и выдержки несколько недель. Высота пластин, изготавливаемых в условиях ремонтного производства, должна быть меньше на 0,5–1,0 мм глубины паза ротора ротационного насоса. Нарушение этого технического требования влечет за собой заклинивания пластины в пазу ротора. Различие размеров обуславливается упругостью сжимаемого воздуха и конечной скоростью его вытекания из пазов. Этот вид износа служит причиной внезапных поломок пластин и значительной шумовой нагрузки, снижающей надон коров на 4–10%.

Вибрационный износ деталей пластинчатого насоса является наибольшим при работе на предельном давлении. Износ пластины по высоте изменяет величину потребляемой мощности (до 0,1 кВт/мм), по длине – снижает быстроту действия насоса (до 6–8 м³/ч·мм), по толщине – определяет ресурс пластины и интенсивность волнообразного износа корпуса. Один из рекомендуемых вариантов увеличения высоты пластин (рис. 6.1.21б) предусматривает углубление пазов ротора.



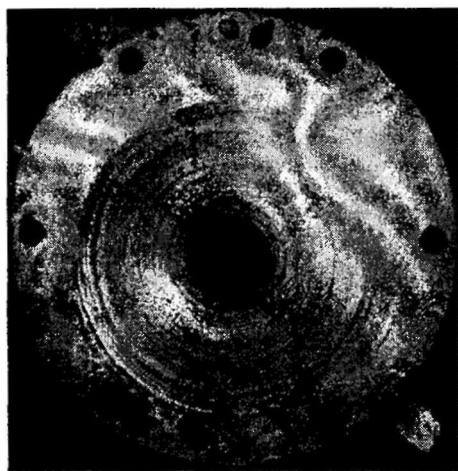
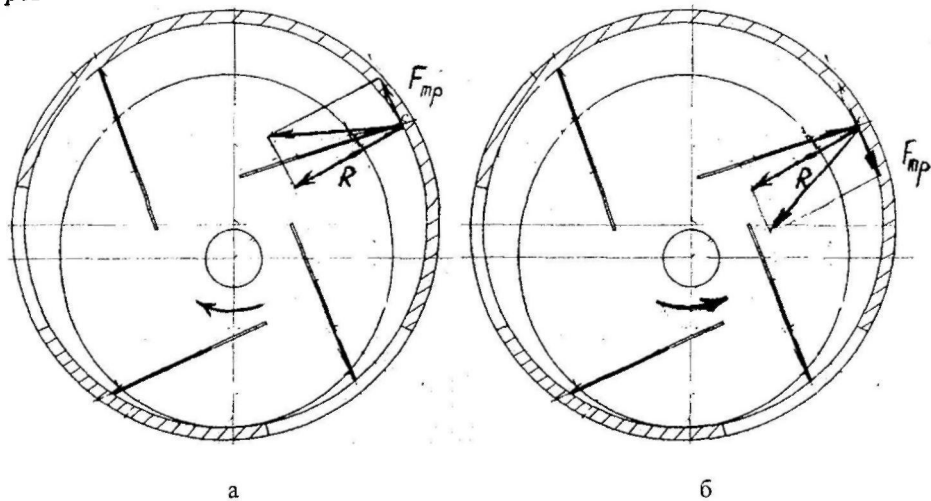
Рисунок–6.1.21 Показатели надежности:

а) износ пластин (1 – асбестокерамические; 2 – графитовые); б) мощности трения (в зависимости от отношения эксцентриситета и высоты пластин); в) выкрашивание лопаток

Роторы ряда насосов имеют наклонные пазы в сторону вращения на угол $\psi = 8-15^\circ$. Насосы с наклонными пластинами имеют преимущества по сравнению с радиальными пластинами. Для наклонных пластин равнодействующая сил трения о корпус насоса будет примерно совпадать с направлением паза ротора, снижая энергетические затраты на трение в самом пазу (рис. 6.1.22а). Обратное вращение таких пластин увеличивает изгибающий момент, действующий на пластину (рис. 6.1.22б). Одной из причин увеличения торцовых зазоров является износ торцовых крышек и пластин насосов (табл. 6.1.1). Износ отдельных участков внутренней поверхности корпуса волнообразный в зоне заземленного пространства. Износ корпуса, увеличивая утечки воздуха, уменьшает мощность сжатия. Поэтому суммарная потребляемая вакуумным насосом мощность сжатия воздуха и трения пластин практически постоянна.

Причем торцовый износ характерен также и для пластин, длина которых меньше длины ротора. Это свидетельствует о наличии поперечных колебаний пластин.

При малых смещениях из положения равновесия пластина совершает колебания. Колебания пластины являются причиной ее облома по краям и износа по длине. Поломки пластин толщиной 5 мм с семикратным запасом прочности подтверждают наличие значительных кинематических (рис. 6.1.23) и динамических факторов.



в

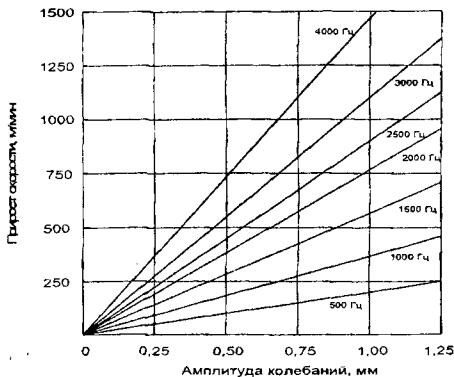


г

Рисунок— 6.1.22 Равнодействующая сил наклонной пластины:
 а) правильное направление вращения ротора; б) ошибочное направление;
 в) износ боковой крышки; г) износ торцевой части ротора

Основные дефекты вакуумного насоса

Наименование дефекта	Размеры		Средства диагностики
	По чертежу	Допустимо без ремонта (менее)	
Износ поверхности под шарикоподшипник	72 ^{+0,042} _{+0,012}	72,06	Нутромер индикаторный 50-100 ГОСТ 868-82
Износ по диаметру рабочей поверхности корпуса	146 ^{+0,08}	149,23	Нутромер НИ 100-160 ГОСТ 868-82
Конусность и овальность внутренней поверхности корпуса	0,05	0,07	Нутромер НИ 100-160 ГОСТ 868-82
Износ торцовых поверхностей ротора	215 ^{-0,1} _{-0,16}	212,82	Микрометр МК200-225 ГОСТ 6507-78
Износ посадочной поверхности вала ротора под шкив	28 _{-0,045}	27,95	Микрометр МК200-22-50 ГОСТ 6507-78
Износ посадочной поверхности вала ротора под подшипник	30 ^{+0,017} _{+0,02}	29,95	Микрометр МК200-22-50 ГОСТ 6507-78
Износ шпоночной канавки	8 ^{-0,015} _{-0,051}	8,1	Пробка 8221-00810Д ОСТ 70.0001.024-74
Износ стенок пазов ротора	6 _{+0,16}	6,2	Пробка 8133-00620Д ОСТ 70.0001.024-74
а) износ рабочей поверхности корпуса; б) износ торцовых поверхностей	215 ^{-0,10} _{-0,16} 215 ^{-0,1} _{-0,16}	212,82 214,82	Микрометр МК 200-225 ГОСТ 6507-78 Тоже
Износ боковых поверхностей лопатки	6 ^{-0,1} _{-0,2}	5,5	Микрометр МР 0-25 ГОСТ 4381-68
Износ рабочей поверхности лопатки по ширине	52	50	Штангенциркуль ШЦ-1-125-0,10 ГОСТ 166-80



Рисунок— 6.1.23 Зависимость прироста скорости пластины от амплитуды и частоты колебаний

Выявление причин появления волнообразного износа цилиндра является важной задачей проектирования пластинчатых насосов и компрессоров. Решение этой задачи возможно на основе изучения динамики трения пластин по цилиндру. В насосах с радиальными пластинами расчет механических потерь затруднен из-за необходимости раздельного определения работы трения от действия силы инерции и силы давления воздуха [3].

Такое разделение вдвое увеличивает время вычислительных операций и исключает оценку силы трения пластины по цилиндру с учетом всех действующих сил. При вращении ротора пластина в пазу занимает под действием силы трения наклонное положение, упираясь своей гранью в стенку паза. Это объясняется наличием зазоров между пластиной и стенками паза. Зазор пластины в пазу ротора ротационных машин составляет 0,3...0,8 мм. Если вакуумный насос создает давление всасывания 50 кПа, то этому давлению будет соответствовать $\lambda=0,124 \cdot 10^{-3}$ мм. Такая длина свободного пробега более чем в 2400 раз меньше зазоров современных ротационных машин. Следовательно, при расчетах этих насосов следует учитывать давление воздуха между пластиной и стенкой паза.

Если бы торцовые зазоры в машине отсутствовали, то после прохождения пластиной всасывающего окна давление в пазу под пластиной можно было бы примерно считать равным давлению всасывания вплоть до достижения пластиной нагнетательного окна. Практически же приходится учитывать не только силу от перепада давлений между ячейками всасывания и нагнетания, но и силу от перепада давлений между ячейкой нагнетания и пазом.

Методика расчета аналогичных показателей наклонных пластин еще сложнее. Составляющие мощности трения наклонных пластин $N_{нпр\psi}$ определяют их вес (G) и количество (z), угловая скорость ротора (ω) и эксцентриситет (e), радиус цилиндра (R), коэффициент трения (μ), высота пластин (h) и их длина (l), угол наклона пластин (ψ), давления всасывания (p_s) и нагнетания (p_k):

$$N_{нпр\psi} = N_{и\psi} + N_{н\psi} + N_{ц\Delta p\psi} + N_{н\Delta p\psi},$$

где $N_{и\psi} = f_1(G, \omega, R, z, \mu, h, e, \psi)$ – составляющая мощности трения наклонных пластин по цилиндру от силы инерции;

$N_{н\psi} = f_2\left(G, \omega, R, l, z, \mu, h, e, \psi, \left(1 + \frac{e}{h}\right) / \left(1 - \frac{e}{h}\right)\right)$ – составляющая мощности трения наклонных пластин в пазах ротора от силы инерции;

$N_{ц\Delta p\psi} = f_3\left(p_s, p_k, l, \omega, R, z, \mu, e, \psi, \frac{e}{h} \left[\left(1 + \frac{1}{2} \frac{e}{h} \sin \psi\right) / \cos \psi \right] \right)$ – составляющая

мощности трения наклонных пластин по цилиндру от разности давлений в соседних ячейках;

$N_{н\Delta p\psi} = f_4\left(p_s, p_k, l, \omega, R, z, \mu, e, \psi, (1,75 \frac{e}{h} + 1,325)\right)$ – составляющая мощности

трения наклонных пластин в пазах ротора от разности давлений в соседних ячейках.

Ее основные положения построены путем интуитивной корректировки зависимостей динамики трения радиальных пластин. Обобщенная математическая модель составляющих мощности трения пластин по всему возможному диапазону углов их

наклона способствовала бы выявлению закономерностей износа, присущих ротационным насосам, и других типов. Основная сила, действующая на пластину ротора, является инерционной силой.

Сила инерции радиальной пластины массой m (рис.6.1.24а) является результирующей трех сил – центробежной составляющей P_u пропорциональной ускорению от вращения, составляющей пропорциональной ускорению при возвратно-поступательном движении пластины в пазу ротора P_n и Кориолисовой силой P_k

$$\begin{cases} P_u = P_u + P_n + P_k \\ P_u = m\omega^2 R \left(1 + \frac{e}{R} \cos \varphi - \frac{h}{2R} - \frac{e^2}{2R^2} \sin^2 \varphi\right) \\ P_n = m\omega^2 R \left(\frac{e}{R} \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2}\right) \\ P_k = 2m\omega^2 R \frac{e}{R} \sin \varphi \end{cases} \quad (6.1.7)$$

При скольжении пластины по цилиндру под действием силы инерции возникает сила трения F_{μ} , при движении в пазу ротора – сила трения $F_{m\mu}$. Обе силы направлены в сторону, противоположную движению пластины. Силу веса пластины в расчетах не учитывают; она в 100...200 раз меньше всех остальных сил, действующих на нее. Системы уравнений для радиальной пластины при повороте ротора от 0 до 180° (формула 6.1.8) и от 180° до 360° (формула 6.1.9):

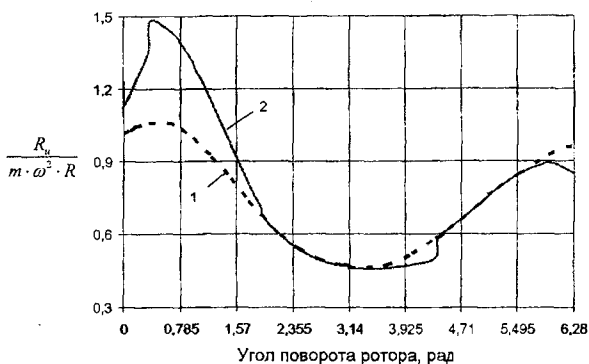
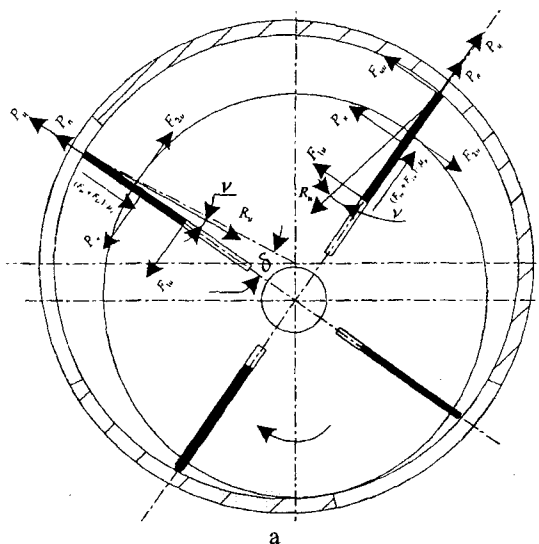
$$\begin{cases} F_{1u}h + P_k \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_k \frac{h}{2} + R_u h \sin(\nu + \delta) - F_{2u}[h - (\rho - r)] = 0, \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p + P_u + P_n - R_u \cos(\nu + \delta) = 0 \end{cases} \quad (6.1.8)$$

$$\begin{cases} F_{1u}h + P_k \frac{h}{2} - F_{2u}(\rho - r) = 0 \\ P_k \frac{h}{2} + R_u h \sin \nu - F_{2u}[h - (\rho - r)] = 0 \\ (F_{1u} + F_{2u})\mu_p - P_u - P_n + R_u \cos(\nu + \delta) = 0 \end{cases} \quad (6.1.9)$$

где R_u – реакция на пластину со стороны цилиндра направлена под углом ν трения к радиусу цилиндра R ; F_{1u} и F_{2u} – нормальные реакции на пластину со стороны ротора; $F_{m\mu} = (F_{1u} + F_{2u})\mu_p$ – сила трения пластины в пазу ротора; r – радиус ротора; μ_p – коэффициент трения пластины по пазу ротора.

Из системы уравнений (6.1.8 и 6.1.9) находим (рис. 6.1.24б) реакцию R_u (верхние знаки уравнения справедливы на стороне всасывания, нижние – на стороне нагнетания):

$$R_u = \frac{P_u + P_n + \mu_p P_k \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu \pm \delta) \mp \mu_p \sin(\nu \pm \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}}$$



б

Рисунок- 6.1.24 Вакуумный насос с радиальными пластинами:

а) инерционные нагрузки; б) кривая изменения $\frac{R_u}{m \cdot \omega^2 \cdot R}$ (1 – без учета перепада давления, 2 – с учетом перепада давления)

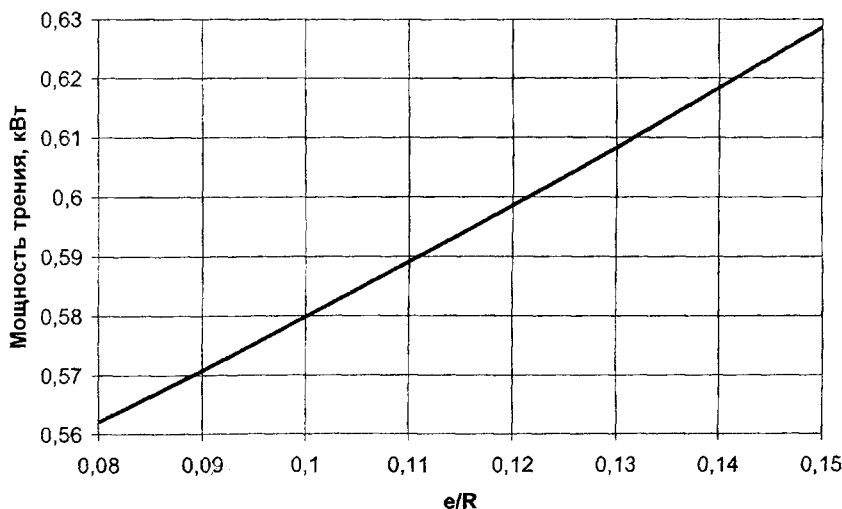
Сила трения пластины по цилиндру $F_{\text{тр}} = \mu_y \cdot \cos \nu \cdot R_u = \frac{\mu_y}{\sqrt{1 + \mu_y^2}} \cdot R_u$. Но так как коэффициент трения пластины по цилиндру редко бывает больше 0,15, то можно принять $F_{\text{тр}} = \mu_y \cdot R_u$. Тогда составляющая работы трения $L_{\text{тр}}$ пластины по цилиндру за один оборот ротора равна

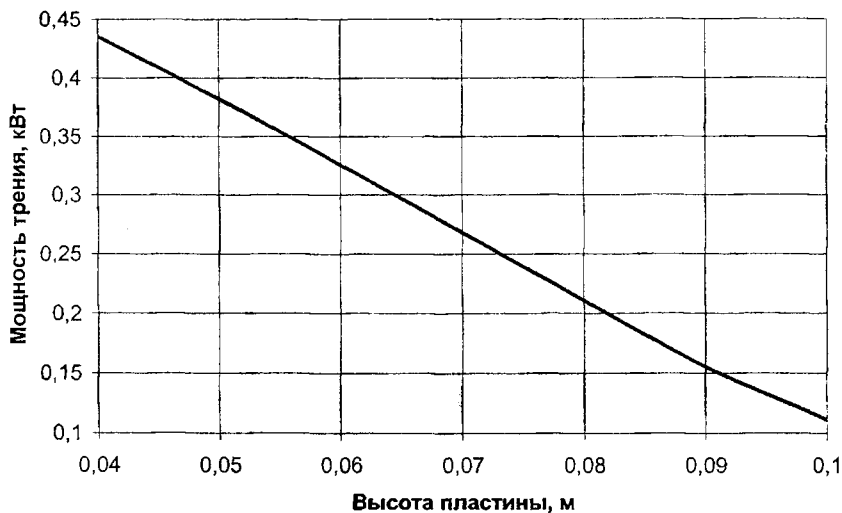
$$L_{\text{тр}} = \int_0^{2\pi} F_{\text{тр}} \cdot \rho \cdot d\varphi = \mu_y \cdot \int_0^{2\pi} R_u \cdot \rho \cdot d\varphi. \quad (6.1.10)$$

Если принять давление в пазу равным давлению в ячейке всасывания, то силу от перепада давлений можно приложить к центру пластины, что позволяет проводить совместный расчет потерь трения с учетом всех действующих сил. В этом случае реакция опоры равна (верхние знаки уравнения справедливы на стороне всасывания, нижние – на стороне нагнетания):

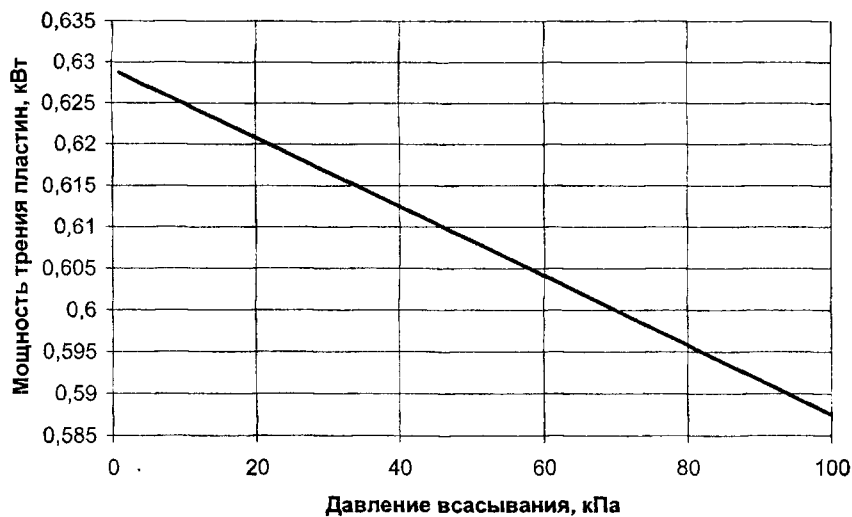
$$R_u = \frac{P_u + P_n \pm \mu_p (P_k + P_{\Delta p}) \cdot \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) \mp \mu_p \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}} \quad (6.1.11)$$

С учетом формулы работа трения одной пластины за один оборот составит 6,64 Дж (радиус корпуса $R = 0,0725$ м, эксцентриситет $e = 0,0094$ м, радиус ротора $r = 0,063$ м, масса пластины $m = 0,072$ кг, высота пластины $h = 0,043$ м, частота вращения ротора $\omega = 23,67 \cdot 2\pi = 148,723$ рад/с, $\mu_p = 0,1$, $\mu_u = 0,1$, число пластин $n = 4$). Для 4-х пластин работа трения за один оборот составит 26,56 Дж, что соответствует мощности 628,67 Вт или 0,63 кВт. Если увеличить радиус корпуса в два раза, то мощность возрастет до 2,08 кВт. Увеличение потребляемой мощности произойдет также в случае увеличения числа лопаток. Так, увеличение числа лопаток от 4-х до 12-ти увеличивает потребляемую мощность примерно в 3 раза. Уменьшение потребляемой мощности при выбранном неизменном значении радиуса корпуса возможно за счет уменьшения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также за счет увеличения высоты пластины. Потребляемая мощность при постоянном радиусе корпуса пропорциональна высоте (рис. 6.1.25а) и длине пластин, эксцентриситета (рис. 6.1.25б) и давления (рис. 6.1.25в). При уменьшении длины пластины потребляемая мощность уменьшается практически прямо пропорционально. Так, при уменьшении длины пластины на 16% потребляемая мощность уменьшается лишь на 0,71%.





б



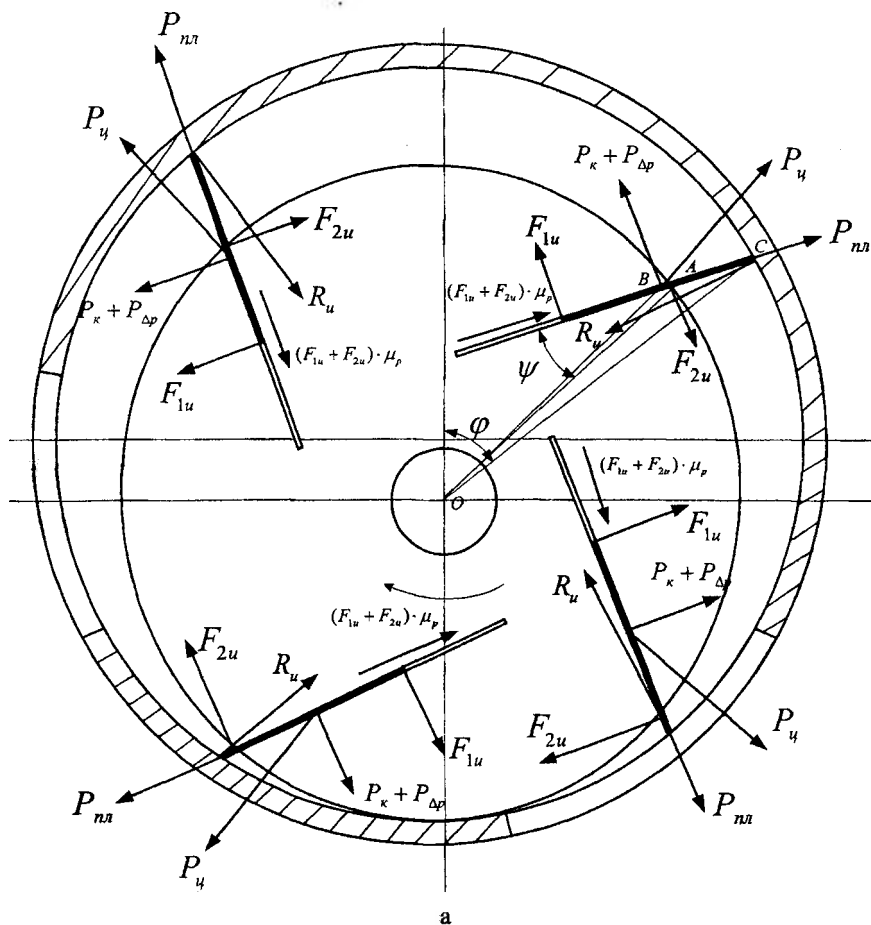
в

Рисунок— 6.1.25 Изменение мощности трения пластин в зависимости от факторов: а) относительного эксцентриситета; б) высоты пластин; в) давления всасывания

При определении эксцентриситета, числа и длины пластин определяющим фактором является производительность вакуумного насоса. Например, для повышения эффективности использования цилиндра следует увеличивать эксцентриситет. О_д

нако величина его ограничена глубиной паза ротора. Глубина паза $h_u = h + (0,5 \dots 1 \text{ мм})$, исключая заклинивание пластины, лишь на 0,5–1 мм превышает высоту пластины. Максимальный вылет пластины равен удвоенному значению эксцентриситета. Поэтому высота пластины равна $h = (3,5 \dots 4) \cdot e$.

Кроме того, при увеличении эксцентриситета растет момент, изгибающий пластину. Учитывая эти обстоятельства, в существующих насосах величину эксцентриситета принимают $e = (0,09 \dots 0,15) \cdot R$ [3]. Меньшие значения берут при высоких отношениях давлений и в двухступенчатых компрессорах, а большие – в воздуходувках и вакуумных насосах. Следовательно, эффективным способом снижения мощности трения пластин является увеличение высоты пластин. При постоянном значении эксцентриситета это техническое требование обеспечивают наклонные паза ротора (рис. 6.1.26).



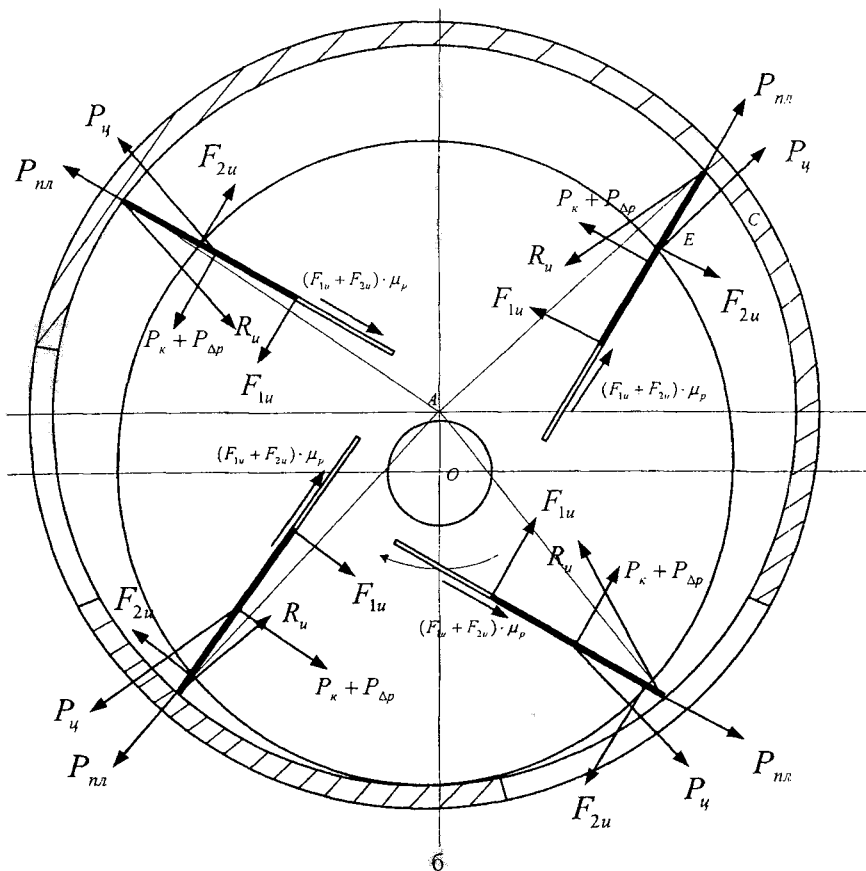


Рисунок- 6.1.26 Схема распределения нагрузок пластин ротора:
 а) наклонных по ходу вращения; б) наклонных против вращения

Требуемый наклон пластин определяется углом ψ между пластиной и прямой, соединяющей центр ротора с краем паза (отрезок OA на рисунке 6.1.26). Определим величину отрезка AC , представляющего собой выступающую из паза часть пластины. Для этого рассмотрим треугольник ΔOAC , обозначив $AC = s$. По теореме косинусов:

$$\rho = \sqrt{r^2 + s^2 - 2r \cdot s \cdot \cos(\pi - \psi)} \rightarrow \rho = \sqrt{r^2 + s^2 + 2r \cdot s \cdot \cos \psi} \rightarrow$$

$$s = -r \cdot \cos \psi + \sqrt{(r \cdot \cos \psi)^2 + \rho^2 - r^2}$$

Обозначив $\angle ACO = \alpha$ и $\angle OBC = \beta$, по теореме синусов из треугольника ΔOAC и ΔOBC находим:

$$\sin \alpha = \frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}; \cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}\right)^2}; \sin \beta = \frac{\rho \cdot \sin \alpha}{OB} = \frac{r \cdot \sin \psi}{OB}$$

Для нахождения $\sin \beta$ необходимо определить величину OB . Для этого рассмотрим $\triangle OBC$.

По теореме косинусов:

$$OB = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - 2\rho \cdot \frac{h}{2} \cos \alpha} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho \cdot h \cdot \cos \alpha} \rightarrow \sin \beta = \frac{\rho \cdot \sin \psi}{\sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho \cdot h \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}\right)^2}}$$

При повороте ротора от 0° до 180° (система уравнений 6.1.12) и от 180° до 360° (система уравнений 6.1.13):

$$\begin{cases} F_{1u} \cdot h - F_{2u} \cdot s + (P_u \cdot \sin(\pi - \beta) + P_k + P_{\Delta p}) \cdot \frac{h}{2} = 0 \\ (P_k + P_{\Delta p} + P_u \cdot \sin(\pi - \beta)) \cdot \frac{h}{2} - R_u \cdot h \cdot \sin(\alpha - \nu - \delta) - F_{2u} \cdot (h - s) = 0 \\ -R_u \cos(\alpha - \nu - \delta) + P_u \cdot \cos(\pi - \beta) + \mu_p \cdot (F_{1u} + F_{2u}) + P_{na} = 0 \end{cases} \quad (6.1.12)$$

$$\begin{cases} F_{1u} \cdot h - F_{2u} \cdot s + (-P_u \cdot \sin(\pi - \beta) + P_k + P_{\Delta p}) \cdot \frac{h}{2} = 0 \\ (P_k + P_{\Delta p} - P_u \cdot \sin(\pi - \beta)) \cdot \frac{h}{2} + R_u \cdot h \cdot \sin(\alpha - \nu - \delta) - F_{2u} \cdot (h - s) = 0 \\ -R_u \cos(\alpha - \nu - \delta) + P_u \cdot \cos(\pi - \beta) + \mu_p \cdot (F_{1u} + F_{2u}) + P_{na} = 0 \end{cases} \quad (6.1.13)$$

Обозначим $\lambda = \alpha - \nu - \delta$ и $\lambda_2 = \alpha - \nu + \delta$. Тогда выражение R_u будет иметь следующий вид для наклонных по ходу вращения ротора пластин (6.1.14) и наклонных пластин против хода вращения (6.1.15):

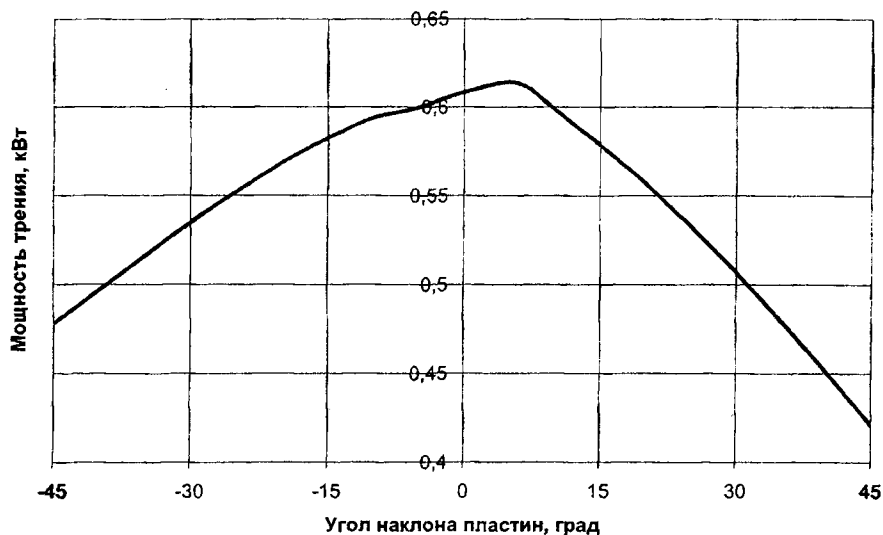
$$R_u = \frac{P_u \cdot \cos \beta + P_{na} \pm [P_k + P_{\Delta p} + P_u \cdot \sin \beta] \cdot \frac{\mu_p \cdot s}{h - s}}{\cos \lambda + \mu_p \cdot \sin \lambda \cdot \frac{h + s}{h - s}} \quad (6.1.14)$$

$$R_u = \frac{P_u \cdot \cos \beta + P_{na} \pm [P_k + P_{\Delta p} - P_u \cdot \sin \beta] \cdot \frac{\mu_p \cdot s}{h - s}}{\cos \lambda_2 \mp \mu_p \cdot \sin \lambda_2 \cdot \frac{h + s}{h - s}} \quad (6.1.15)$$

Верхние знаки уравнений (6.1.14) и (6.1.15) справедливы на стороне всасывания, нижние – на стороне нагнетания. Проанализируем формулы силы реакции на пластину со стороны корпуса для радиальных пластин, для наклонных по ходу вращения, а также для наклонных против вращения. Очевидно, что наклон пластин в обоих случаях снижает силу реакции R_u .

Во-первых, это достигается разделением P_u на две составляющие: $P_u \cdot \cos(\pi - \beta)$ и $P_u \cdot \sin(\pi - \beta) \cdot \frac{\mu_p \cdot s}{h - s}$. Сумма этих составляющих превышает P_u лишь на углах поворота, близких к 0° . Во-вторых, в формуле (6.1.15) вторая составляющая имеет отрица-

тельный знак. Однако, как показывают расчеты, наибольший эффект снижения R_m достигается в формуле, где в знаменателе все члены положительны. В результате работа трения минимальна в случае максимального поворота пластин по ходу вращения ротора (рис. 6.1.27).

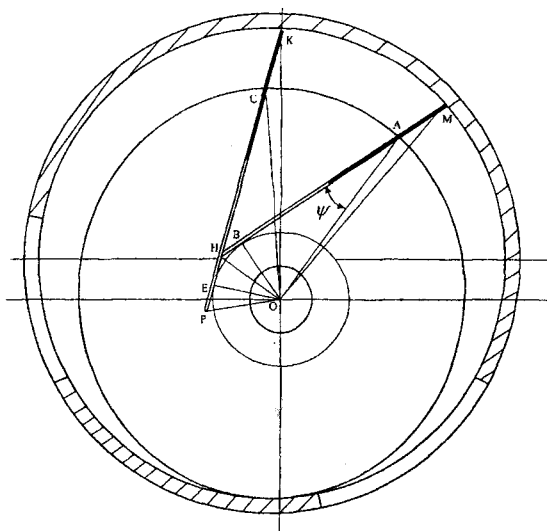


Рисунок— 6.1.27 Зависимость мощности трения пластин от угла наклона пазов

Из рисунка 6.1.27 следует, что минимальная мощность трения пластин по цилиндру составляет 0,42 кВт при угле наклона $\psi = 45^\circ$. Если высота пластины максимальная для этого угла ($h_m = R \cdot \sqrt{2} = 0,089$ м), то мощность трения составит 0,16 кВт. Обозначив $OA = r$, $AB = r \cos \psi$, определим рациональное положение пазов (рис.6.1.28) по системе уравнений (6.1.36):

$$\left\{ \begin{array}{l} \angle BOH = \frac{\angle COE - \angle COB}{2} = \frac{\left(\frac{\pi}{2} - \psi\right) - \left(\frac{\pi}{2} - \psi - \theta\right)}{2} \\ AH = r \cos \psi + r \sin \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \\ BH = OB \operatorname{ctg} \angle BOH = r \sin \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} \end{array} \right. \quad (6.1.16)$$

Условие экстремума $AH(\psi)' = -r \cdot \sin \psi + r \cdot \cos \psi \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} = 0$. Откуда $\psi = \frac{\theta}{2} = \frac{\pi}{z}$. Таким образом, угол наклона пазов в роторе обратно пропорционален числу пластин.



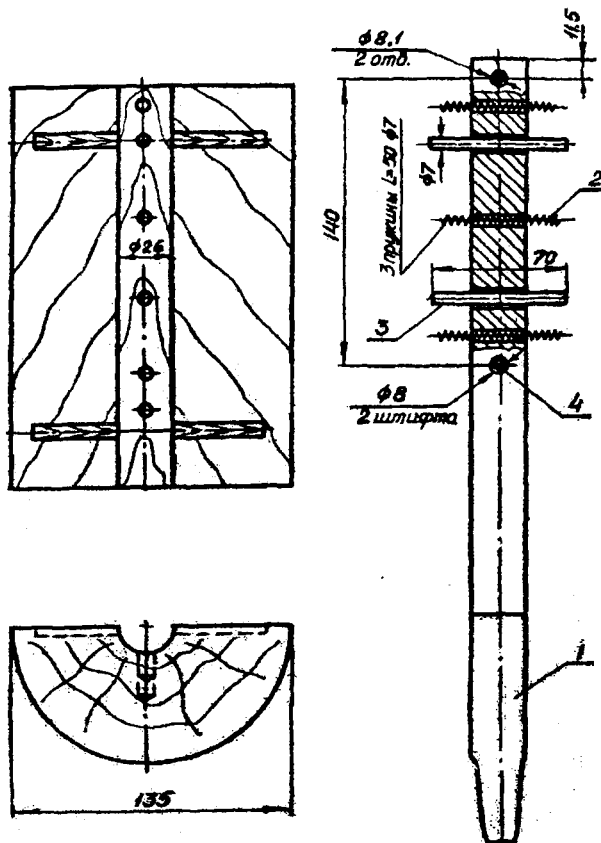
Рисунок— 6.1.28 Схема определения оптимального расположения паза

Снижению потребляемой мощности при выбранном постоянном значении радиуса корпуса пластинчатого насоса способствуют меньшие значения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также пластины максимальной высоты. Основной путь увеличения глубины паза – применение наклонных пазов. При этом пазы ротора должны иметь максимальную глубину, а угол их наклона – обратно пропорционален числу пластин.

Пластинчатые вакуумные насосы чувствительны к величине торцовых зазоров. Влияние этого зазора в пластинчатом насосе более ощутимо, чем в водокольцевом насосе, из-за гидравлических сопротивлений потока жидкости в зазорах. При износе торцов ротора вакуумного насоса их необходимо перешлифовывать на один из имеющихся ремонтных размеров. При местном износе внутренней поверхности корпуса, особенно около окон, его растачивают и хонингуют на один из шести ремонтных размеров.

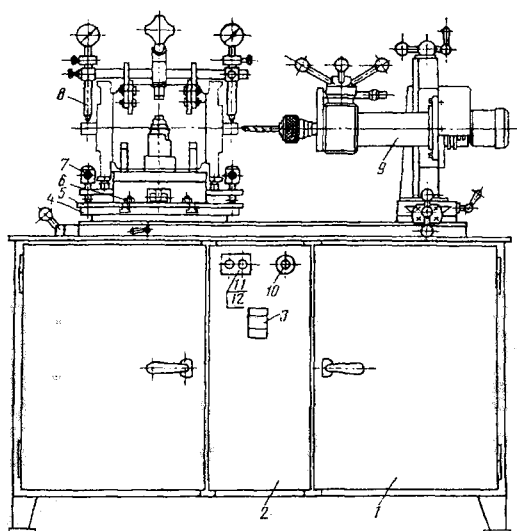
Шлифование крышек и торцовых поверхностей ротора при ремонте вакуумного насоса также требует механической обработки текстолитовых лопаток – фрезерования и шлифования под необходимый ремонтный размер по длине, ширине и толщине с соблюдением перпендикулярности.

Шлифовка цилиндров возможна с помощью приспособления, показанного на рисунке 6.1.29. Оно представляет собой поводок (1), имеющий отверстия для пружин и штифтов. На поводок устанавливаются две половины деревянных накладок, которые имеют пазы и углубления для пружин и штифтов. Деревянные накладки обрачивают наждачной бумагой, края которой вставляют в прорези. Поводок конусной частью вставляется в шпindel, а цилиндр крепится на столе сверлильного станка, где и производится шлифовка.



Рисунок—6.1.29 Приспособление для шлифовки цилиндра насоса:
 1—поводок; 2—пружина; 3—штифт длиной 50 мм; 4—штифт длиной 115 мм

Частичную сборку вакуумных насосов производят на этих же стендах. От полной сборки она отличается тем, что насос не штифтуют и болты крепления боковых крышек недоворачивают на 2–3 оборота. Установку радиального зазора между ротором и корпусом вакуумного насоса, штифтовку боковых крышек и окончательную сборку насоса проводят на стенде ОР-9023 (рис. 6.1.30). На стол стенда в зависимости от типа собираемого насоса ставят необходимое приспособление, в котором закрепляют насос. На его корпусе монтируют индикаторное приспособление. С помощью винтов крышки совместно с ротором поднимают относительно корпуса так, чтобы зазор составлял 0,04–0,11 мм. Зазор контролируют индикаторами часового типа. Ротор насоса поворачивают от руки, зажимают все болты на обеих крышках насоса. С корпуса снимают индикаторное приспособление и с помощью сверлильного устройства сверлят и разворачивают отверстия под штифты ремонтного размера в крышках и корпусе насоса. В подготовленные отверстия запрессовывают штифты.

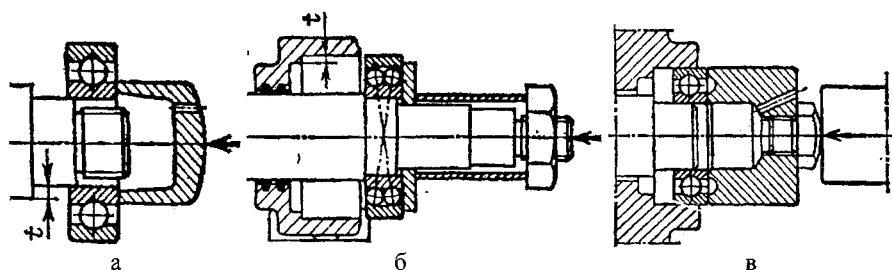


Рисунок—6.1.30 Стенд ОР-9023 для сборки вакуумных насосов:

1 — стол; 2 — панель; 3, 11, 12 — пульт управления; 4 — стол поворотный; 5 — плита; 6 — болт;
7 — винт; 8 — индикаторное приспособление; 9 — сверлильное устройство; 10 — лампочка

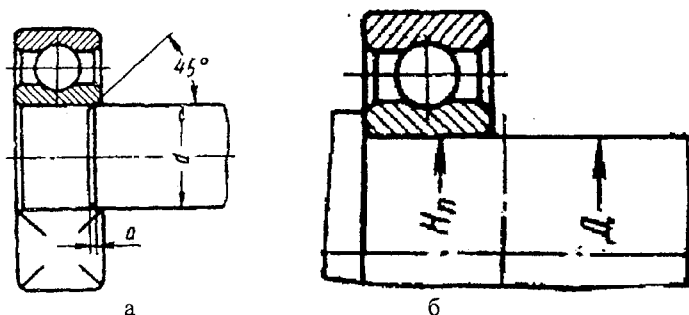
В подшипниках качения основные детали изготовлены очень точно и сопряжены подвижно друг с другом с очень малыми зазорами. Нормальная подвижность этих деталей и взаимная точность их движения может быть обеспечена выполнением ряда требований как при монтаже подшипников, так и во время их эксплуатации. Основными требованиями, которые необходимо соблюдать при монтаже подшипников качения, являются следующие. Для обеспечения большей точности посадки внутреннего кольца подшипника на вал и легкости его перемещения при монтаже целесообразно перед монтажом подшипник нагревать. Нагрев обычно производят в ваннах с минеральным маслом и электрическим подогревом. Температура масла не должна превышать 80–90°C. При монтаже подшипника необходимо прикладывать осевое усилие только к тому кольцу, которое при этом перемещается по сопрягаемой с ним детали, т. е. при установке подшипника на вал — к внутреннему кольцу, при монтаже в корпус — к наружному кольцам. В противном случае передача усилия сопрягаемому кольцу будет происходить через тела качения (шарики или ролики), в результате чего рабочие поверхности деталей подшипника будут повреждены. В тех случаях, когда подшипник при монтаже одновременно сопрягается обоими кольцами, осевое усилие необходимо равномерно прикладывать как к внутреннему, так и к наружному кольцу. Во избежание перекоса кольца относительно поверхности, с которой оно сопрягается, необходимо пользоваться оправками, трубами или кольцами. Монтировать подшипники при помощи ударов по кольцу совершенно недопустимо, так как это может привести к перекосу колец, повреждению рабочих поверхностей деталей подшипника и даже к поломке тел качения. Кроме того, внутрь подшипника могут попасть мелкие металлические частицы, отламывающиеся от инструмента,

которым наносятся удары. Очень важно, чтобы при монтаже подшипников качения была обеспечена чистота рабочего места, приспособлений и сопрягаемых деталей. На рисунке 6.1.31а показана установка подшипника на вал с помощью монтажного стакана, прикладываемая сила запрессовки к внутреннему кольцу подшипника. При установке подшипника на вал и в корпус (рис. 6.1.31б) используют специальный стакан, сила запрессовки которым передается одновременно на внутреннее и наружное кольца подшипника. Отверстия в монтажных стаканах предназначены для свободного выхода воздуха из внутренней полости стакана при запрессовке подшипника на вал.



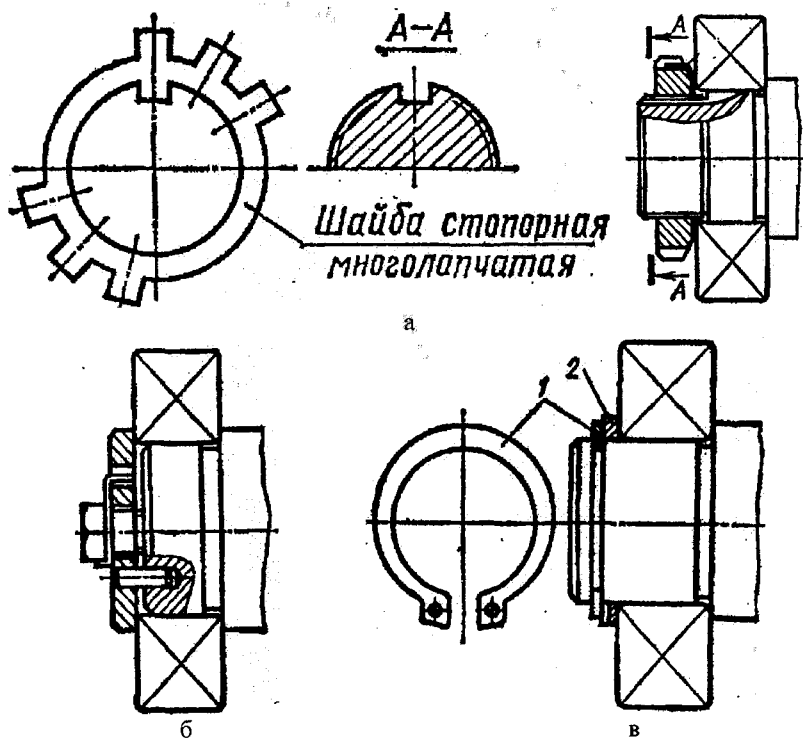
Рисунок— 6.1.31 Схемы монтажа подшипников:
а) на вал; б) в корпус; в) на вал и корпус

Для уменьшения силы запрессовки подшипники средних и крупных размеров предварительно нагревают в масляной ванне до 80–90°С. Без подогрева подшипник не «сядет» плотно на вал. Подогревают их в масляных ваннах. Масло неизбежно загрязняет рабочие места и спецодежду, может оно и воспламениться от перегрева. На некоторых предприятиях ванны заменили индукционной электрической переносной печкой. Делается она из трансформатора, у которого вырезается участок магнитопровода. Вырез заполняется сменной вставкой, на которую надевается подшипник, подлежащий нагреву. Сменные вставки собираются в пакеты прямоугольного сечения из пластин трансформаторной стали. Диагонали пакетов соответствуют внутренним диаметрам подшипников. Трансформатор мощностью 400 Вт имеет многосекционную первичную обмотку для подбора величины первичного напряжения, соответствующего типу прогреваемых подшипников. Роль вторичной обмотки выполняет внутренняя обойма. Время нагрева 5–10 минут. Печка может быть изготовлена в ремонтных мастерских. Для облегчения монтажа подшипникового узла надо выполнять следующие конструктивные и технологические требования. На шейке вала и у расточки корпуса или стакана должны быть фаски (рис. 6.1.32а). Диаметр шейки вала под посадку внутреннего кольца подшипника должен быть больше, чем диаметры предыдущих участков вала, чтобы кольцо подшипника свободно проходило через них. В отдельных случаях допускают равенство номинальных диаметров посадочного места и расположенного перед ним участка вала, но обработка обоих участков должна быть выполнена с различными допусками так, чтобы нагретый в минеральном масле до $t = 100^{\circ}\text{C}$ подшипник проходил свободно на посадочное место. Например, посадочное место может быть изготовлено по посадке H , а часть вала, через которую проходит подшипник, — по посадке D (рис. 6.1.32б) или C .



Рисунок— 6.1.32 Монтажные требования к подшипниковым узлам:
а) фаска; б) различные допуски

На рисунке 6.1.33а-в показаны способы крепления подшипников на валу, которые применяют в тех случаях, когда на вал действует значительная осевая сила в обоих направлениях.



Рисунок— 6.1.33 Крепления подшипников на валу:
а) шлицевой гайкой; б) торцовой стопорной шайбой; в) пружинной шайбой (1 — кольцо упорное; 2 — кольцо компенсаторное)

Надежное крепление подшипника осуществляется шлицевой гайкой (рис. 6.1.33а), которая от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой. Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов-лапок отгибается в шлиц гайки.

Просто и надежно крепление торцевой шайбой (рис. 6.1.33б). В этом случае штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала. Чтобы торцевые шайбы при высоких частотах вращения не вызывали дисбаланса, их центрируют по отверстию подшипника или по валу. Во всех случаях стопорят винты, крепящие шайбу к торцу вала, от самоотвинчивания.

Применение находит крепление подшипников пружинным упорным плоским кольцом (6.1.33в). Между подшипником и пружинным упорным кольцом 1 ставят компенсаторное кольцо 2. Подбирая это кольцо по толщине, устраняют зазор между подшипником и пружинным кольцом 1.

Компенсаторное кольцо улучшает контакт подшипника с пружинным упорным кольцом, которое незначительно выступает из канавки над поверхностью вала. В отверстия пружинных колец при их установке и снятии с вала вставляют концы специальных щипцов, которыми кольца разжимают. Чтобы стержни щипцов при работе не срывались, на торце кольца 2 фрезеруют паз, что позволяет глубже вставить стержни щипцов в отверстия пружинного кольца.

Выполнение условия установки подшипника без съема шпонки приводит, как правило, к значительной разности диаметров d_n и d . В тех случаях, когда расстояние l больше ширины B внутреннего кольца подшипника, отличие в диаметрах d_n и d можно уменьшить за счет обхода шпонки при установке подшипника. Последовательность монтажа подшипника в этом случае показана на рис. 6.1.34.

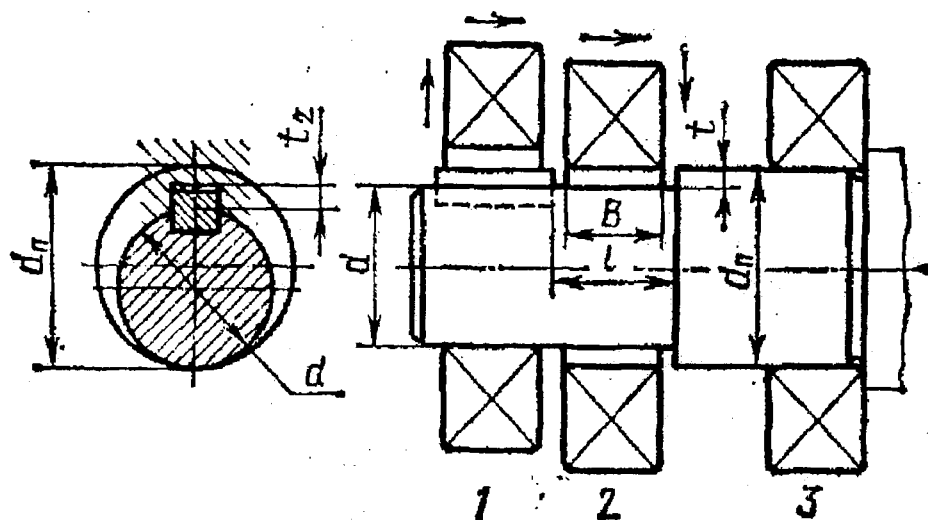
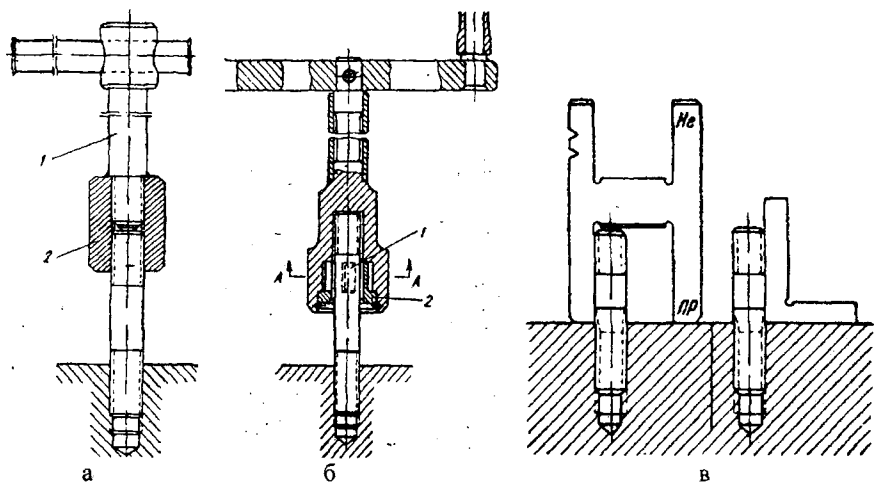


Рисунок-6.1.34 Схема монтажа подшипника

Вначале подшипник располагают эксцентрично (положение 1), сместив центр отверстия в направлении шпонки. В таком положении подшипник перемещают над шпонкой до участка вала длиной l (положение 2), на котором подшипник устанавливают концентрично оси вала, после чего окончательно монтируют подшипник (положение 3). Высота буртика получается наименьшей ($l \approx 2f$) при использовании сегментной шпонки, которую перед установкой подшипника можно вынуть.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными неподвижными разъемными соединениями деталей насосов, что объясняется их простотой и надежностью, а также возможностью многократной разборки и сборки без замены деталей. Ввертывание шпилек представляет некоторые трудности в связи с тем, что они обычно не имеют на своей поверхности выточек или выемок для удержания их гаечным ключом или другим стандартным инструментом. Поэтому для ввертывания шпилек пользуются так называемыми шпильковертами. В простейших из них основной частью является по существу гайка (2) (рис. 6.1.35а), которую наворачивают на свободный конец шпильки до тех пор, пока нижний конец стержня (1) не упрется в шпильку. После этого дальнейшее вращение шпильковерта сопровождается завинчиванием шпильки в корпус. Недостатком этих шпильковертов является возможность повреждения резьбы наружной части шпильки: вытягивания – от стопорения, скручивания – при большой длине шпильки и от большого натяга при постановке. Более правильно – захватывать шпильку за ее ненарезанную часть.

Одна из разновидностей шпильковертов, захватывающих шпильку таким образом, изображена на рисунке 6.1.35б. Здесь головка инструмента имеет внутренние канавки с криволинейным профилем, в которых размещены ролики, удерживаемые от выпадения обоймой. При вращении надетаго на шпильку инструмента по часовой стрелке ролики охватывают с трех сторон ненарезанный поясok шпильки. После ввертывания шпильки шпильковерт достаточно слегка повернуть в обратную сторону, чтобы ролики перестали зажимать шпильку, после чего инструмент снимают со шпильки. Кроме ручных, имеются также электрические шпильковерты. При отсутствии специальных шпильковертов шпильки ставят, наворачивая на их выступающую часть по две гайки, одна из которых выполняет роль контргайки, а затем завертывая, как обычные болты. Перед ввертыванием шпильки ее резьбу следует слегка смазать маслом. Шпилька должна быть сопряжена с резьбовым отверстием так плотно, чтобы при свинчивании даже туго посаженной на нее гайки, она не вывинчивалась из корпуса. Чаще всего это обеспечивают натягом в витках сбега. Важно, чтобы ось шпильки была перпендикулярна поверхности, в которую она ввернута. Неперпендикулярность вызывает дополнительные напряжения в резьбе шпильки и может быть причиной ее обрыва. Перекашиваются шпильки чаще всего в связи со сверлением отверстий и нарезанием резьбы при доделочных работах на сборке, когда это выполняется без кондуктора, при помощи дрелей. Неперпендикулярность шпилек обнаруживается угольником. Кроме того, обычно проверяют высоту выступающей над корпусом части шпилек. Эта проверка производится предельным шаблоном (рис. 6.1.35в). Перекошенные шпильки нельзя выправлять подгибанием, так как они при этом деформируются у корня и могут лопнуть при затягивании или в работе. Если перекося вызван неправильным положением отверстия под шпильку, следует снять в нем резьбу рассверливанием, нарезать новую резьбу и поставить ступенчатую шпильку с резьбой разного диаметра на концах.

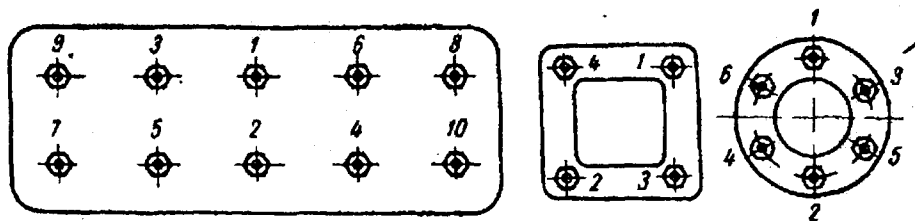


Рисунок— 6.1.35 Постановка шпильки:

а) захват за нарезанную часть шпильки (1 — рукоятка; 2 — головка); б) захват за ненарезанную часть шпильки (1 — ролики; 2 — головка); в) обеспечение неподвижности шпильки в корпусе натягом в витках сбег и контроль правильности положения шпильки

Для резьбового соединения очень важно, чтобы в теле шпильки или болта не было напряжений изгиба, которые могут привести к перенапряжению соединения. В связи с этим необходимо, чтобы рабочие торцы болтов и гаек были строго перпендикулярны к осям резьбовых участков, а также, чтобы они прилегали к хорошо обработанным плоскостям, которые должны быть обязательно перпендикулярны к оси резьбы.

Опыт показывает, что в 95% случаев обрывы болтов происходят от перекоса гаек. Гайка должна рукой свободно наворачиваться на болт до места затяжки. Если гайка свободно не наворачивается, то при затяжке можно сорвать резьбу или не получить достаточно плотного соединения деталей. Если гайка наворачивается слишком свободно, то при ее затяжке также можно сорвать резьбу. Если при закреплении одной детали применяется много гаек, то их следует затягивать в определенном порядке, иначе могут возникнуть перекосы и коробление соединяемых деталей. Общее правило сводится к тому, что затягивать надо сначала средние гайки, постепенно приближаясь к крайним (рис.6.1.36).



Рисунок— 6.1.36 Последовательность затягивания гаек многоболтовых соединений

Затягивать гайки следует постепенно, в несколько этапов: сначала затянуть все гайки, например, на одну треть полной затяжки, затем на две трети и, наконец, на полную затяжку. Разбираются многоболтовые соединения в обратной последовательности: сначала постепенно (в несколько этапов) ослабляют гайки в порядке, обратном затягиванию, а затем их полностью свертывают. При постановке гаек, винтов, пробок применяется ручной и механизированный инструмент. К ручному инструменту относят гаечные ключи и отвертки, а к механизированному – электрические, пневматические или гидравлические гайковерты, которые применяются для завинчивания гаек и других резьбовых изделий.

Конструкции гаечных ключей личные, что объясняется разнообразием конструктивных форм захватываемых ключом поверхностей и условий подхода к гайкам. При сборке групповых резьбовых соединений применяют многошпindelные гайковерты. Имеются полуавтоматы для навинчивания гаек.

В тех случаях, когда резьбовые соединения работают в сложных условиях (под большим давлением, при знакопеременных нагрузках, обеспечивают герметичность), большое значение приобретают величина и равномерность затяжки всех соединений одной группы.

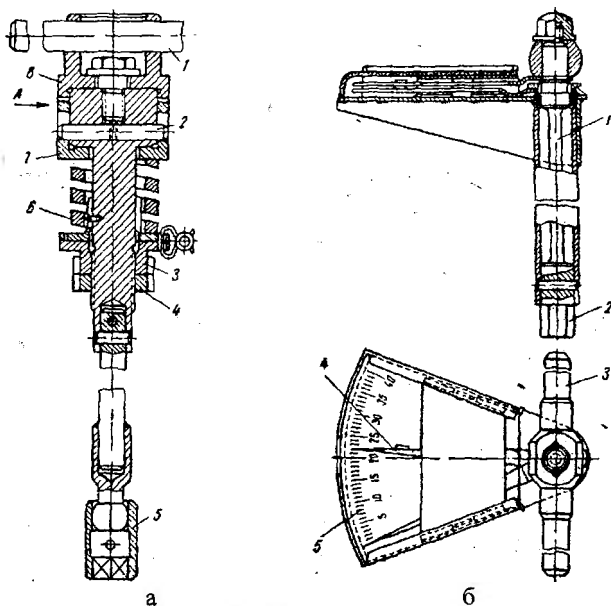
Недостаточная затяжка не будет обеспечивать необходимой плотности соединения, а при переменных нагрузках может привести к недопустимому ослаблению соединения. Чрезмерная затяжка вызывает пластическую деформацию резьбы. При неравномерной затяжке соединений одной группы деформируются соединяемые детали, нарушается плотность соединения; недогрузка одних резьб вызывает перенапряжение других. Поэтому в технических условиях на сборку ответственных резьбовых соединений указывают предельные значения крутящего момента, развиваемого при затяжке гаек, болтов, винтов.

Трудно обеспечить требуемую затяжку резьбовых соединений при пользовании обычными гаечными ключами. Выбор соответствующей длины рукоятки ключа не может полностью решить эту задачу потому, что усилие, прикладываемое к рукоятке ключа, даже у одного и того же рабочего, может изменяться в зависимости от различных причин.

Для обеспечения требуемой величины крутящего момента наиболее часто применяют предельные и динамометрические ключи. Предельные ключи автоматически выключаются по достижении определенного, заранее заданного крутящего момента.

Одна из разновидностей предельного торцового ключа изображена на рисунке 6.1.37а. Его устройство аналогично устройству предохранительного патрона для нарезания резьбы метчиками. Здесь крутящий момент, прикладываемый к рукоятке (1), передается головке (5), надеваемой на гайку, через кулачки, нарезанные на торцах стакана (8) и гильзы (7), и через штифт (2). Когда величина этого момента достигает заданной величины, гильза (7), преодолевая сопротивление пружины (6), опускается вниз и ее кулачки выходят из зацепления с кулачками стакана (8). Стакан в результате этого начинает вращаться вхолостую. Величина момента, при котором наступает расцепление кулачков, регулируется вращением гайки (5), которая стопорится после этого контргайкой (4). Динамометрические ключи обеспечивают более высокую точность затяжки. Один из них изображен на рисунке 6.1.37б. Здесь головке (2) крутящий момент от рукоятки (3) передается упругим стержнем (1).

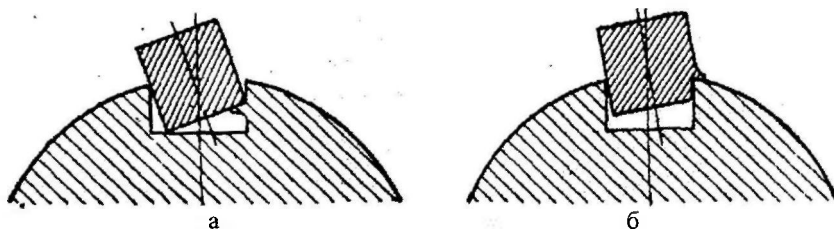
Угол закручивания этого стержня, соответствующий величине крутящего момента, отсчитывается по шкале (5) при помощи стрелки (4).



Рисунок— 6.1.37 Ключи торцовые:

а) предельный (1 — рукоятка; 2 — штифт; 3 — гайка; 4 — контргайка; 5 — головка; 6 — пружина; 7 — гильза; 8 — стакан); б) динамометрический (1 — стержень; 2 — головка; 3 — рукоятка; 4 — стрелка; 5 — шкала)

Шпонки запрессовывают легкими ударами молотка. При этом надо следить за тем, чтобы не произошел перекос шпонки, который приводит к врезанию ее кромки в тело вала или наоборот (рис. 6.1.38).



Рисунок— 6.1.38 Последствия перекоса шпонки при ее постановке в паз вала

Основная задача при проектировании водokolъцевого насоса — обеспечить передачу максимально возможной энергии жидкости и воздуху без потерь. Так, например, площади всасывающего и нагнетательного отверстий лобовины, длина ротора и число лопаток определяют величину вакуума и быстроту действия насоса.

Внутренняя поверхность жидкостного кольца по длине цилиндра имеет параболический вид. Кольцо дальше отходит от втулки возле крышки ротора и ближе – у поверхности лобовины.

Конусная втулка вытесняет воздух из зашемленного объема, нейтрализуя отрицательное влияние переменной скорости жидкостного кольца по его сечению и повышая производительность насоса. Число лопаток определяет величину перепада давления между соседними ячейками, перетекания сжатого воздуха из стороны нагнетания во всасывающую сторону в верхней части вакуумного насоса, изгибающего момента и равномерности откачки, потерь на трение лопаток в жидкостном кольце и описываемого объема.

Интенсивность рециркуляции жидкостного кольца, и, как следствие, величина потребляемой мощности определяются также диаметром патрубка подвода рециркуляционной воды. Угол поворота ротора, соответствующий началу нагнетательно-го отверстия, определяет давление воздуха в ячейке, равное давлению нагнетания. Интенсивное сжатие происходит при изменении угла от 230 до 280°.

Рациональные формы лопаток ротора дополнены лопатками цепной формы. Такая форма обеспечивает минимальное время движения жидкости вдоль лопатки и соответствует уравнению

$$y(x) = y_0 \operatorname{ch}(x/y_0).$$

где y, x – координатные оси, $y_0 = y(0)$ – коэффициент подобия.

Уравнение лопатки, выходящей из начала координат

$$y = (s/k) \left[\operatorname{ch}(kx/s) - 1 \right],$$

где s – длина лопатки от начала координат; $k = \operatorname{tg} \beta = 0,6 \dots 1,7$ – коэффициент, учитывающий угол выхода лопаток.

Критерием интенсивности вихреобразования служит величина радиальной скорости “ ω_r ”. Величина этой скорости, пропорциональная углу между радиусами R и ρ , определяется разностью абсолютной скорости на выходе с лопатки рабочего колеса “ c ” (векторная сумма переносной “ u ” и относительной скоростей) и скорости “ v ” в безлопаточном пространстве. Используя (рис. 6.1.39а) теоремы синусов и косинусов, получаем

$$w_2 / \sin \alpha = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos(\pi - \beta_2)} / \sin \beta_2 \rightarrow \sin \alpha = w_2 \cdot \sin \beta / \sqrt{u_2^2 + w_2^2 + 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2},$$

где $w_2 = c_{2r} / \sin \beta = [2R \cdot n \cdot (1 - \nu) / \sin \beta]$ – относительная скорость; $u_2 = 2\pi \cdot R \cdot n$ – окружная скорость; $\nu = r/R$; n – число оборотов в минуту; α – угол между окружной скоростью u_2 и результирующей c_2 .

В точке C жидкостного пространства скорость v жидкости направлена по касательной к траектории своего движения (по линии CO на рисунке 6.1.39б). Отсутствие радиальной скорости ω_r возможно при совпадении скоростей c_2 и v , то есть, если $\angle OCE = \alpha$.

Так как $\angle OCE = \angle ACB$ (углы $\angle ECA$ и $\angle OCB$ – прямые), то из треугольника ABC по теореме синусов (рис. 6.1.40а)

$$AC / \sin(\pi - \varphi) = AB / \sin \delta.$$

Откуда $\sin \delta = e \cdot \sin \varphi / (r + e)$, (где φ – угол поворота). Так как в равнобедренном треугольнике COH ($CH = CO = c_2 = v$) $HO = w_r$, то радиальная скорость на вы-

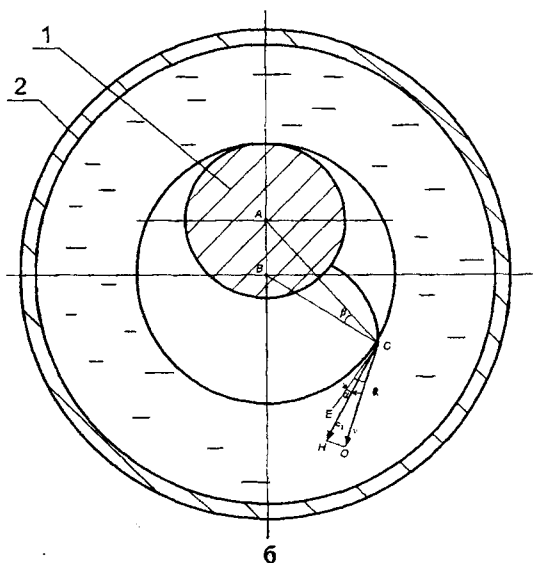
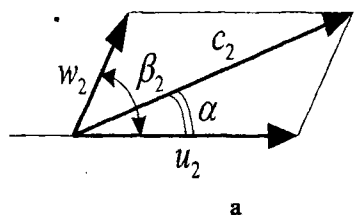
ходе с лопатки на стороне всасывания и нагнетания:

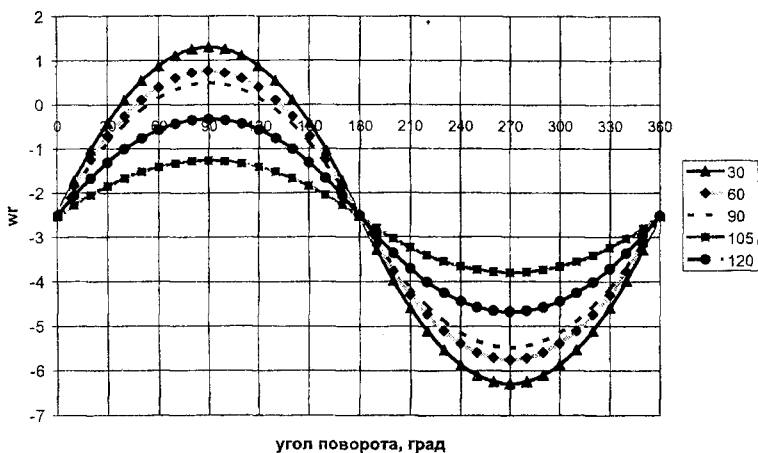
$$\begin{cases} w_r'' = 2c_2 \cdot \sin((\delta - \alpha)/2) \\ w_r'' = 2c_2 \cdot \sin((\delta + \alpha)/2) \end{cases}$$

где $\beta = \arcsin(e \cdot \sin \varphi / (r + e + e \cdot \sin \varphi))$, $\alpha = \arcsin(w_2 \cdot \sin \beta_2 / \sqrt{u_2^2 + w_2^2 + 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2})$.

Максимальные скорости c_2 (и завихрения жидкости) создают лопатки с углом наклона $\beta_2 < 30^\circ$. Наименьшие радиальные скорости w_r на стороне всасывания соответствуют интервалу наклона лопаток. $60^\circ < \beta_2 < 120^\circ$. Снижение скорости жидкости на выходе с лопатки обуславливает ухудшение энергетических характеристик насосов с лопатками, загнутыми назад. На стороне нагнетания радиальные скорости w_r меньше для лопаток, загнутых назад, и минимально при углах $\beta_2 \approx 98^\circ$. Однако скорость c_2 лопаток загнутых назад в несколько раз меньше, чем для лопаток, загнутых вперед. Этим самым предполагается наличие минимума удельной мощности в интервале углов $\beta_2 > 60^\circ$. Минимальное число лопаток (8 штук) определено по распределению поля скоростей $Z_{\min} = f(\alpha_2, w, \Delta\theta)$, определяемому углом α_2 , средней радиальной скоростью (w), углом между двумя соседними лопатками $\Delta\theta = 2\pi/Z$, максимальной и минимальной радиальной скоростью для периферии рабочего колеса $r = r_2$ при $w_{\min} = 0$ (рис. 6.1.39в).

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{\max} = w + \frac{1}{2} \Delta w = w + \omega r \Delta \theta \\ w_{\min} = w - \frac{1}{2} \Delta w = w - \omega r \Delta \theta \\ U_2 = \omega r_2 \rightarrow U_2 = w_2 \operatorname{tg} \alpha_2 \end{array} \right\} \rightarrow Z_{\min} = 2\pi U_2 w_2 \rightarrow Z_{\min} = 2\pi g \alpha_2.$$





В

Рис. 6.1.39 Кинематические характеристики элементов жидкостного кольца: а) параллелограмм относительной и окружной скоростей; б) элемент жидкости на выходе с лопатки (1 – ротор; 2 – корпус; А – центр ротора, В – центр корпуса, углы $\angle ECA$ и $\angle OCB$ – прямые); в) зависимость радиальной скорости от угла поворота для различных углов выхода

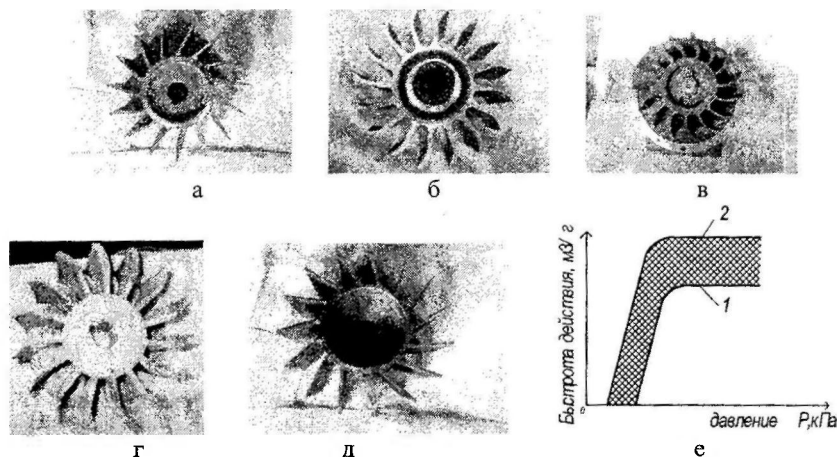
Большой диаметр ротора увеличивает момент, изгибающий лопатку ротора. При перекосе ротора концы лопаток задевают поверхность лобовины вакуумного насоса. Во-вторых, увеличиваются утечки по торцевой поверхности ротора и окружная скорость концов лопаток ротора.

Снижение же числа оборотов ротора уменьшает производительность вакуумного насоса. Втулочное отношение принято равным 0,5. Это отношение больше минимального (0,33), определяемого дифференцированием торцевой площади серповидного пространства и усиливающего веерные потери. Принятое соотношение позволяет разместить во втулке вал нужного сечения и выполнить требуемые разрывы между всасывающим и нагнетательным отверстиями. При этом площадь поперечного сечения серповидного пространства уменьшается на 4%.

В таблице 6.1.3 показано изменение производительности вакуумных насосов, снабженных роторами с различным наклоном лопаток (рис. 6.1.40). Более высокий коэффициент подачи и лучшие энергетические показатели получены у рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед. Форма таких лопаток не описывается математически и характеризуется лишь углом выхода. Изогнутые лопатки рабочего колеса обладают более высокой эффективностью.

Большее число лопаток снижает величину перепада давления между соседними ячейками, перетекания сжатого воздуха из стороны нагнетания во всасывающую сторону в верхней части вакуумного насоса и описываемого объема, изгибающего момента, но повышает равномерности откачки, потери на трение лопаток в жидкостном кольце. Критериями оптимального количества лопаток являются устранение местного обратного течения, определенное соотношение потерь полного давления, вызванных этим течением, и потери давления, зависящие от площади поверхности

лопаток ротора. Расчетное число лопаток ротора составляет от 8 до 40. Увеличение числа лопаток требует перемещения выхлопной кромки нагнетательного отверстия для сохранения заданного перепада давлений.



Рисунок— 6.1.40 Лопатки ротора:

а) прямые наклонные назад; б) изогнутые назад; в) изогнутые по цепной линии; г) изогнутые вперед; д) прямые наклонные вперед; е) влияние формы лопаток на работу водokolъцевого вакуумного насоса при различном вакууме (1 – прямые наклонные назад; 2 – изогнутые по цепной линии);

Таблица 6.1.3

Производительность вакуумного насоса в зависимости от формы лопаток

Профиль лопаток	Производительность, м ³ /ч
Прямые наклонные назад	55
Изогнутые назад	57
Радиальные	58
Изогнутые по цепной линии	65
Изогнутые по цепной линии с переменной толщиной	72
Изогнутые вперед	66
Прямые наклонные вперед	63

Большое нагнетательное отверстие пропускает значительное количество воды, а малое – повышает степень сжатия воздуха. Увеличение же расхода воды снижает производительность насоса и повышает потребляемую мощность. Ведь вода, пополняющая жидкостное кольцо, замещает полезный объем вытесняемого воздуха.

Сжатый воздух, вследствие сопротивления, создаваемого жидкостью в нагнетательном отверстии, задерживается в ячейке ротора, отжимает жидкостное кольцо в верхней его части и перетекает во всасывающую полость. Всасывающее отверстие большой площади сокращает расстояние между полостями нагнетания и всасывания, увеличивая обратные потоки воздуха. Всасывающее отверстие малых размеров

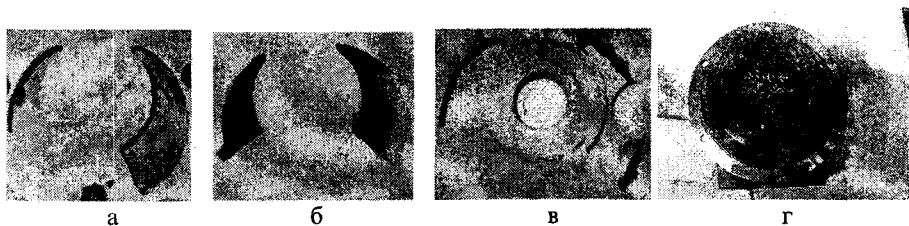
увеличивает сопротивление проходу воздуха в ячейку насоса и снижает его производительность. Большой диаметр патрубка увеличивает подачу воды и потребляемую мощность и снижает производительность насоса.

Малый диаметр отверстия снижает скорость пополнения жидкостного кольца. Отход жидкостного кольца от втулки ротора, как следствие этой причины, способствует перетеканию воздуха в верхней части насоса из полости нагнетания в полость всасывания, снижая производительность насоса. Вода, пополняющая жидкостное кольцо на всасывающей стороне вакуумного насоса, снижает момент количества движения кольца.

Большой торцовый зазор снижает величину поверхности трения. Отрицательным моментом является то, что через зазоры прорывается сжатый воздух, причиняя двойной ущерб. Во-первых, этот воздух теряет потенциальную энергию давления и, во-вторых, он уменьшает полезный объем полости, сбивая встречными струйками течение засасываемого воздуха, одновременно подогревая его. Для вакуумного режима доильной установки (давление 50 кПа) имеется оптимальный размер нагнетательного отверстия водокольцевого насоса.

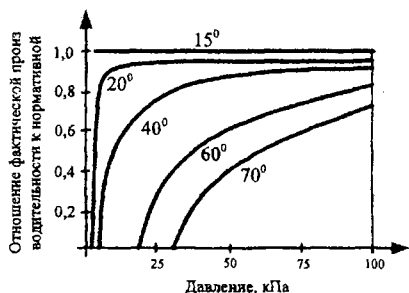
Внешний радиус нагнетательного отверстия, превышающий 72 мм, уменьшает его живое сечение, увеличивает расход рабочей жидкости и снижает производительность вакуумного насоса. Угол конца всасывания должен быть меньше 180° (уменьшается производительность вакуумного насоса). Нижнюю кромку всасывающего отверстия лучше располагать так, чтобы она не доходила до вертикальной оси на половину ячейки (рис. 6.1.41).

Внутренний радиус всасывающего отверстия должен быть на 1–2 мм меньше радиуса втулки ротора. Снижение удельной энергоемкости насосов можно достичь за счет расположения нижней кромки всасывающего окна так, чтобы она не доходила до вертикальной оси на пол-ячейки ротора.



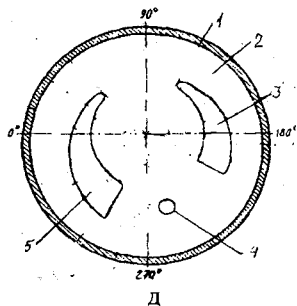
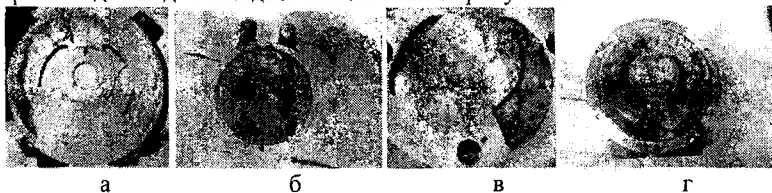
Рисунок–6.1.41 Угловые параметры форм всасывающего и нагнетательного окон

Нагрев рециркуляционной жидкости, повышая давление насыщенных паров, снижает производительность насоса (рис. 6.1.42). При температуре жидкости выше 40°C требуется прекратить работу насоса до выявления неисправности. Нагрев жидкостного кольца происходит вследствие малого количества рабочей жидкости, трения ротора и лобовин, а также большой затяжки сальников или подшипников. Определить температуру рабочей жидкости можно термометром, температуру подшипников, сальников и отдельных деталей вакуумного насоса – термометром или рукой на ощупь. Допускается нагрев подшипников $55\text{--}60^\circ\text{C}$ (до тех пор, пока не обжигается приложенная к подшипнику рука).



Рисунок– 6.1.42 Влияние температуры рециркуляционной жидкости на производительность насоса

Пополнение жидкостного кольца через кольцевую выточку втулки максимально интенсифицирует скорость нагрева жидкости (до температуры 80°C за время дойки). Скорость нагрева оборотной жидкости при подаче ее в кольцевую выточку втулки рабочего колеса водокольцевого насоса превышает в 2 раза аналогичные показатели других систем подачи оборотной воды, так как жидкость попадает в рабочую область через узкий промежуток между лобовиной и ротором. Ускоренный нагрев рабочей жидкости сопровождается повышением давления насыщенных паров и рабочего давления в полости всасывания и, как следствие, резким снижением производительности машины. Для решения проблемы нагрева жидкости в конструкции, показанной на рисунке 6.1.43, рекомендуется направить канал подвода жидкости непосредственно в рабочую область на сторону нагнетания. Лобовина такого насоса с отверстием для подачи жидкости показана на рисунке 6.1.41в.

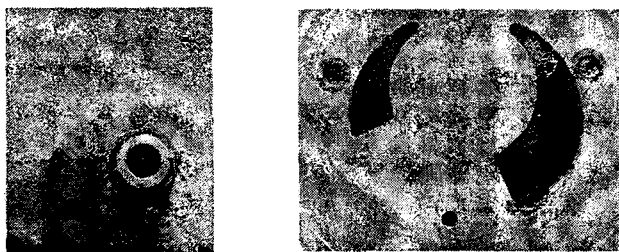


Рисунок– 6.1.43 Зоны подвода воды:

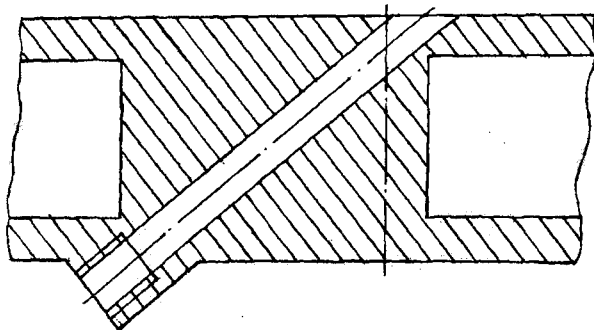
- а) в выточку ротора; б) по центру ротора; в-г) в серповидное пространство зоны всасывания и нагнетания; д) рекомендуемая (1 – корпус; 2 – лобовина; 3 – окно нагнетательное; 4 – отверстие для подвода воды; 5 – окно всасывающее)

Рациональные диаметры отверстия подвода воды составляют 6–8 мм [98–101]. Отверстие для подвода воды следует располагать в ячейке максимального объема на стороне угла сжатия на расстоянии 0,85 радиуса ротора. Рациональный диаметр отверстия подвода воды вакуумного насоса составляет 7 мм.

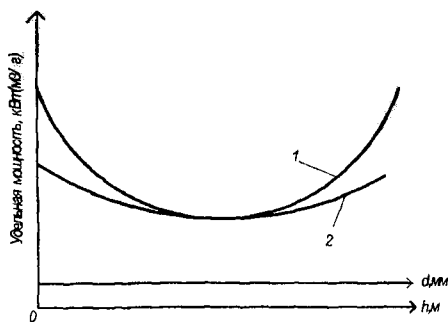
Скорость нагрева оборотной жидкости ($0,5 \text{ град/мин}$) при подаче ее в кольцевую выточку втулки рабочего колеса водокольцевого насоса в 1,5–2 раза превышает аналогичные показатели других систем подачи рециркуляционной воды. Целесообразно патрубков подвода рециркуляционной воды выполнять наклонным по ходу вращения ротора (рис. 6.1.44).



а



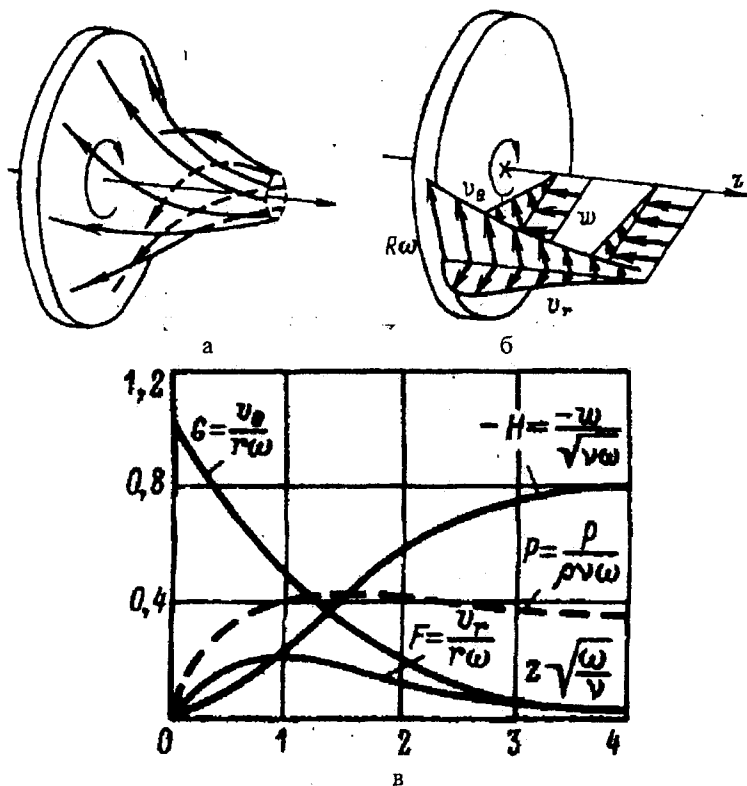
б



в

Рисунок- 6.1.44 Поиск рационального положения водоподводящего штуцера

Рациональным является диапазон углов наклона втулки 7–10°. Формирование угла обусловлено двумя факторами. Во-первых, течение около диска, вращающегося в массе жидкости, представляет собой трехмерный пограничный слой со скосом профиля скорости при наличии осевой симметрии. Жидкость вблизи диска получает вращательное движение, обусловленное трением, а затем отбрасывается центробежными силами в радиальном направлении. Условие неразрывности удовлетворяется за счет осевого притока жидкости к диску, компенсирующего радиальный отток у поверхности диска (рис. 6.1.45).



Рисунок— 6.1.45 Гидродинамическое влияние крышки ротора на жидкость в ячейке:
 v_r , v_θ , w — компоненты скорости; r , θ , z — координатные оси

Во-вторых, угол наклона формирует деформация жидкостного кольца из-за изменения давления в струе воздуха, вытекающего из ячейки через нагнетательное окно. За промежуток времени τ жидкостной поршень переместится на расстояние $u\tau$ (рис. 6.1.46). При этом сила F совершит работу $A = F u \tau$. Масса воздуха, вытекающего за время τ , равна $\rho S u \tau$. Изменение кинетической энергии воздуха за время τ равно

$$\rho S u \tau \left(\frac{v^2}{2} - u^2 / 2 \right).$$

Это изменение энергии должно равняться работе силы F :

$$F u \tau = \rho S u \tau \left(\frac{g^2}{2} - \frac{u^2}{2} \right).$$

Исключая отсюда u , находим $g^2 = \frac{2F}{S\rho} \cdot \frac{1}{1-s^2/S^2} = \frac{2\rho}{\rho} \cdot \frac{1}{1-s^2/S^2}$.

Если $s \ll S$, то $g = \sqrt{2F/S\rho} = \sqrt{2p/\rho}$. Если скорость воздуха в струе равно $g = 50 \text{ м/с}$, то давление в струе меньше давления в ячейке на величину

$$\frac{\rho g^2}{2} = \frac{1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \left(50 \frac{\text{м}}{\text{с}} \right)^2}{2} = 1,6 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1,6 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Если скорость воздуха в струе равно $g = 100 \text{ м/с}$, то давление в струе меньше давления в ячейке на величину

$$\frac{\rho g^2}{2} = \frac{1,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \left(100 \frac{\text{м}}{\text{с}} \right)^2}{2} = 6,45 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 6,45 \cdot 10^3 \text{ Па} = 6,45 \text{ кПа}.$$

Конусная втулка ротора нейтрализует отрицательное влияние переменной скорости жидкостного кольца по его сечению. Кольцо дальше отходит от втулки возле крышки ротора. Конусная втулка вытесняет воздух из заземленного объема, повышая производительность водокольцевого насоса. Эту же функцию выполняет плавно утолщенная в осевом направлении лопатка.

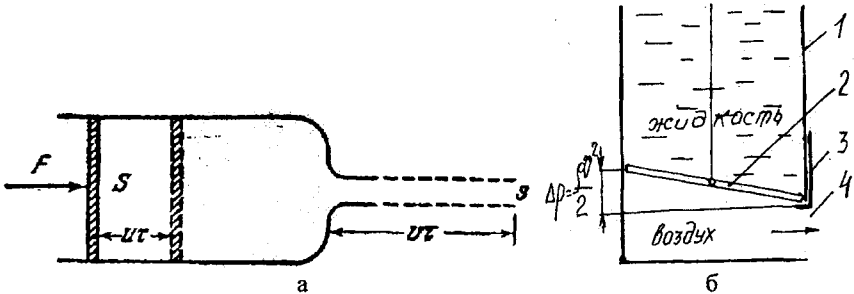


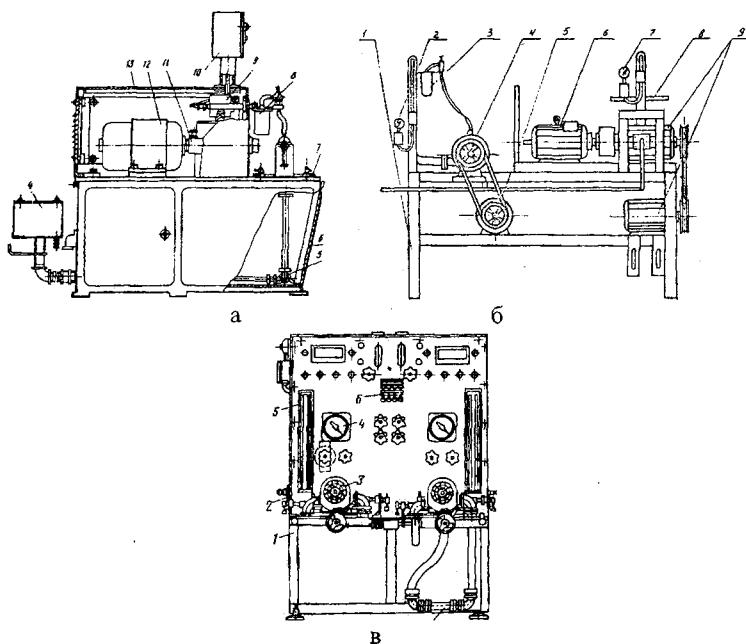
Рисунок - 6.1.46 Модели взаимодействия жидкостного кольца и воздуха ячейки: а) с центральным нагнетательным отверстием; б) эксцентричным отверстием (1 – ячейка; 2 – жидкостной поршень; 3 – перемычка подвижная; 4 – отверстие нагнетательное)

Радиальный зазор консольных вакуумных насосов в 1,5–2 раза превышает радиальный зазор двухпорных насосов. Радиальный зазор (2–3) мм консольных насосов снижает величину изгибающего момента сил и предотвращает трение лопаток ротора и торцевой плоскости лобовины, увеличивает вспомогательный поток воды, поступающей во всасывающую полость, а также мощность, затрачиваемую на сжатие воздуха, и мощность гидродинамических потерь.

Радиальный зазор (1–2 мм) двухпорного насоса снижает перетечки воздуха из полости нагнетания в полость сжатия. Минимальный торцовый зазор (0,1–0,2 мм) снижает удельную потребляемую мощность вакуумных насосов. Внесенные конструктивные изменения позволили повысить производительность вакуумного насоса с 60 до 75 м³/ч.

Короткий ротор повышает величину вакуума, но снижает быстроту действия насоса. Относительно длинный ротор задерживает воздух в ячейках, вынуждая его затем перетекать из полости нагнетания во всасывающую полость. Минимальное отношение длины ротора и его диаметра равно 0,5–1,0. При значении отношения большем 1,0 сжатый воздух задерживается в ячейках ротора и перетекает во всасывающую полость вакуумного насоса, уменьшая объемный коэффициент полезного действия последнего. Использование в качестве рециркуляционной воды жидкости более высокой плотности (этиленгликоля) повышает лишь потребляемую мощность. Повышение плотности рабочей жидкости способствует не только росту производительности, но и гидродинамических потерь. Однако одновременное увеличение кинематической вязкости рабочей жидкости снижает производительность насоса и повышает гидродинамические потери. В результате снижается коэффициент полезного действия насоса. Применение таких растворов снижает температуру замерзания раствора, обеспечивая работоспособность вакуумной установки в зимнее время. Обкатка является заключительным и ответственным этапом технологического процесса ремонта ротационных вакуумных насосов доильных установок. Она в значительной степени определяет работоспособность агрегатов, особенно в начальный период эксплуатации. Вакуумные насосы обкатывают с целью контроля качества сборки и функционирования, а также очистки от механических частиц и других загрязнений. В период обкатки происходит приработка трущихся сопряжений – интенсивное изменение шероховатости и геометрии поверхностей деталей в результате физико-химического взаимодействия и механического зацепления микронеровностей. Приработка необходима для сохранения установленных зазоров в подвижных сопряжениях и обеспечения наиболее полного и оптимального прилегания трущихся поверхностей, так как вследствие неизбежных отклонений в геометрии деталей, а также дефектов сборки в насосе имеются различные перекосы. Определить техническое состояние насоса, а также обкатать его после замены трущихся частей можно на стенде типа 8719 (рис. 6.1.47а). Насос закрепляют на базовой плите (7), соединяют привод с электродвигателем, а его патрубки с помощью резиноканевых рукавов – с магистралью всасывания и глушителем. Первый этап обкатки проводят в течение 20 минут с открытыми кранами вакуумного бачка (9). Второй этап – в течение 40 минут с всасыванием воздуха через жиклер диаметром 8 мм. Стенд (рис. 6.1.47б) позволяет обкатывать одновременно два вакуумных насоса РВН-40/350 (9) и один насос УВБ-45/60 (4). Насосы РВН-40/350 приводятся во вращение от электродвигателя, расположенного на верхней платформе через гибкую муфту и клиноременную передачу, насос УВБ-45/60 – от электродвигателя, расположенного на нижней платформе стенда через клиноременную передачу. Обкатку и испытание насосов после капитального ремонта производят на стенде типа КИ-9116 (рис. 6.1.47в).

Продолжительность обкатки насосов при использовании в качестве водного раствора эмульсола составляет 10 минут при вакуумметрическом давлении 52 кПа и 15 минут при предельном остаточном давлении, создаваемом работающим насосом. После обкатки вакуумного насоса с использованием эмульсии подачу ее прекращают и в рабочую полость насоса подают минеральное масло с целью достоверного определения его основных параметров и консервации. Продолжительность обкатки при использовании в качестве смазочно-охлаждающей жидкости минерального масла, например моторного масла, должна превышать 90 минут при вакууме 48%.



Рисунок— 6.1.47 Стенды для обкатки и испытания вакуумных насосов:

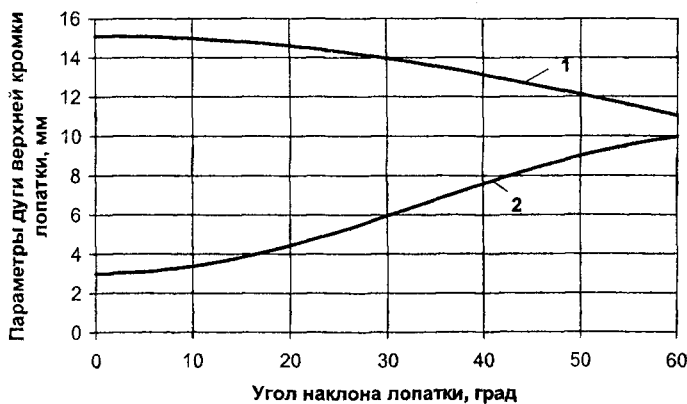
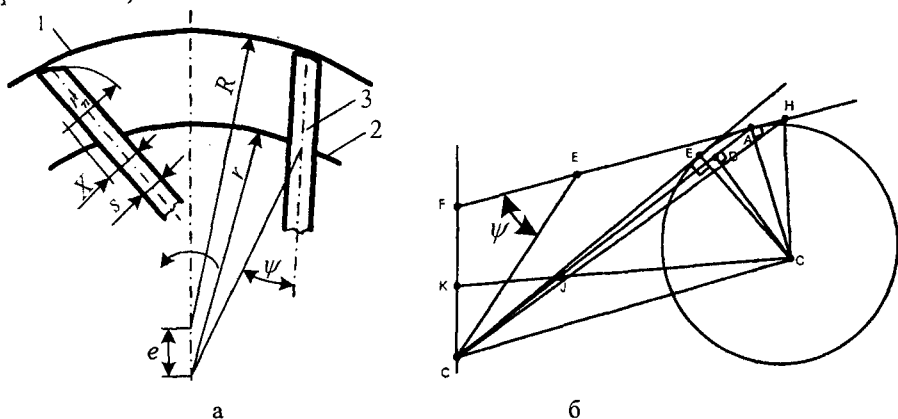
а) обкатки одного насоса (1 — муфта; 2 — привод; 3 — кожух; 4 — глушитель; 5 — кран; 6 — основание; 7 — базовая плита; 8-9 — масляный и вакуумный бачки; 10 — пульт управления); б) обкатки трех насосов (1 — рама; 2 — манометр; 3 — резервуар масляный; 4 — насос; 5-6 — электродвигатели; 7 — манометр; 8 — крепление; 9 — вакуумный насос); в) испытания (1 — основание; 2 — механизм включения муфты; 3 — муфта; 4 — вакуумметр; 5 — мерное устройство; 6 — дозирующее устройство)

Каждый новый и отремонтированный вакуумный насос подвергается обкатке с целью проверки качества сборки и приработки подвижных сопряжений. Выявлено, что качество сборки насоса следует проверять после достижения рабочей температуры 368К, соответствующей температуре рабочего режима при эксплуатации, в течение максимального прогрева насоса — 20 минут. Если сборочные зазоры в подвижных сопряжениях меньше или больше допустимых значений, то при рабочих температурах происходит заклинивание деталей или снижаются параметры насоса ниже паспортных значений. Например, при установлении осевого зазора между ротором и крышками и зазоров между лопатками и крышками выше допустимых производительность насоса будет ниже номинальной. Проверка предельного остаточного давления (максимального вакуума) позволяет оценить точность установки радиального зазора между ротором и корпусом в месте их наибольшего сближения. При увеличении выше допустимых пределов зазоров между лопатками и пазами ротора возрастают шум и вибрация. Нагрев насоса происходит за счет тепла от работы сжатия воздуха и трения лопаток о корпус и в пазах ротора. Поэтому нагрев деталей насоса ускоряют уменьшением остаточного давления до 11–13 кПа.

Продолжительность и качество приработки вакуумных насосов определяют нагрузочный, скоростной и тепловой режимы, вид и расход применяемой смазочно-охлаждающей жидкости. Длительность обкатки вакуумных насосов составляет более 56 часов, расход смазочно-охлаждающей жидкости (5%-го водного раствора эмульсола ЭТ-2) составляет 150 граммов в час. В реальных условиях все действующие факторы изменяются одновременно. Поэтому получаемый результат является итогом действия различных факторов. Окончание приработки определяется сравнением основных параметров насоса при установившемся тепловом режиме с паспортными значениями. Очевидно, что критерий окончания приработки не установлен. Поэтому, несмотря на практическую освоенность технологий текущего и капитального ремонтов вакуумных насосов, качество их ремонта остается низким. Средний межремонтный ресурс насосов не превышает 60% доремонтного ресурса. В качестве критерия окончания приработки может служить форма приработанной кромки лопатки насоса, так как из подвижных сопряжений ротационных вакуумных насосов прирабатываются только две детали – лопатка и корпус. В период приработки трущихся сопряжений происходит интенсивное изменение шероховатости и геометрии поверхностей деталей в результате физико-химического взаимодействия и механического зацепления микронеровностей. Установлено, что износ корпуса (изготавливаемого из серого чугуна СЧ-21 ГОСТ 1412-79) в зонах, прилегающих к всасывающему и выхлопному окнам, имеет волнообразный вид, определяемый органолептическим способом. Волнистость представляет собой периодически повторяющиеся возвышения и впадины с относительно большими шагами. Длина волны составляет 3,5–9 мм. При этом волнообразный износ поверхности цилиндра свойственен насосам с отлаженной подачей смазочного масла.

По мере уменьшения толщины лопатки (изготавливаемой из конструкционного текстолита ПТ-8, сорт I ГОСТ 5-78), увеличения эксцентриситета и величины вакуума волнообразный износ корпуса возрастает. Он зависит от частоты вращения ротора, вида смазки, материала лопаток, положения пазов в роторе и направления вращения. Насос с поврежденной внутренней поверхностью корпуса характеризуется повышенным шумом и пониженными характеристиками. Исследования показывают, что износ лопаток происходит по дуге определенного радиуса. Радиус дуги верхней кромки лопатки уменьшается по мере износа ее по толщине в пазах ротора. Опытные значения радиусов закругления, полученные путем увеличенной съемки фотографий торцов работавших лопаток, выявили интервал их значений, равный 12–20 мм. Период окончательной приработки составляет 150–200 часов. Кривизна кромки лопатки определялась [93] аналитически с учетом параметров – радиуса (внутреннего) корпуса R , толщины лопатки S , эксцентриситета e , радиуса ротора r и угла между средней плоскостью лопатки и радиусом ротора ψ (рис. 6.1.48а). Для этого рассмотрена лопатка, касающаяся корпуса в точке C (рис. 6.1.48б). Перпендикуляр из точки C на прямую, проходящую через центр ротора O и середину радиальной лопатки, равен BC . Поворот лопатки на некоторый угол вокруг точки касания с корпусом C позволит определить радиус закругления лопатки в одной точке касания для различных углов ее наклона. В новом положении точка B попадает в точку A . Следовательно, $BC = AC$. Учитывая, что $OE = r$, получаем $r \cdot \sin \psi \approx \rho \cdot \sin \angle EAO$. Откуда, $\sin \angle EAO = (r/\rho) \sin \psi$. Из треугольника

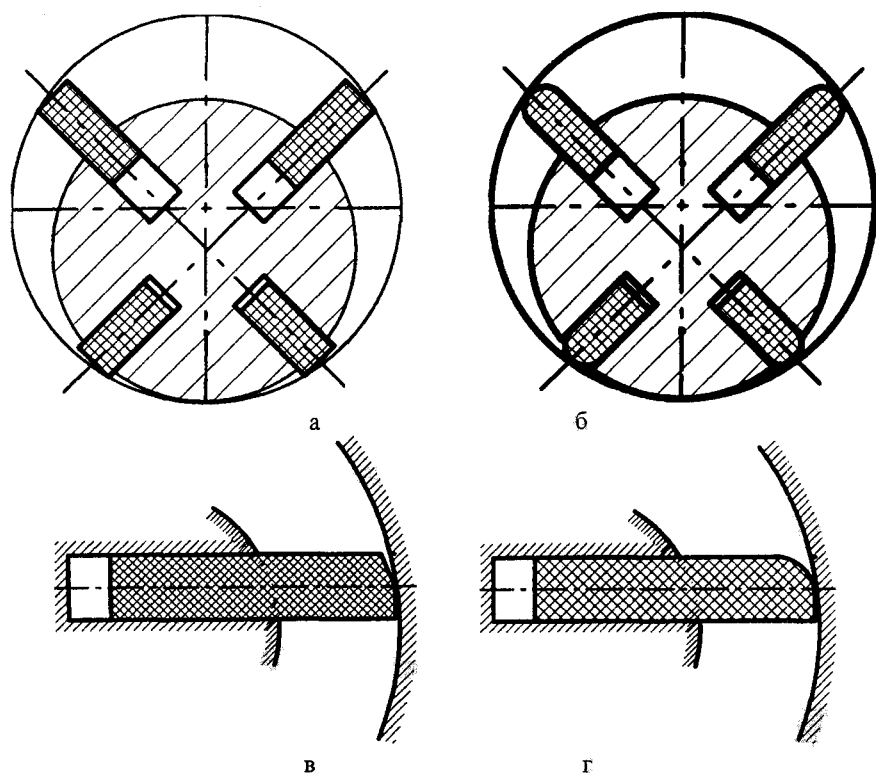
$DAC : \angle DAC = \pi/2 - \angle EAO$. Тогда $DC = AC \cdot \cos \angle EAO = BC \cdot \sqrt{1 - (r \sin \psi)^2 / \rho^2}$. Таким образом, после наклона пластины перпендикуляр из точки касания на прямую (через центр пластины) уменьшается в $\sqrt{1 - (r \sin \psi)^2 / \rho^2}$ раз. $KC = R$, $OK = e$. Из треугольника OKJ : $(R - r_n) / \sin \varphi = e / \sin \angle KJO$. Имеем также $\angle KJO = \angle DJC$, $\sin \angle DJO = CD / r_n$. Зная, что $BC = (S/2) \cdot \sin \varphi$, а $(r/\rho) = \varepsilon$, получаем $r_n = R \cdot S / \left[2e / \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \psi} + S \right]$ и $X = (r_n r / R) \sin \psi + S/2$. Крайняя точка, находящаяся на прямой, проходящей через середину лопатки, находится при ее повороте не в точке A , а в точке H . Поэтому радиус закругления наклонной лопатки равен $r_n = R \cdot S / \left[2e / \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \psi} + S \right]$, где $(r/R) = \varepsilon$. Для пластинчатого вакуумного насоса с радиусом корпуса $R = 73$ мм, радиусом ротора $r = 61,5$ мм и толщиной лопатки $s = 6$ мм построена зависимость r_n и X от угла ψ (рис. 6.1.48в).



Рисунок— 6.1.48 Схемы расчета радиуса дуги кромки лопатки:

а) кинематическая; б) геометрическая; в) параметры кромки лопатки: 1 - r_n ; 2 - X

Площадь контакта лопатки с корпусом насоса перемещается по поверхности ее ребра (рис. 6.1.49). Последнее свидетельствует о том, что лопатка контактирует с корпусом по некоторой полоске, ширина которой определяет напряжение смятия в месте контакта.



Рисунок— 6.1.49 Перемещение площадки контакта лопаток:
а) радиальная — до приработки; б) радиальная — после приработки;
в) наклонная — до приработки; г) наклонная — после приработки

Приработка завершается тогда, когда профиль верхней кромки пластины принимает определенную форму. Отклонение размеров верхней кромки лопаток от оптимальной формы является причиной волнообразного износа корпуса насоса и длительной приработки. Наличие волнистости снижает долговечность сопрягаемых элементов. Это связано главным образом с тем, что наличие волны уменьшает опорную площадь в 5–10 раз по сравнению с такой же шероховатой поверхностью.

Увеличение высоты волнистости изменяет частоту вибрации лопаток. Исходя из этого, сокращения продолжительности и улучшения качества приработки вакуумных насосов при минимальных начальных износах можно достичь за счет обеспечения требуемой кривизны кромок лопаток и уменьшения остаточного давления (табл. 6.1.3).

Результаты производственных испытаний вакуумных насосов УВБ 02.000

Наименование показателей	Единицы измерения	Режим приработки	
		Применяемый	Разработанный
Кривизна верхней кромки лопатки		Срез под углом 45°	Дуга радиусом 15 мм
Потребляемая мощность при остаточном давлении 48 кПа	кВт	4,3	3,8
Производительность насоса	м ³ /мин	1,10	1,14
Предельное остаточное давление	кПа	13	10
Предельная температура нагрева корпуса	К	384	358
Уровень звука	дБА	79	75
Среднее арифметическое отклонение профиля поверхности трения корпуса	мкм	0,50	0,45
Продолжительность приработки		200 часов	6 минут

После ремонта вакуумных насосов оценивают быстроту действия и предельное остаточное давление методом постоянного давления или постоянного объема и с помощью газового счетчика. Измерение быстроты действия методом постоянного давления проводят на испытательной установке, содержащей, кроме испытуемого насоса, измерительную камеру (рис. 6.1.50а), средства измерения давления и потока воздуха, датчики и коммутирующую аппаратуру.

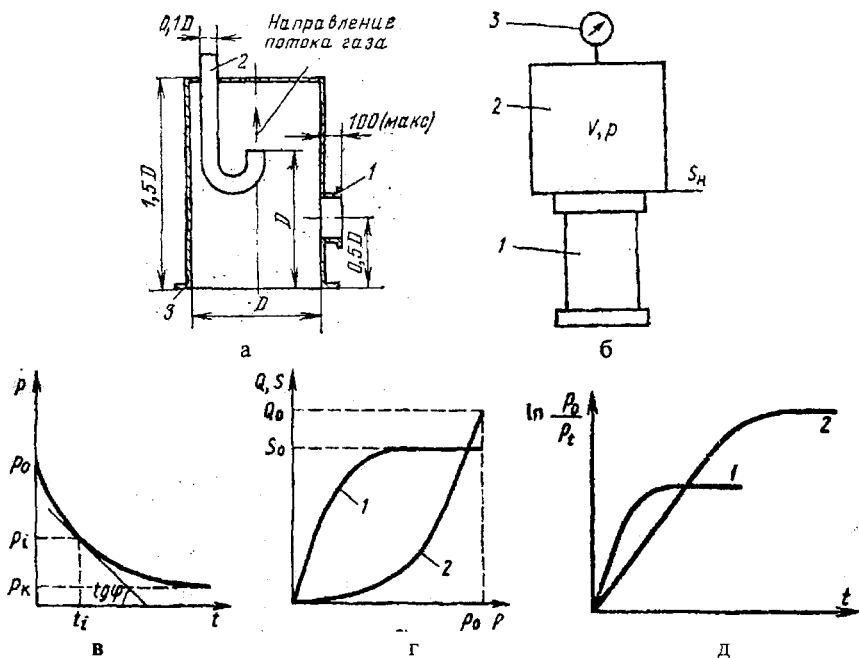
Для этого измерительную камеру откачивают до давления $0,1p_n$ (p_n – давление, при котором требуется измерить быстроту действия). Затем с помощью натекателя напускают в измерительную камеру газ до установления давления p_n и измеряют поток напускаемого воздуха ротаметром. При измерении быстроты действия механических вакуумных насосов измерительная камера должна иметь объем не менее пяти объемов всасывания за один оборот ротора насоса, то есть

$$V_x \geq 5V_{ac} \geq 5 \frac{S_n}{n/60} \geq 300 \frac{S_n}{n},$$

где V_x – объем измерительной камеры, (л); V_{ac} – объем всасывания за один оборот ротора насоса, (л); S_n – ожидаемая быстрота действия насоса, (л/с); n – частота вращения ротора, (об/мин).

При определении производительности и быстроты действия вакуумных насосов методом постоянного объема насос (1) (рис. 6.1.50б) подключается к откачиваемому объекту (2). По кривой откачки (рис. 6.1.50в) определяется значение в каждый момент времени t_i , значение p_i и по $tg\varphi$ – значение $\left(\frac{dp}{dt}\right)_i$. Если выполняется условие $V \gg S_n$, то производительность насоса в каждый момент времени можно рассчитать

по формулам. Быстрота откачки насоса $S_{\text{н}} = \frac{Q_1}{p_1}$ (рис. 6.1.50г). Метод позволяет оценивать сравнительно технические характеристики насосов (рис. 6.1.50д). Первый насос (рис. 6.1.50г) откачивает воздух быстрее (предельное давление достигается за меньшее время t), но создает меньший вакуум, чем второй насос (предельное значение $\ln(p_0/p_1)$ меньше). Вышеприведенные зависимости обусловлены тем, что роторы вакуумных насосов объемного действия, приводимые в действие электродвигателем, вращаются с постоянным числом оборотов n_0 в единицу времени.



Рисунок— 6.1.50 Схема установки и характеристики насоса:

а) схема измерительной камеры (1 — фланец для манометрического преобразователя; 2 — напускная трубка; 3 — фланец для насоса); б) схема установки (1 — насос вакуумный; 2 — откачиваемый объект; 3 — вакуумметр); в) изменение давления от времени откачки; г) быстрота откачки $S(1)$ и производительность вакуумного насоса $Q(2)$ от давления на входе; д) графики изменения логарифма относительного изменения давления от времени

За каждый оборот вакуумный насос откачивает определенный малый объем воздуха $\Delta \vartheta = \text{const}$. После первого оборота объем воздуха становится равным $V + \Delta \vartheta$ (так как насос откачал $\Delta \vartheta$, а оставшийся воздух расширился до объема V), а давление — p_1 . При втором обороте насос начинает качать от объема V (объем $\Delta \vartheta$ выброшен из вакуумной системы в атмосферу с давлением p_0) и от давления p_1 . После n оборотов справедлива система уравнений по закону Бойля-Мариотта:

$$\begin{cases} p_1(V + \Delta \vartheta) = p_0 V \\ p_2(V + \Delta \vartheta) = p_1 V \Leftrightarrow p_2 = p_1 [V / (V + \Delta \vartheta)] \Leftrightarrow p_2 = p_0 [V / (V + \Delta \vartheta)]^2 \\ \dots\dots\dots \\ p_n = p_0 [V / (V + \Delta \vartheta)]^n \end{cases}$$

Так как n_0 – число оборотов в единицу времени, то $n = n_0 t$ и тогда

$$p_i = p_0 [V / (V + \Delta \vartheta)]^{n_i} \Rightarrow \ln(p_0 / p_i) = n_0 \cdot t \cdot \ln(1 + \Delta \vartheta / V).$$

Так как число оборотов в единицу времени n_0 и выражение $1 + \Delta \vartheta / V$ постоянные величины, то можно записать

$$\ln(p_0 / p_i) = \text{const} \cdot t = C \cdot t.$$

Очевидно, чем больше константа C , тем больше скорость откачки. Логарифм степени разрежения растет линейно со временем, а значит, растет и степень разрежения.

Теоретически вакуумный насос может обеспечить любое разрежение. Практически каждый насос создает определенное минимальное давление, определяющее замедление скорости откачки. Причина этого – существование защемленных объемов и перетекание воздуха по торцовым зазорам, дросселирования воздуха на всасывании и подогреве при нагнетании, наличия водяных паров и реальности газов. Защемленный объем, например, в поршневом насосе (рис. 6.1.51а) состоит из объема цилиндра в зазоре между поршнем и крышкой цилиндра, объемов в каналах сообщения полости цилиндра с запорными элементами клапанов и объемов различных пустот и выемок в поршне и в цилиндре.

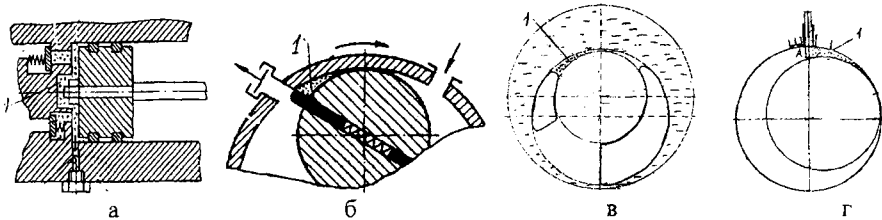
Этот фактор замедляет откачку и приводит к тому, что при определенном давлении в откачиваемом объеме насос начинает работать вхолостую. Действительно, при давлении в системе “ $p_{\text{мин}}$ ” воздух, сжатый от первоначального объема камеры “ V ” до объема “ Δv ”, будет иметь давление меньше атмосферного и останется в камере. Предельное давление, обусловленное существованием защемленного объема, характеризуется выражением:

$$p_{\text{мин}} v = p_a \Delta v \Rightarrow p_{\text{мин}} = p_a \Delta v / V.$$

Линейный защемленный объем обусловлен тем, что поршень компрессора не может вплотную подойти к крышке цилиндра. Допустимые по техническим условиям отклонения размеров деталей механизма движения, поршня и штока позволяют фиксировать положение поршня в мертвых точках лишь с определенным отклонением.

Кроме того, линейный защемленный объем предназначен для предотвращения удара поршня о крышку в случае температурных деформаций деталей механизма движения, штока и поршня, а также для компенсации износа в подвижных соединениях механизма движения.

Поршневые насосы имеют защемленный объем около 4%. Величина относительного защемленного пространства вакуумных насосов с катящимся ротором достигает 2%. Защемленный объем вакуумных винтовых насосов с циклоидальным профилем зуба меньше, чем у других типов насосов. При симметричном профиле циклоидального зуба защемленный объем составляет примерно 1%, при асимметричном профиле – только около 0,5%, при круговом зацеплении – практически равен нулю.



Рисунок— 6.1.51 Защемленные объемы насосов:

а) поршневой; б) пластинчато-роторный; в) водокольцевой; г) с катящимся ротором;
1 — защемленный объем

В связи с тем, что величина защемленного объема определяет важнейшие показатели насоса, его уменьшают и тщательно проверяют. Как это видно из схемы на рис. 6.1.52, линейное защемленное пространство U является замыкающим звеном в размерной цепи, состоящей из значительного числа размерных звеньев.

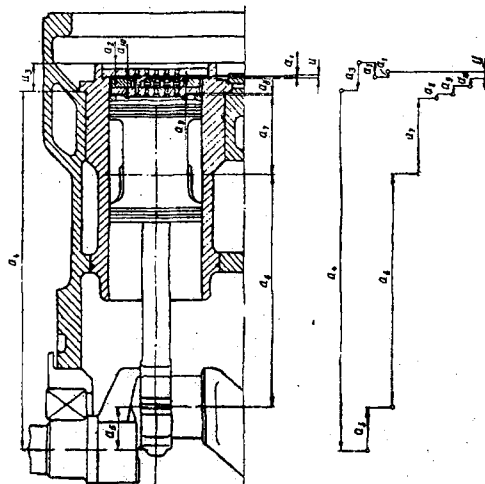


Рис. 6.1.52 Схема упрощенной размерной цепи защемленного пространства:

$a_1 = 1 \pm 0,1$ — расстояние на седле нагнетательного клапана от дна выточки до плоскости прилегания к гильзе; $a_2 = 20_{-0,1}$ — расстояние на гильзе от плоскости прилегания нагнетательного клапана до крайней верхней плоскости; $a_3 = 44_{-0,1}$ — расстояние на гильзе от ее крайней верхней плоскости до плоскости прилегания к блок-картеру; $a_4 = 580 \pm 0,15$ — расстояние на блок-картере от плоскости прилегания гильзы до оси отверстий под подшипники коленчатого вала; $a_5 = 65 \pm 0,5$ — расстояние на коленчатом валу между осями коренных и шатунных шеек; $a_6 = 380 \pm 0,05$ — расстояние на шатуне между осями головок; $a_7 = 136_{-0,1}$ — расстояние на поршне между осью отверстия под поршневой палец и верхним торцом; $a_8 = 0,6 \pm 0,1$ — толщина прокладки между поршнем и всасывающим клапаном; $a_9 = 11_{-0,1}$ — расстояние на седле клапана между плоскостью прилегания к поршню и плоскостью прилегания к розетке; $a_{10} = 11,8 \pm 0,1$ — толщина розетки

В целях упрощения на схеме даны лишь основные звенья и не показаны такие составляющие, как зазоры и натяги в подшипниках, а также не учтено влияние погрешностей формы и взаимного расположения поверхностей. Размеры a_1, a_3, a_4 являются увеличивающими размерами замыкающего звена данной размерной цепи, а размеры $a_2, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9, a_{10}$ — уменьшающими. Теория размерных цепей определяет номинальное значение замыкающего звена цепи разностью сумм номинальных значений увеличивающих и уменьшающих размеров. В данном случае

$$U = (a_1 + a_3 + a_4) - (a_2 + a_5 + a_6 + a_7 + a_8 + a_9 + a_{10}) =$$

$$\sum a_{ув} - \sum a_{ум} = (1 + 44 + 580) - (20 + 65 + 380 + 136 + 0,6 + 11 + 11,8) = 625 - 624,4 = 0,6 \text{ мм}$$

Верхнее отклонение замыкающего звена $\Delta_u U$ равно разности сумм верхних предельных отклонений увеличивающих звеньев $\sum a_{ув.в}$ и нижних предельных отклонений уменьшающих звеньев $\sum a_{ум.н}$. Нижнее отклонение замыкающего звена $\Delta_n U$ равно разности между суммой нижних предельных отклонений увеличивающих звеньев $\sum a_{ув.н}$ и суммой верхних предельных отклонений уменьшающих звеньев $\sum a_{ум.в}$.

В данном случае

$$\Delta_u U = \sum a_{ув.в} - \sum a_{ум.н} = (+0,1 + 0 + 0,15) - (-0,1 - 0,05 - 0,05 - 0,1 - 0,1 - 0,1) = +0,85 \text{ мм},$$

$$\Delta_n U = \sum a_{ув.н} - \sum a_{ум.в} = (-0,1 - 0,1 - 0,15) - (0 + 0,05 + 0,05 + 0 + 0,1 + 0 + 0,1) = -0,65 \text{ мм}.$$

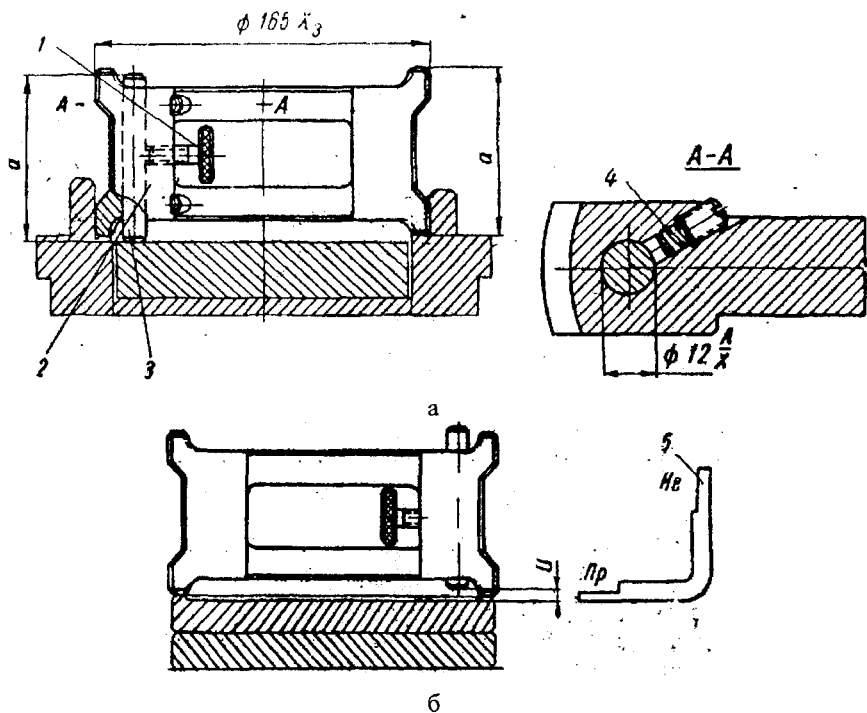
Таким образом, линейное заземленное пространство здесь равно $0,6_{-0,65}^{+0,85}$ мм, то есть колеблется в пределах от $-0,05$ до $+1,45$ мм. Из-за большого числа звеньев, входящих в размерную цепь, вероятность получения при сборке предельных размеров линейного заземленного пространства мала. Если допустить, что рассеивание размеров составляющих звеньев данной размерной цепи подчинено закону нормального распределения, то с риском примерно 0,25% можно утверждать, что линейное заземленное пространство в данном случае равно $0,6_{-0,65}^{+0,85}$ мм, то есть колеблется в пределах от 0,4 до 0,9 мм. На заводе размер линейного заземленного пространства принят равным $0,8^{+0,4}$ мм, что предполагает ограниченную взаимозаменяемость при сборке. Поэтому на каждом насосе этот размер подвергается проверке. Контролируется линейное заземленное пространство при помощи приспособления, изображенного на рисунке 6.1.53.

Основными частями приспособления являются корпус (2) и штифт (5), перемещение которого в корпусе сдерживается пружинами (4). Кроме того, он может быть застопорен винтом (1). Длина штифта точно равна высоте приспособления. Рабочие поверхности корпуса цементируются, закаляются и обрабатываются. Диаметр цилиндрической части корпуса равен $165X_3$, для того, чтобы корпус свободно, но без излишнего зазора, мог сопрягаться с выточкой в гильзе под нагнетательный клапан.

Проверяется линейное заземленное пространство в два этапа. Сначала приспособление устанавливается в выточку гильзы (рис. 6.1.53а) и штифт выдвигается в полость цилиндра на 10 мм. Далее приспособление прижимают рукой к гильзе, а коленчатый вал проворачивают так, чтобы соответствующий поршень перешел верхнюю мертвую точку. При этом верхним торцом розетки всасывающего клапана

штифт будет выдвинут в положение, соответствующее верхней мертвой точке поршня. Это положение штифта фиксируется винтом (1).

Затем приспособление переворачивается и устанавливается на перевернутый нагнетательный клапан (рис. 6.1.53б), который будет установлен на данной гильзе. В таком положении расстояние от торца штифта (3) до дна выточки в седле нагнетательного клапана и будет равно линейному мертвому пространству. Оно контролируется специальным предельным калибром – щупом. Если действительный размер линейного защемленного пространства превышает допустимые пределы, его регулируют толщиной прокладки между всасывающим клапаном и поршнем [103].



Рисунок– 6.1.53 Приспособление для контроля линейного защемленного пространства: а) схема (1 – винт; 2 – корпус; 3, 5 – штифты; 4 – пружина.); б) контроль

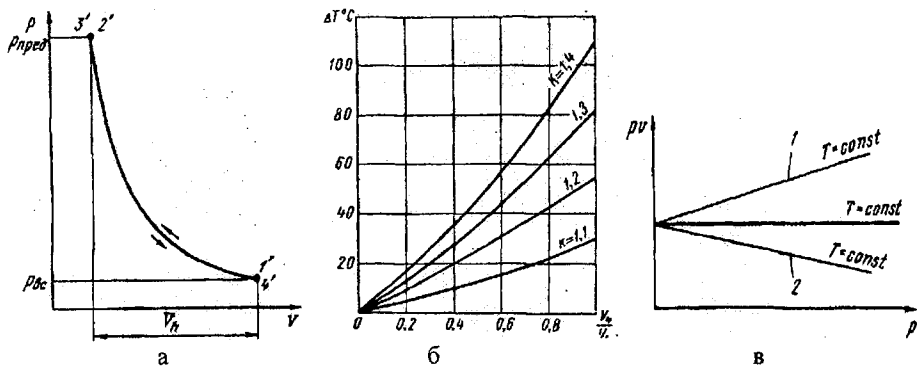
Износ деталей насоса вызывает такое увеличение относительного защемленного пространства или соотношения давлений всасывания и нагнетания, при которых объемный коэффициент равен нулю. Это означает, что воздух всасываться в цилиндр не будет. Линия процесса обратного расширения в этих случаях будет проходить, как показано на рисунке 6.1.54. Подогрев воздуха во время всасывания уменьшает производительность насоса или компрессора. Этот же процесс увеличивает работу сжатия воздуха. Подогрев всасываемого воздуха обуславливается, во-первых, его соприкосновением с горячими роторами, пластинами и корпусом. Второй при-

чиной повышения температуры воздуха во всасывающем тракте является превращение энергии, затрачиваемой на проталкивание его через всасывающее окно, в тепло. При встрече со стенками цилиндра и лопатками ротора и с уже попавшим в ячейку воздухом струя меняет направление, ослабевает и, в конце концов, исчезает совсем. При этом кинетическая энергия упорядоченного движения воздуха в струе превращается во внутреннюю энергию, то есть энергию хаотического теплового движения его молекул.

Таким образом, температура заполнившего откачанную ячейку воздуха оказывается выше температуры воздуха в атмосфере (рис. 6.1.54б). Третья причина изменения температуры воздуха при всасывании – смешение воздуха, вновь поступающего в ячейку ротора, с воздухом, оставшимся в защемленном объеме. Температура воздуха, оставшегося в защемленном пространстве, в конце процесса расширения может быть как выше, так и ниже температуры всасывания. Реальность газа проявляется в особенностях расширения его из защемленного объема.

Произведение давления и удельного объема при изотермическом процессе при повышении давления с p_1 до p_2 является величиной постоянной (при $T = const$ имеем $p\vartheta = const$ (ϑ – удельный объем)) и на рисунке 6.1.54в это условие представлено жирной горизонтальной линией. Уменьшение объема более сжимаемого газа значителнее, так как $p_1\vartheta_1 > p_2\vartheta_2$ (линия 2). При сжимаемости реального газа, меньшей сжимаемости идеального газа (линия 1), повышение давления достигается уменьшением объема газа в меньшей степени. Воздействие трех вышеупомянутых факторов снижают коэффициент подогрева до 0,9–0,98.

Влияние влажности воздуха обуславливается снижением относительной влажности воздуха (представляющего собой смесь сухого воздуха и водяного пара) при его сжатии и, соответственно, росте температуры. Таким образом, в процессе всасывания часть цилиндра занята влагой в виде водяного пара, всасываемого вместе с газом, которая затем удаляется. Это снижает производительность насоса. Откачка влажного воздуха повышает удельный расход энергии, потребляемой насосом.



Рисунок– 6.1.54 Параметры влияния:

а) предельный случай работы насоса, с точки зрения защемленного пространства; б) подогрев воздуха при всасывании; в) отклонения сжимаемости реального газа (1 – сжимаемость газа меньше идеального; 2 – сжимаемость газа больше идеального)

6.2 Техническое обслуживание и ремонт молочно-вакуумной системы

Диагностика узлов молочно-вакуумных систем должна проводиться слесарем фермы при ежедневном техническом обслуживании. Объектами внимания его в молочном и моечном отделениях являются герметичность соединений деталей молокоприемника и молочного насоса, упругость сосковой резины, состояние прорезей подсоса воздуха в корпусах коллекторов, техническое состояние молочных и вакуумных шлангов. Диагностика молочных и вакуумных трубопроводов в помещении коровника включает оценку состояния стеклянных труб и вакуумметров, положение подъемных петель молочного трубопровода (рис. 6.2.1.).

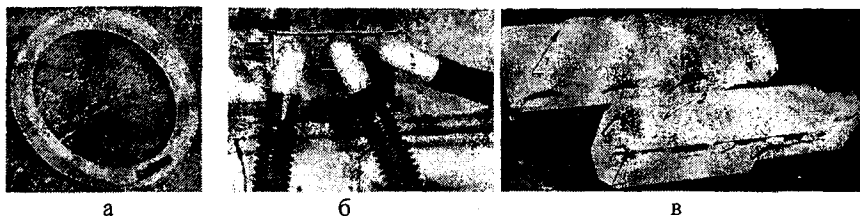


Рис. 6.2.1 Примеры отказов элементов молочно-вакуумной системы:
а) износ прокладки молочного крана; б) разрыв гофрированной муфты; в) трещины задвижки

Кроме того, слесарь вместе с выездным звеном мастеров-наладчиков станции технического обслуживания райагросервиса должен участвовать в проведении периодического технического обслуживания доильной установки. В ходе диагностирования эксплуатируемой доильной установки следует обращать внимание на герметичность системы. Примерная схема маршрута диагностики доильной установки слесарем в коровнике на 200 животных приведена на рисунке 6.2.2.

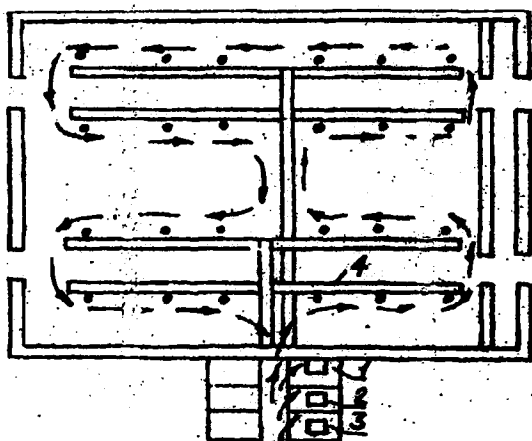


Рисунок-6.2.2 Схема маршрута слесаря при диагностике доильной установки:
1 – моечное оборудование; 2 – молочное оборудование; 3 – насосы; 4 – молокопровод

Перечень контролируемых параметров и обязательных операций при периодическом техническом обслуживании узлов доильной установки (таблица 6.2.1) включает выявление и устранение мест подсоса воздуха в молочно-вакуумных кранах и муфтовых соединениях. Герметичность молочных и вакуумных систем нарушают подсосы воздуха. Воздух просачивается через молочно-вакуумные краны и соединительные муфты молочных трубопроводов, трещины мембран.

В зимнее время под воздействием отрицательных температур воздуха пластмассовые трубы молочных трубопроводов в конце кормовых проездов остывают и сжимаются сильнее, чем резиновые муфты. Это приводит к большим зазорам в стыке муфт и значительному подсосу воздуха через них. По этим причинам рабочий вакуум на доильных установках составляет зачастую лишь около 40 кПа. Доеение коров низким вакуумом снижает на 3–25% надой молока, вынуждает устанавливать дополнительные вакуумные насосы и повышать затраты электрической энергии.

Таблица 6.2.1

Периодичность диагностирования узлов доильной установки

Основные операции	Ежедневно (слесарь)	Ежемесячно (звено)	Два раза в год (звено)
1. Уровень масла и качества фитилей в масленках	+		
2. Скорость расхода масла		+	
3. Производительность вакуумного насоса			+
4. Наличие подсосов воздуха в места соединений элементов	+		
5. Величины запаса производительности		+	
6. Наличие мест подсоса воздуха в системе			+
7. Натяжение ремней привода вакуумной установки		+	
8. Число пульсаций пульсатора	+		
9. Достоверности показаний вакуумметров			+
10. Упругость сосковой резины в доильных стаканах	+		
11. Качество масла		+	
12. Состояние деталей масленок, глушителей, регуляторов		+	
13. Величина вакуума в молокопроводной системе	+		
14. Засоренность вакуумного трубопровода			+
15. Состояние прорезей подсоса воздуха в корпусе коллектора, штоков дозаторов и посадочных мест клапанов спуска конденсата	+		
16. Состояние деталей молочного насоса и охладителя			+
17. Техническое состояние глушителя	+		
18. Работоспособность подъемной части молокопровода		+	
19. Техническое состояние молокопровода, муфт и кранов			+
20. Техническое состояние муфт и кранов	+		
21. Работоспособность системы опорожнения молокоосборника			+
22. Наличие молочного камня в молочных трубах		+	
23. Работоспособность системы промывки			+
24. Техническое состояние фильтров вакуумного регулятора		+	
24. Исправность приборов автоматики холодильного агрегата		+	
26. Температура нагнетания компрессора	+		

Экстренность наладки вакуумной системы рекомендуется определять по времени повышения давления в системе (согласно показаниям вакуумметра) после отключения вакуумных насосов. Просачивание воздуха в вакуумную систему доильной установки считается значительным, если падение вакуума превышает 25 кПа за 60 секунд. Контролируемое время повышения давления зависит от объема вакуумной системы. Чем больше объем вакуумной системы, тем медленнее будет повышаться давление в системе даже при относительно больших подсосах воздуха. Это обуславливает большую погрешность данного метода.

Более точной является диагностирование по предельному давлению, позволяющее последовательно проверить герметичность основных элементов. С учетом вышеизложенных теоретических предпосылок (см. раздел 6.1) рекомендуется следующая последовательность контроля герметичности вакуумной системы (рис.6.2.3). Зная предельное вакуумметрическое давление насоса, определяем вакуумметрическое давление системы насос–трубопроводы (рис. 6.2.3б).

Если, например, фактическое вакуумметрическое давление по результатам измерения составляет 85 кПа, а ранее измеренная величина предельного вакуумметрического давления предыдущего планового технического обслуживания составляет соответственно 87 кПа, то фактическое натекание воздуха через щели вакуумных трубопроводов составит на момент измерения

$$\Delta S_{2не} = S_{1н} \cdot \frac{P_{2н} - P_{2не}}{P_{1н}} = 60 \cdot \frac{90 - 85}{99} = 3,0 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Увеличение натекания воздуха за диагностируемый период составит

$$\Delta S_{2не} = S_{1н} \cdot \frac{P_{1не} - P_{2не}}{P_{1н}} = 60 \cdot \frac{87 - 85}{99} = 1,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Вакуумные трубопроводы считаются герметичными, если измеренное вакуумметрическое давление больше допустимого значения. Зная предельное вакуумметрическое давление системы «насос – трубопроводы» (рис. 6.2.3в), определяем допустимое предельное вакуумметрическое давление системы «насос – трубопроводы – молочные трубопроводы».

Измеряется предельное вакуумметрическое давление системы «насос – трубопроводы – молочные трубопроводы». Молочные трубопроводы считаются герметичными, если измеренное вакуумметрическое давление больше допустимого значения. Если, например, фактическое вакуумметрическое давление по результатам измерения составляет 70 кПа, а ранее измеренная величина предельного вакуумметрического давления предыдущего планового технического обслуживания составляет соответственно 75 кПа, то фактическое натекание воздуха через щели молочных трубопроводов составит на момент измерения

$$\Delta S_{2млн} = S_{1не} \cdot \frac{P_{2не} - P_{2млн}}{P_{1не}} = 60 \cdot \frac{85 - 70}{99} = 6,0 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Увеличение натекания воздуха за диагностируемый период

$$\Delta S_{2млн} = S_{1не} \cdot \frac{P_{2не} - P_{2млн}}{P_{1не}} = 60 \cdot \frac{75 - 70}{99} = 3,0 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Молочные трубопроводы считаются герметичными, если измеренное вакуумметрическое давление больше допустимого значения. После включения насоса груз вакуумного регулятора вручную оттягивается до плотного закрытия клапаном ваку-

умного регулятора его седла. Если, например, фактическое вакуумметрическое давление по результатам измерения составляет 88 кПа, то фактическое натекание воздуха через вакуумный регулятор составит на момент измерения

$$\Delta S_{сп} = S_{1н} \cdot \frac{P_{1нпр} - P_{2нпр}}{P_{1н}} = 60 \cdot \frac{90 - 88}{99} = 1,2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Герметичный регулятор сохраняет предельное вакуумметрическое давление системы вакуумного насоса и трубопроводов.

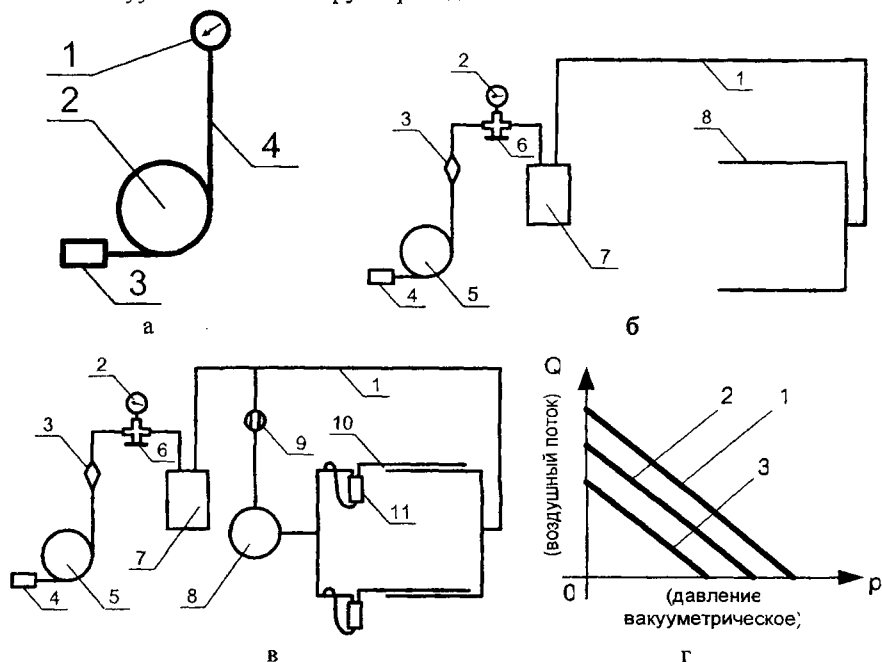


Рисунок- 6.2.3 Контроль параметров доильной установки:

- а) предельного давления насоса (1 – вакуумметр); б-в) герметичности трубопроводов (1 – магистральный трубопровод; 2 – вакуумметр; 3 – предохранитель; 4 – глушитель; 5 – вакуумный насос; 6 – заглушка; 7 – вакуумный баллон; 8 – молокоприемник; 9 – разделитель; 10 – рабочая ветвь; 11 – дозатор); г) откачные диагностические характеристики (1 – насос; 2 – насос с вакуумными трубопроводами; 3 – насос с вакуумными и молочными трубопроводами)

Рассмотрим возможные варианты натеканий воздуха. Натекания воздуха могут происходить через муфтовые соединения молочных трубопроводов (рис. 6.2.4а), так как в процессе эксплуатации манжеты теряют свою упругость и эластичность из-за старения, воздействия перепадов температур, моющих растворов. В процессе эксплуатации протираются оболочки и амортизаторы переключателей (рис. 6.2.4б) и молочно-вакуумных кранов (рис. 6.2.4д), возникают трещины в мембранах пневматических камер подъемных петель молочных трубопроводов (рис. 6.2.4в), что также приводит к натеканиям воздуха. Появление воздушных пузырей в молокоприемнике при откачке молока является поводом для контроля технического состояния уплот-

нения молочного насоса вследствие повреждения уплотнительных колец и манжет или нарушения герметичности соединения всасывающего шланга или обратного клапана (рис. 6.2.4г). Подсос воздуха часто возникает в соединениях вакуумных труб с вакуумным баллоном (рис. 6.2.4е).

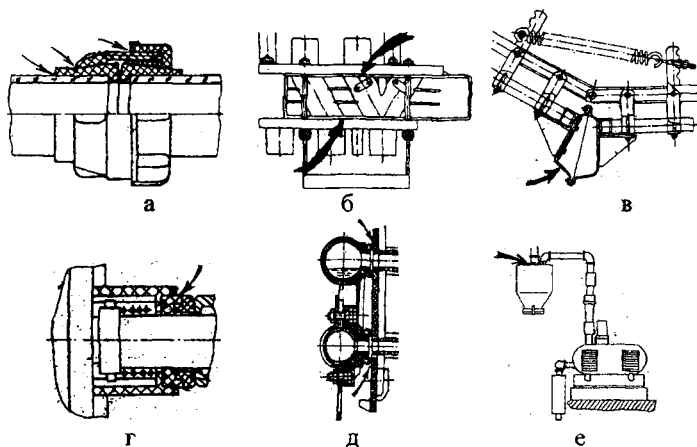


Рисунок- 6.2.4 Возможные места подсоса воздуха:

а) муфтовое соединение молочного трубопровода; б) разделитель; в) пневматическая камера; г) уплотнение молочного насоса; д) молочно-вакуумный кран; е) вакуумный баллон

Перепад вакуумметрического давления между насосом и регулятором или регулятором и наиболее удаленным краном не должен превышать 2,5 кПа. Внутренний диаметр молочного трубопровода выбирают с таким расчетом, чтобы максимальный перепад давления в нем составлял 3,0 кПа при работе всех доильных аппаратов. Этому требованию удовлетворяют вакуумные и молочные трубопроводы больших диаметров. Засоренные трубопроводы увеличивают перепад давления. Работа же насоса при низком давлении более энергоемкая. Ведь максимальный расход мощности пластинчатыми вакуумными насосами также находится в диапазоне давлений 30–35 кПа.

Основной причиной, влияющей на изменение режима работы доильной установки, является засоренность рабочих трубопроводов. Засоренность вакуумного трубопровода возникает вследствие низкого качества монтажа и отрицательных воздействий внешней среды (наличие водяных паров в коровниках, мельчайших частичек кормов, подстилки и навоза). Так, во время монтажа часто допускается несоосность свариваемых участков вакуумного трубопровода. Вероятность засорения повышается, если внутренняя поверхность прямых труб предварительно тщательно не просмотрена на свет и не очищена. Иногда уплотнитель резбовых соединений из льняной пряди выступает с внутренней стороны и создает условия для накопления примесей на таких участках вакуумного трубопровода. Скапливающаяся грязь в вакуумном трубопроводе забивает со временем отверстие вакуумного крана, установленного вертикально вниз (рис. 6.2.5а), нарушая режимы доения. Затрудняет очистку узлов соединения вертикального стояка с горизонтальными рабочими трубопро-

водами применение тройника вместо креста (рис. 6.2.5б). Быстрому загрязнению вакуумных трубопроводов (рис. 6.2.5в-г) способствует отсутствие клапанов спуска конденсата. Вероятность засорения повышает наличие кривизны труб. Допустимая кривизна труб составляет всего 1,5 мм на 1 м его длины. Локальные процессы, приводящие к засорению сечения трубопровода, ускоряются в местах прогибов труб (рис. 6.2.5д) при их промывке моющими и кислотными растворами. Такие пробки при промывке трудно разрушить и для их устранения приходится заменять отдельные участки вакуумного трубопровода.

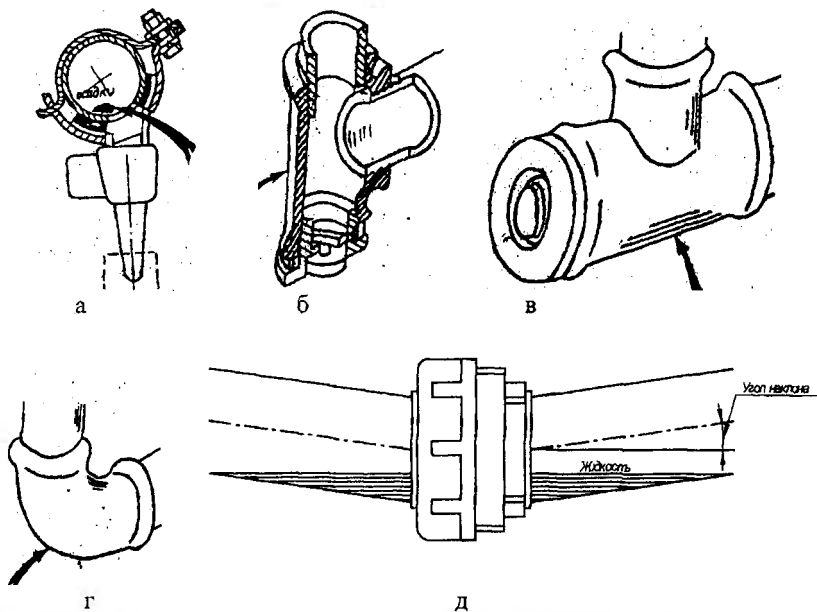


Рисунок-6.2.5 Признаки повышения засоренности вакуумной системы:
 а) вертикальный монтаж крана (скопление грязи и забивание проходного отверстия);
 б) отсутствие креста; в) отсутствие клапана спуска конденсата; г) отсутствие технологической пробки и клапана спуска конденсата; д) прогиб молочного трубопровода

Операторы машинного доения допускают ошибку, продолжая доить коров в ведро, переполненное молоком. Молоко поступает в вакуумный трубопровод и загрязняет его, снижая проводимость отдельных участков трубопроводов и нарушая режим доения. Попадание молока во время процесса доения из доильного ведра в вакуумный трубопровод должно сопровождаться последующей промывкой его раствором каустической соды, горячей водой и просушкой воздухом. Фиксация резиновых шайб коллекторов в положении промывки также способствует всасыванию грязи в молочную линию при падении аппарата с вымени коровы.

Засоренность или снижение проводимости вакуумного или молочного трубопроводов целесообразно определять по разности вакуумметрических давлений. Для этого рекомендуется использовать ручку доильного аппарата с двумя закрепленными

ми на ней вакуумметрами. Градуировка шкал преобразователей выделяет допустимые зоны изменения диагностируемых параметров доения коров. Схема использования такого приспособления представлена на рисунке 6.2.6. Наличие разности давлений в трубах при доении коров подтверждает засоренность линии с меньшим вакуумметрическим давлением.

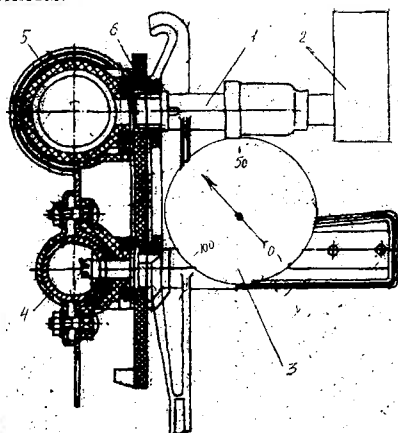


Рисунок-6.2.6 Диагностическое устройство измерения вакуума:

- 1 – ручка доильного аппарата; 2 – вакуумметр молочного трубопровода; 3 – вакуумметр;
4 – вакуумный трубопровод; 5 – молочный трубопровод; 6 – молочно-вакуумный кран

Все процессы ежедневной санитарной обработки оборудования молочных ферм включают четыре стадии. Первая стадия – ополаскивание водой внутренних поверхностей оборудования (молочных трубопроводов, доильных аппаратов.) после окончания дойки. Для ополаскивания используется вода, подогретая до температуры 35–45°C. При более высокой температуре промывочной воды (65°C) альбумины и некоторые соли молока выпадают в осадок и прочно прилипают к поверхности. Более низкая температура промывочной воды содействует переходу жира в твердое состояние, увеличению вязкости молока и затруднению смыва его остатков. Вторая основная стадия – промывка молочных путей горячими моющими растворами с целью удаления загрязнения. Горячая вода быстрее смывает остатки химических веществ, убивает большинство бактерий, не образующих спор, исключая потребность дезинфекции оборудования. Третья стадия – промывка дезинфицирующими растворами с целью уничтожения микробов, находящихся в молочном камне и его порах. Их высокая химическая активность способствует ускоренному связыванию различных загрязнений и органических веществ. Кроме того, они энергично соединяют соли молока, очищая оборудование от молочного камня. Реагируя с неорганическими и органическими нерастворимыми солями молочного камня (или пригара), они действуют на соли, удаляемые водой. Аналогичным образом кислоты действуют и на соли жесткости воды, также переводя их в растворимое состояние. Однако после промывки часть раствора может остаться на поверхности оборудования. Для полного удаления моющего раствора предназначена четвертая стадия – промывка теплой водой перед началом очередного доения.

Промывка доильных аппаратов с доением в ведро (рис. 6.2.7) проводится в течение 5–7 минут. Промывке предшествует наружный обмыв подвесной части доильных аппаратов. Затем их опускают в пластмассовые ведра с моющей жидкостью и фиксируют насадки на штуцере внутренней стороны крышек. Вакуумные шланги доильных аппаратов подключают к кранам трубопровода. Вакуумметрическое давление в ведре поднимает моющую жидкость из пластмассовых ведер по молочным шлангам в доильные ведро. Жидкость разбрызгивается, промывает их внутреннюю поверхность и затем (при напуске атмосферного воздуха в доильные ведро) сливается в пластмассовые ведра. Завершают процесс промывки моющей жидкостью ополаскиванием внутренней поверхности доильных аппаратов горячей водой и (перед каждым доением) – теплой водой в течение 2–3 минут.

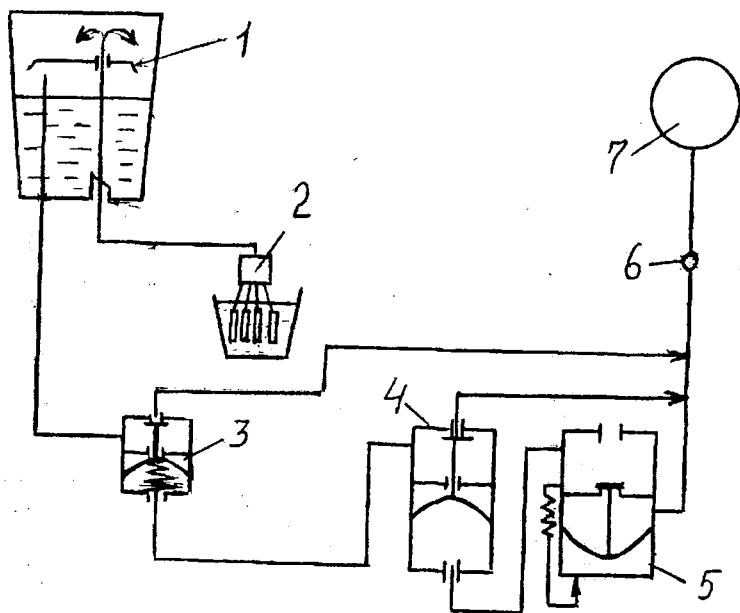


Рисунок- 6.2.7 Промывка элементов доильных аппаратов с доением в ведро:
 1 – насадка; 2 – подвесная часть; 3 – пульсоусилитель; 4 – клапан; 5 – пульсатор;
 6 – кран вакуумный; 7 – насос вакуумный

Промывка молокопроводящих путей доильной установки АДМ-8 осуществляется с помощью автомата промывки (рис. 6.2.8). В шкафу управления (2) размещены командный прибор (рис. 6.2.8), предохранитель, клеммники, магнитный пускатель и пять электромагнитных вентилей (3). На крышке шкафа расположен переключатель программы и кнопочная станция. Командный прибор имеет электродвигатель, приводящий во вращение валик с десятью программными дисками, обеспечивающими через микропереключатели и магнитные вентили управление исполнительными механизмами автомата промывки. За 60 минут валик командного прибора делает один оборот. Шкаф управления обеспечивает промывку доильной установки по двум программам. Первая программа обеспечивает промывку перед доением и промывку

после доения. Вторая программа при промывке после доения включает кислотную очистку оборудования от молочного камня. В дозирующее устройство (1) направляется 1,5 л моющего концентрата. После переключения магнитного вентиля в дозирующее устройство поступает атмосферный воздух, и промывочный концентрат сливается в ванну.

Последовательность промывки агрегата такая. Перед доением прополаскивают все молокопроводящие пути в течение 5 минут водой и пропускают две губки для окончательного опорожнения молокопровода от ее остатков. После доения опорожняют молокопроводящие пути от остатков молока продувкой воздухом (периодически 4 раза открывают первый молочный кран от разделителя). Закольцовывают молокопровод. Переключатели переводят в положение «Промывка». Пропускают по молокопроводу две губки. Промытые снаружи доильные аппараты устанавливают на устройства промывки. Включают кнопку шкафа управления. Промывка по программе I происходит в автоматическом режиме: сначала холодной, а затем теплой водой в течение 5 мин. После этого в ванну дозируется щелочное средство. Моющий раствор циркулирует 15 мин. Сразу после щелочной промывки следует в течение 5 минут прополаскивание. В заключение оставшаяся в молокоприемнике жидкость откачивается, и установка выключается. Кислотную промывку по программе II проводят в том случае, если, несмотря на щелочную промывку и дезинфекцию, в системе молокопровода наблюдаются осадения.

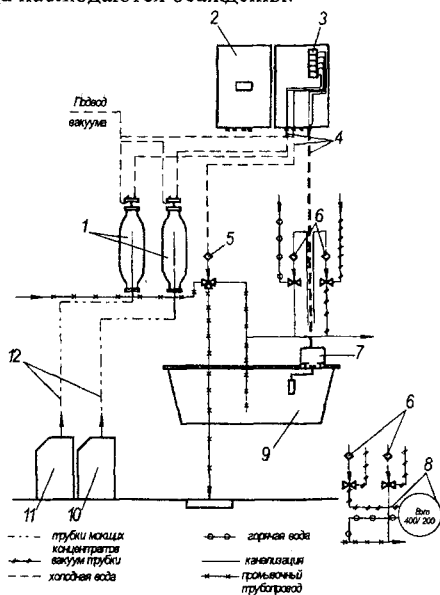


Рисунок- 6.2.8 Схема автомата промывки доильной установки АДМ-8:

1 — бачки дозирования моющих концентратов; 2 — шкаф управления; 3 — электромагнитные вентили; 4-12 — трубки полихлорвиниловые; 5 — кран для переключения системы на циркуляционную промывку или сброс жидкости в канализацию; 6 — вентили горячей и холодной воды; 7 — поплавковое устройство; 8 — подсоединение вентилей к водонагревателю; 9 — ванна; 10-11 — бачки для моющих концентратов

Блок управления EMW Mini Wash предназначен для управления процессом мойки доильной установки (УДА-16Е, УДА-24Е, АДС-200) и промывки доильной аппаратуры. Диаграмма процесса санитарной обработки включает три этапа: предварительную промывку, санитарную обработку и ополаскивание (рис. 6.2.9). Предварительная промывка состоит из операции промывки холодной и теплой водой. Ополаскивание производят дважды холодной водой.

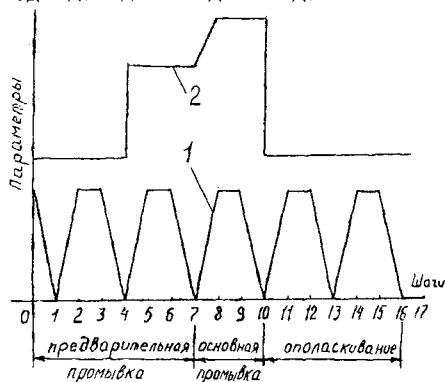


Рисунок- 6.2.9 Диаграмма санитарной обработки молочных трубопроводов:
1 - изменение массы промывочной жидкости; 2 - температура жидкости

Моющий раствор при промывке молочных трубопроводов доильной установки типа АДС-100 движется по цепочке: «ванна с моющим раствором – доильный аппарат – молочный трубопровод – дозаторы – транспортный трубопровод – молокоприемник» (рис. 6.2.10а). Направление движения определяет установка соответствующих разделителей потока. Моющий раствор при промывке молочных путей доильной установки типа АДМ проходит по кольцу: «ванна – доильный аппарат – молочный трубопровод – дозатор – молокоприемник» (рис. 6.2.10б).

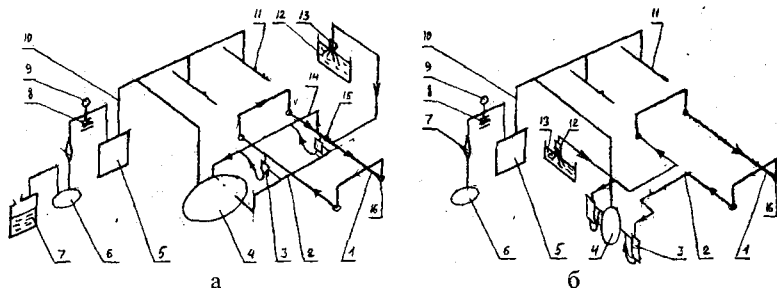


Рисунок-6.2.10 Схема промывки молочных трубопроводов:
а) установка АДС-100; б) доильная установка АДМ-8 (1 – молочный трубопровод; 2 – вакуумный трубопровод; 3 – дозатор молока; 4 – молокоприемник; 5 – баллон вакуумный; 6 – насос водокольцевой; 7 – емкость для воды; 8 – регулятор; 9 – вакуумметр; 10 – трубопровод магистральный; 11 – трубопровод рабочий; 12 – ванна с моющим раствором; 13 – аппарат доильный; 14 – трубопровод транспортный; 15 – разделитель моющего потока; 16 – разделитель ветвей)

Промывка молокопроводящих путей доильной установки со стационарными доильными аппаратами производится путем установки доильных стаканов (1) на мочные головки (2). Моечный раствор протекает по цепочке «автомат промывки – мочная головка – стакан доильный – счетчик молока – трубопровод молочный – молокоприемник – молочный насос – автомат промывки» (рис. 6.2.11).

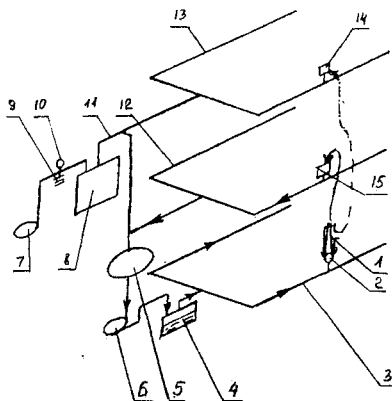
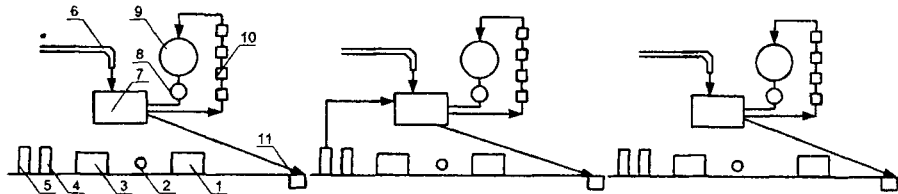


Рис. 6.2.11 Схема доильной установки со стационарными доильными аппаратами: 1 – стакан доильный; 2 – головка мочная; 3 – трубопровод промывочный; 4 – автомат промывки; 5 – молокоприемник; 6 – насос молочный; 7 – насос вакуумный; 8 – баллон вакуумный; 9 – регулятор вакуума; 10 – вакуумметр; 11 – трубопровод магистральный; 12 – трубопровод молочный; 13 – трубопровод рабочий; 14 – пульсатор; 15 – счетчик молока

Санитарно-техническая обработка молочных путей автоматизированных доильных установок проводится после каждой дойки и эпизодически – при пуске в эксплуатацию, подготовке раствора основной промывки и окончании цикла основной промывки. После ввода в эксплуатацию промывка производится после каждой дойки. Промываются молочные трубопроводы и доильные аппараты. Возможны различные варианты промывки: ополаскивание водой – промывка моющим раствором – ополаскивание (рис. 6.2.12а); ополаскивание водой – промывка моющим раствором – промывка дезинфицирующим раствором – ополаскивание (рис. 6.2.12б); ополаскивание водой – промывка моющим раствором – слив моющего раствора в сборный резервуар – промывка дезинфицирующим раствором – слив дезинфицирующего раствора в резервуар – ополаскивание (рис. 6.2.12в).



а

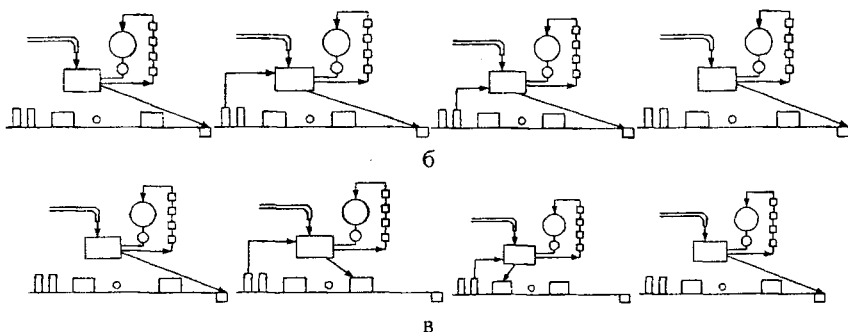


Рисунок- 6.2.12 Упрощенные схемы промывки молочных трубопроводов:
а) щелочная (1 – резервуар моющего раствора; 2 – насос; 3 – резервуар кислотного раствора; 4 – дезинфицирующие средства; 5 – моющие средства; 6 – водопровод; 7 – автомат промывки; 8 – насос молочный; 9 – молокоприемник; 10 – доильные аппараты; 11 – канализационный трап); б) щелочно-кислотная; в) штабельная

В штабельной схеме промывки моющие и дезинфицирующие растворы не сливаются сразу в канализационный трап, а в целях экономии используются многократно (14 раз). После четырнадцатикратного использования моющих раствор с помощью насоса промывает систему и удаляется в канализационный трап (рис. 6.2.13). Как видно, во всех схемах жидкость проходит через автомат промывки. Он состоит из резервуара для жидкости с электронагревательными спиралями, вакуумного насоса и блока клапанов.

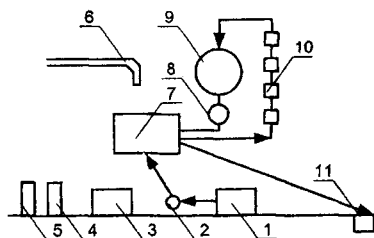


Рис. 6.2.13 Схема удаления моющего раствора после цикла штабельной промывки:
1 – резервуар моющего раствора; 2 – насос; 3 – резервуар кислотного раствора; 4 – дезинфицирующие средства; 5 – моющие средства; 6 – водопровод; 7 – автомат промывки; 8 – насос молочный; 9 – молокоприемник; 10 – доильные аппараты; 11 – канализационный трап

Забор моющих средств и кислотных растворов из емкостей (4) и (5) на рисунке 6.2.13 производят малогабаритные механические насосы с деформируемой рабочей камерой (рис. 6.2.14).

Их принцип действия основан на последовательном циклическом изменении объема эластичного шланга при его деформации роликами. Вращение турникета (4) по часовой стрелке вызывает всасывание моющих растворов в шланг (2) и перенос их к выпускному отверстию.

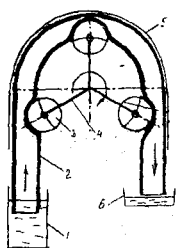


Рисунок-6.2.14 Схема механического насоса с деформируемой камерой:
1 - емкость; 2 - шланг; 3 - ролик; 4 - турникет; 5 - корпус; 6 - автомат промывки

Кроме промывки молочных трубопроводов предусматривается промывка резервуаров молокоохладительных установок. Эта промывка производится после каждого централизованного вывоза молока. Простейший процесс автоматизированной промывки резервуаров охладителей молока состоит из 3 стадий: ополаскивание (рис. 6.2.15а); промывка моющим раствором (рис. 6.2.15б); промывка циркулирующей водой (рис. 6.2.15в). Ополаскивание начинается и завершает процесс.

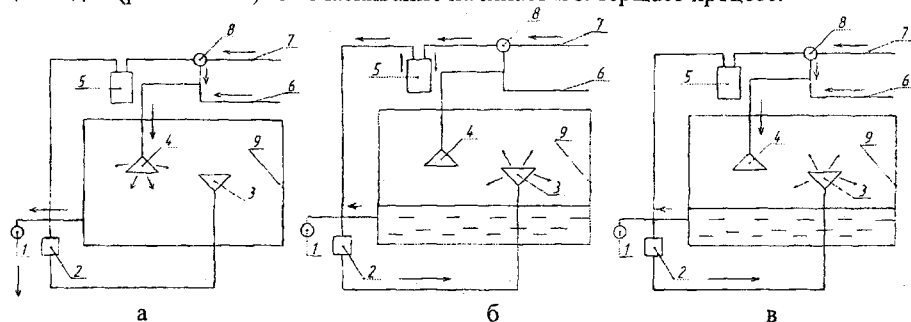


Рисунок-6.2.15 Процесс промывки резервуаров охладителей молока:
а) ополаскивание (1 - клапан сливной; 2 - насос водяной; 3-4 - головки промывочные; 5 - бачок для моющего раствора; 6 - трубопровод холодной воды; 7 - трубопровод горячей воды; 8 - кран; 9 - резервуар); б) промывка моющим раствором; в) промывка водой;

Нарушение технологии подготовки моющих растворов и периодичности мойки ухудшает техническое состояние стеклянных труб молочного трубопровода и пластмассовых корпусов коллекторов. Они темнеют, затрудняя визуальный контроль окончания доения и увеличивая передержки аппаратов. Мойка сосковой резины и молочных шлангов моющими растворами высокой концентрации ускоряет их старение и способствует появлению трещин. Скорость протекания моющих растворов должна превышать 0,9 м/с, соответствуя конструкции трубопроводной системы. Наличие высоких подъемов и провисаний молочных и вакуумных трубопроводов изменяет скорости протекания моющей жидкости. Визуальный контроль санитарного состояния молочного оборудования должен осуществлять заведующий фермой ежедневно в периоды между дойками коров, осматривая внутренние поверхности сосковой резины и молочных шлангов, коллекторов и молочных трубопроводов, фильтров и прокладок ведер. Чистоту резиновых шлангов и трубопроводов прове-

ряют пробной протиркой их внутренних поверхностей ершом. Наличие видимых следов молочных остатков, запаха, слизистых или минерализованных отложений свидетельствует о плохом санитарном состоянии оборудования. Резкое снижение качества молока требует внеочередной оценки бактериальной обсемененности внутренних поверхностей оборудования.

Стабильность вакуумного режима определяется амплитудой колебаний вакуумметрического давления в системе. Стабильность вакуумметрического давления в доильной установке с молокопроводом должна быть такой, чтобы произведение амплитуды изменения величины вакуумметрического давления на продолжительность этого колебания, измеренного в молочной трубке доильного аппарата, не превышало 20 кПа·с., а с доением в ведро – 40 кПа·с. Колебания вакуумметрического давления минимальные при наличии запаса производительности. Регулятор вакуума должен быть отрегулирован на рабочее вакуумметрическое давление. Он считается отрегулированным, если время стабилизации каждого изменения расхода воздуха не превышает 3 секунд, а кривая величины вакуума при изменении расхода воздуха не выходит за пределы зоны допустимых отклонений (рис. 6.2.16). Начало отсчета времени – точки отклонения кривой давления при увеличении или уменьшении расхода воздуха от первоначальной B, B_1, B_2, B_3 – точки конца отсчета времени. Конец отсчета времени – точка последнего входа кривой давления при увеличении или уменьшении расхода воздуха в зону допустимых отклонений при стабилизации.

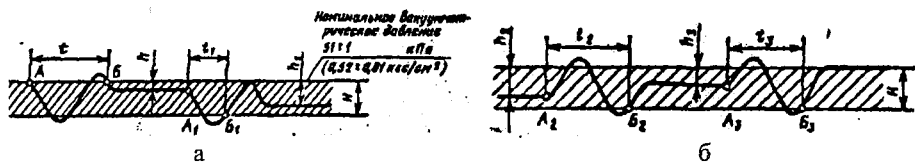


Рисунок- 6.2.16 Стабилизация вакуумметрического давления:

а) увеличение расхода воздуха; б) уменьшение расхода воздуха; H – зона допустимых отклонений вакуумметрического давления (3 кПа) при стабилизации; t_1, t_2, t_3 – время стабилизации вакуумметрического давления; h, h_1, h_2, h_3 – отклонение от номинального значения вакуумметрического давления после его стабилизации; A, A_1, A_2, A_3 – точки начала отсчета времени

Стабильность вакуумного режима снижает плохое техническое состояние вакуумных регуляторов. Типичными ошибками являются нарушение вертикальности установки регуляторов (рис. 6.2.17а), эксплуатация регуляторов без колпаков, наполненных маслом (рис. 6.2.17б) или, наоборот, с переполненными маслом колпаками (рис. 6.2.17в), отсутствие (рис. 6.2.18г) распорных втулок или амортизирующих шайб (рис. 6.2.17д). Наклон вакуумного регулятора вызывает постоянное трение груза о стенки колпака, снижая чувствительность регулятора. Такой же эффект вызывает переполнение колпака маслом. При отсутствии масла, наоборот, сопротивление движению груза значительно снижается, и колебания груза затухают долго. Установка одной втулки между грузовыми шайбами и двумя соединенными вместе амортизирующими шайбами, а также неправильная сборка амортизирующих шайб ухудшают чувствительность регулятора.

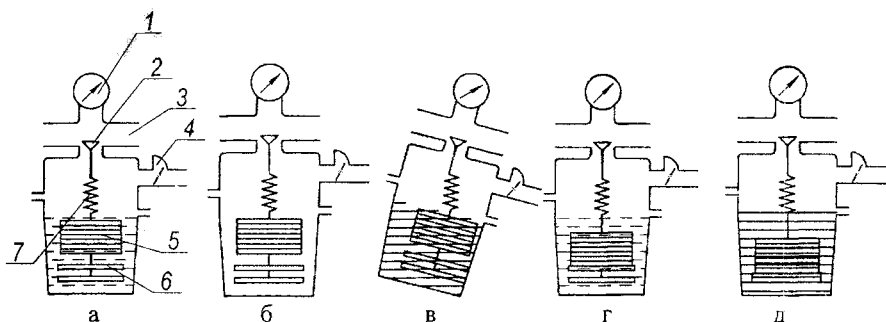


Рисунок- 6.2.17 Нарушения эксплуатации вакуумных регуляторов:
а) большой объем масла (1 – вакуумметр; 2 – клапан; 3 – трубопровод; 4 – индикатор; 5 – грузы; 6 – шайбы); б) отсутствие масла в колпаке; в) наклонное положение; г) отсутствие распорной втулки; д) ошибочная сборка амортизирующих шайб

Наиболее простым способом диагностики наличия резерва для расхода воздуха при доении коров является контроль положения стрелки индикатора вакуумного регулятора. Вертикальное положение стрелки индикатора (рис. 6.2.18а) во время доения коров свидетельствует об отсутствии резерва расхода воздуха. Во время доения стрелка индикатора должна быть не ниже (рис. 6.2.18б) второго деления от вертикали ($7 \text{ м}^3/\text{ч}$). В случае отсутствия индикатора диагностику проводят органолептическим методом: ладонью закрывают всасывающее отверстие вакуумного регулятора. Присасывание ладони свидетельствует о наличии резерва расхода воздуха. Однако такие методы не позволяют сделать количественную оценку стабильности вакуумного режима.

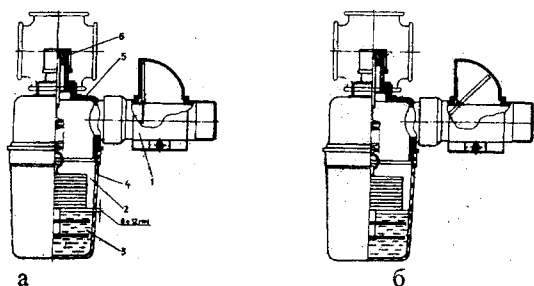


Рисунок-6.2.18 Признаки наличия запаса производительности:
а) отсутствие запаса – стрелка вертикальная; б) доильная установка исправная – стрелка наклонена; 1 – индикатор; 2 – вакуумный регулятор; 3 – масло; 4 – колпак; 5 – крышка; 6 – клапан

Один из методов количественной оценки стабильности вакуумного режима основывается на применении измерителя параметров пульсаций давления. Основными узлами этого прибора являются датчик давления и измерительный преобразователь давления. Диагностика вакуумметрического давления заключается в подсоединении устройства к вакуумному (рис. 6.2.19а) или молочному (рис. 6.2.19б) трубопроводу. Этим прибором измеряются величина вакуумметрического давления и его колебания.

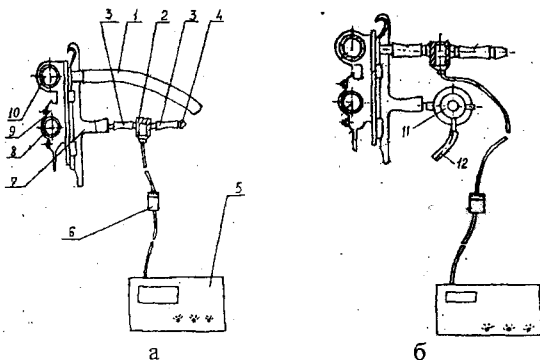


Рисунок- 6.2.19 Схема измерения вакуумметрического давления:
 а) в вакуумном трубопроводе (1 – шланг; 2 – датчик; 3 – трубка; 4 – пробка; 5 – измеритель;
 6 – преобразователь давления; 7 – рукоятка; 8 – трубопровод; 9 – молочный кран;
 10 – молокопровод; 11 – пульсатор; 12 – шланг вакуумный); б) в молочном трубопроводе

Аналогичные показатели в табличном и графическом отображении можно получить с помощью тестера VPR100. Рассмотрим, как осуществляют измерение вакуума.

Подключают тестер к соответствующему крану (рис. 6.2.20). Снимают показания прибора в виде цифр или графика. Длительность измерения может быть кратковременной, осуществляемой в течение 1,5 или 3 секунд (рис. 6.2.20а) или продолжительной (рис. 6.2.20б)

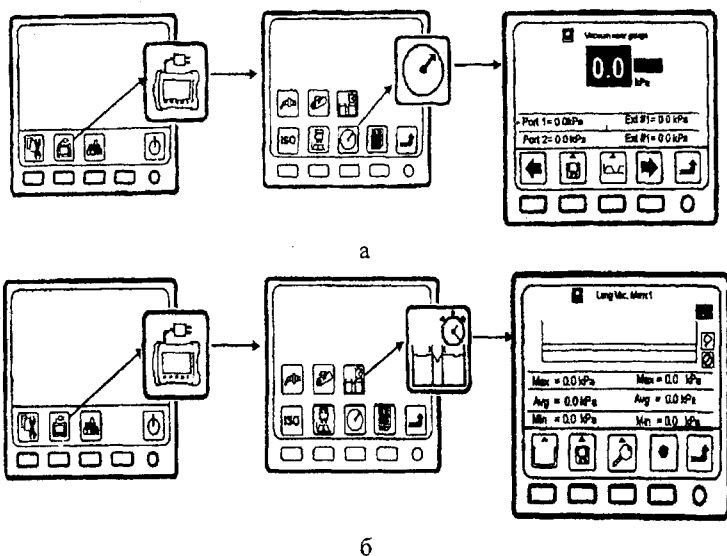


Рисунок- 6.2.20 Алгоритмы измерения уровней вакуума тестером VPR100:
 а) импульсного вакуума; б) длительного вакуума

Величина вакуумметрического давления контролируется по показаниям вакуумметров, установленным на всасывающем патрубке насоса и магистральном вакуумном трубопроводе. Регулировка величины вакуумметрического давления в системе доильной установки осуществляется настройкой регулятора. Настройка вакуумного регулятора происходит за счет уменьшения или увеличения количества регулировочных шайб (рис. 6.2.21). Добавление количества шайб увеличивает вакуумметрическое давление, а снятие – уменьшает. Для грубой и точной регулировки имеются 10 больших и 5 малых регулировочных шайб. Упрощению процесса регулирования вакуума во время работы доильной установки может способствовать его переоборудование. Вместо стержня изготавливают регулировочный винт с резьбой на конце (рис. 6.2.21б) и закрепляют его на пружине клапана. Кронштейн соединяют с крышкой при помощи болтов с полукруглой головкой. Регулировочный винт пропускают через среднее отверстие кронштейна и навинчивают на него снизу гайку. Регулирование вакуума производят навинчиванием (отвинчиванием) барашковой гайки (рис. 6.2.21б) или втулки (рис. 6.2.21в). При необходимости корректировки вакуума в системе малогабаритной вакуумной установки резиновый колпачок с крышки вакуумного регулятора снимают и подтягивают или отпускают регулировочные гайки на стержне клапана (рис. 6.2.21г). Навинчиванием гаек достигается повышение вакуума, отвинчиванием – его падение.

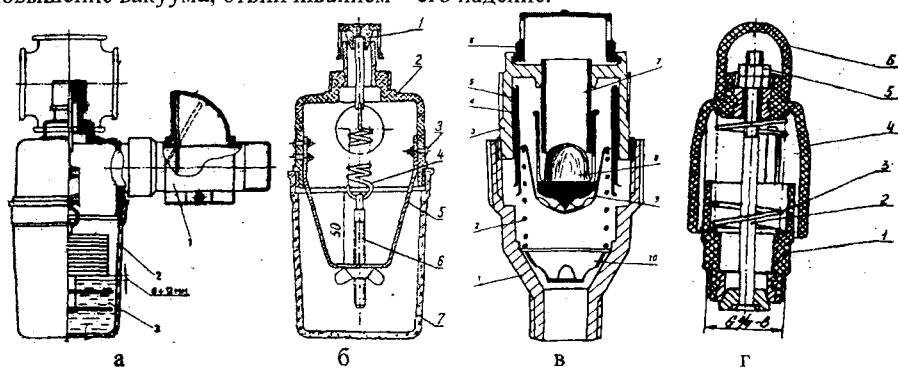


Рисунок- 6.2.21 Вакуумные регуляторы:

- а) грузовой (1 – индикатор; 2 – регулятор; 3 – дизельное масло); б) пружинный (1 – клапан; 2 – крышка; 3 – болт; 4 – пружина; 5 – кронштейн; 6 – винт регулировочный; 7 – колпак); в) колпачковый (1 – корпус; 2 – пружина; 3 – втулка; 4 – гильза; 5 – гильза; 6 – фильтр; 7 – патрубок; 8 – колпак; 9 – седло; 10 – вкладыш); г) пружинный (1 – корпус; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – стакан; 5 – гайка; 6 – колпачок)

Техническое обслуживание импортных регуляторов вакуума требует раз в год или после 1000 часов работы замены фильтра (3), продувки воздушного патрубка (4) и проверки технического состояния кольцевых прокладок (рис. 6.2.22). Поднимают верхнюю часть регуляторов и убеждаются, что резиновая диафрагма (1) не повреждена. Протирают конус куском ткани, промывают пластиковую втулку и экранную сетку в теплом растворе моющего средства. Очищают щеткой перфорированный диск или прочищают его сжатым воздухом, промывают корпус. Если необходимо, заменяют уплотнения.

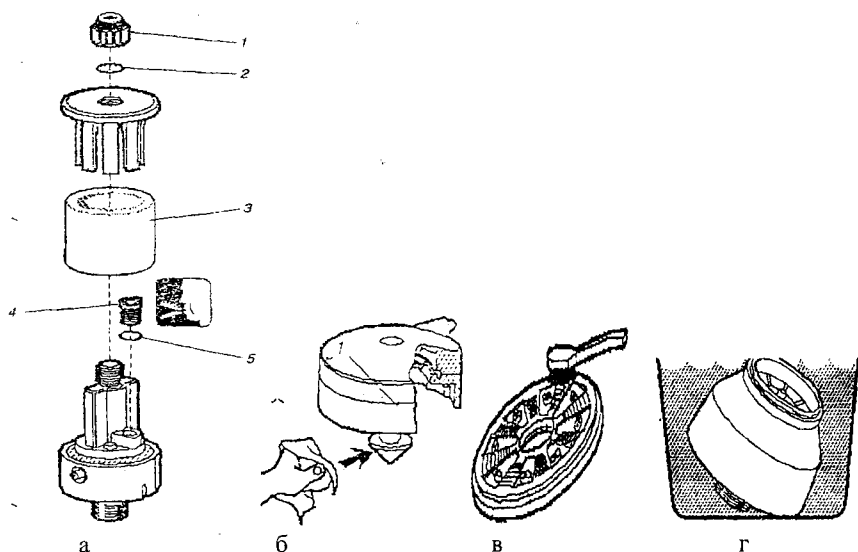


Рис.6.2.22 Технологические операции технического обслуживания регуляторов: а) замена фильтра Servo (1 – гайка; 2,5 – уплотнения; 3 – фильтр; 4 – втулка); б) очистка конуса (VRM и VRR); в) очистка перфорированного диска (VRM и VRR); г) мойка корпуса (VRM и VRR)

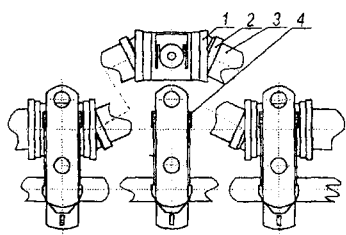
Трубопроводы являются наиболее долговечными из элементов доильных установок. Однако именно их отказы часто приводят к отклонению параметров работы системы. Например, коррозия и старение труб, вибрации и температурные перепады способствуют появлению щелей. Возникающие при этом натекания воздуха снижают запас производительности насоса. Такие отказы трудно диагностируемы, поэтому при техническом обслуживании и ремонте вакуумных трубопроводов необходимо обращать большое внимание на герметичность и проводимость магистральных трубопроводов и молочно-вакуумных кранов, целостность доильных ведер и стеклянных труб молочных трубопроводов.

В процессе эксплуатации доильных установок в результате, как правило, неосторожных действий обслуживающего персонала разбиваются стеклянные трубы молочных трубопроводов. Замена стеклянной трубы производится путем поднятия муфты (1), соединявшей разбитый участок трубопровода с другой муфтой. Затем новая стеклянная труба одним концом вставляется в поднятую муфту, а другим – в неподвижную муфту.

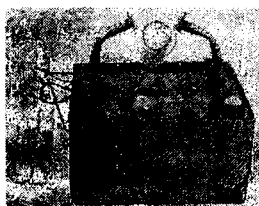
Поднятая муфта опускается и фиксируется вместе с новой стеклянной трубой (рис. 6.2.23). При необходимости резки стеклянных трубок молочного трубопровода пользуются специальным приспособлением (рис. 6.2.23б).

Приспособление работает следующим образом. Штепсельная вилка III вставляется в розетку сети переменного тока напряжением 220в, выключателем В, прибор включается в работу. При этом напряжение подается на первичную обмотку понижающего трансформатора – T_p , о чем свидетельствует загоревшаяся сигнальная лампа Л.

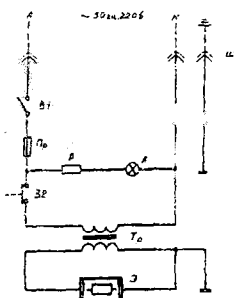
Стекланную трубку кладут на фехралевую нить, которая охватывает ее вокруг. При нажатии на трубу токоподводящие электроды (клещи) приближаются друг к другу и включают микропереключатель B_2 . При этом цепь вторичной обмотки трансформатора T_p замыкается, фехралевая нить накаливается и в течение 30–40 секунд нагревает стеклянную трубу. Трубу снимают и к нагретому месту прикасаются поролоновой губкой, смоченной водой. Труба при этом разламывается по месту обхвата ее фехралевой нитью.



а



б



в

Рисунок - 6.2.23 Ремонт молочных трубопроводов:

а) замена стеклянной трубы (1 - муфта; 2 - втулка; 3 - труба; 4 - корпус крана);

б) приспособление для резки труб; в) схема (T_p - понижающий трансформатор;

B_1 - выключатель сети; L - сигнальная лампочка; B_2 - микропереключатель;

\mathcal{E} - нагревательный элемент; P_p - предохранитель; Ш - штепсельная вилка)

В процессе эксплуатации доильных аппаратов с доением в ведре возможна деформация крышки и горловины ведер, вызывающая подсос воздуха и нарушающая вакуумный режим работы доильных аппаратов. Выравнивание крышек и горловин доильных ведер производят с помощью приспособления, состоящего из опорной и подвижной плит, опрессовочного диска и прессформы (рис. 6.2.24а-б). Пресс-форма представляет собой диск толщиной 20 мм, который разрезан на четыре отдельные части (I), (II), (III), (IV). Каждая часть представляет собой клин, так как плоскости разреза имеют угол 20° . В крышку вкладывают сначала (I) и (II) части, а затем (III) и (IV) пресс-формы. Потом уже с пресс-формой крышку устанавливают в оправку и накладывают на пресс-форму опрессовочный диск. С помощью гидравлического домкрата (б) подводят подвижную плиту (7) с оправкой (8) и крышкой к диску упора. По мере наложения усилия части пресс-формы, имея углы наклона плоскостей разреза, раздвигаются по образующей крышки, придавая ей первоначальную форму. Затем отворачивают винт домкрата, снимают опрессовочный диск, а потом крышку с пресс-формой. Пресс-форму из крышки достают в последовательности обратной закладыванию. Приспособление для правки горловин ведер доильных аппаратов (рис. 6.2.24в) состоит из разрезанных пополам оправки (4) и направляющих втулок (5), диска (2), съемника (1) и болтов-стяжек (6). Устранение овальности горловины производится оправкой, деформации в горизонтальной плоскости опрессовочным диском и съемником. Вместо винта съемника можно применять домкрат. Предлагаемое приспособление дает возможность устранить неисправность непосредственно на ферме во время планового технического обслуживания.

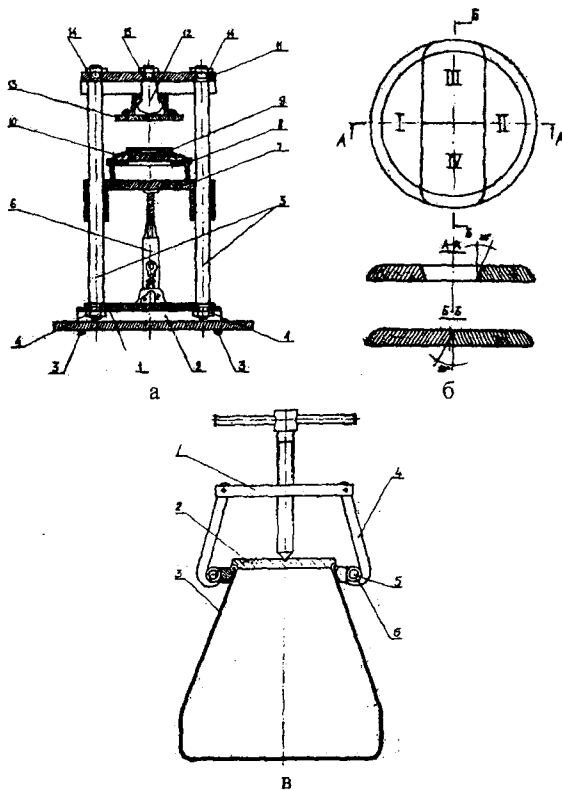
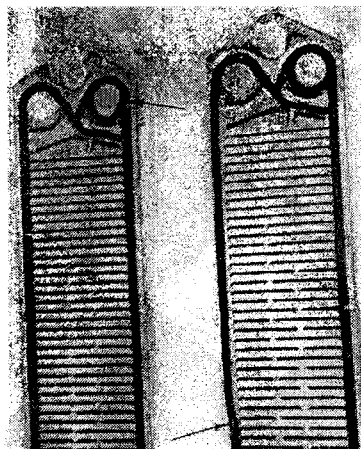
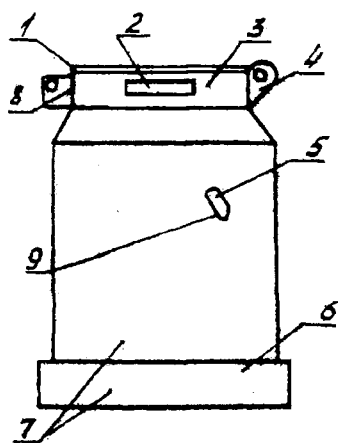


Рисунок-6.2.24 Приспособления для правки крышек ведер доильных аппаратов: а) приспособление (1 – плита опорная; 2 – швеллер; 3 – болт; 4 – гайка; 5 – стойка направляющая; 6 – домкрат; 7 – плита подвижная; 8 – оправка; 9 – диск опрессовочный; 10 – пресс-форма; 11 – перекладина; 12 – упор; 13 – диск; 14 – гайка; 15 – гайка); б) пресс-форма; в) схема правки горловин ведер доильных аппаратов (1 – съемник; 2 – опрессовочный диск; 3 – ведро доильное; 4 – оправка; 5 – направляющая; 6 – болт-стяжка)

На фермах с доением в ведра диагностируют молочные фляги (рис. 6.2.25а) и пластинчатые охладители (рис. 6.2.25б). Основные дефекты молочных фляг, выявляемые при диагностировании, приведены в таблице 6.2.2



а

б

Рисунок-6.2.25 Дефекты молочного оборудования:

а) корпуса молочной фляги (1 – деформация верхнего края горловины; 2 – обрыв ручек; 3 – трещины верхнего обруча; 4 – обрывы заднего кронштейна; 5 – сквозные пробоины; 6 – обрывы нижнего обруча; 7 – вмятины любого характера; 8 – трещины или деформация обруча; 9 – применение материалов, не разрешенных Минздравом); б) отслоения прокладок

Таблица 6.2.2

Диагностирование технического состояния корпуса фляги

№ дефекта	Наименование дефекта	Наименование средств контроля или способ выявления дефекта	Заключение
1	Деформация верхнего края горловины	Осмотр	Ремонтировать
2	Обрыв, трещины или деформация ручек	Осмотр	Ремонтировать
3	Трещины и деформация верхнего обруча	Шаблон	Ремонтировать
4	Обрывы, трещины или деформация заднего кронштейна	Осмотр	Ремонтировать
5	Сквозные пробоины любого характера и расположения: а) общей площадью более 200 мм ² б) общей площадью менее 200 мм ²	Линейка 300 ГОСТ 427-76	Браковать Ремонтировать
6	Обрывы, трещины или деформация нижнего обруча	Осмотр	Ремонтировать
7	Вмятины любого характера и расположения: а) общей площадью менее 1000 мм ² и глубиной 10 мм б) общей площадью более 1000 мм ² и глубиной 10 мм	Линейка 300 ГОСТ 427-76	Ремонтировать Браковать
8	Обрывы, трещины или деформация переднего обруча	Осмотр	Ремонтировать
9	Применение материалов, не разрешенных Минздравом на ранее отремонтированных корпусах	Осмотр	Браковать

Основными дефектами охладителя являются трещины или обрывы резиновых прокладок пластин (рис. 6.2.25б). Проверяют надежность приклейки прокладок у всех пластин путем легкого отрывания прокладки пальцем. Пластины с частично

отслоенными прокладками помещают в пластмассовую ванночку и обрабатывают 10%-й соляной кислотой до исчезновения следов отложений (молочного камня, казеина, окиси железа) с обеих сторон пластин. При этом ножом отделяют резиновую прокладку пластины, которую протирают губкой для удаления остатков грязи.

Очищенные пластины, а также резиновые прокладки промывают проточной водой для удаления остатков кислоты и протирают насухо. Ветошью, смоченной в этилацетате, удаляют с пластин остатки старого клея. Соскабливают ножом значительные затеки старого клея с поверхности резиновых прокладок (срезание клея ножом не допускается, так как при этом может быть повреждена поверхность прокладки).

Поврежденные резиновые прокладки не используют, а заменяют новыми. Приклеивание производят клеем 78-БЦС ТУ 38-105470-72 или клеем 88-НП ТУ 38-105470-73. Приклеивание рекомендуется производить двум рабочим, из которых первый наносит клей на пластину, а второй – на прокладку. Приклеивание производят в следующем порядке.

Обезжиривают приклеиваемую поверхность резины и желобка пластины чистым тампоном из ветоши, смоченным в этилацетате, путем двухкратной протирки. Просушивают обезжиренные поверхности деталей в течение 10–15 минут, но не более двух часов. Наносят первый равномерный слой клея кисточкой на приклеиваемую поверхность резиновой прокладки и на приклеиваемую поверхность желобка пластины. Сушат первый слой клея в течение 15–20 минут, но не более двух часов.

Наносят второй слой клея на приклеиваемые поверхности и сушат до прихода клеевой пленки в липкое состояние. Аккуратно укладывают прокладку на приклеиваемое место пластины, слегка прижимают и тщательно прикатывают роликом десятикратным проездом, обеспечивая ровное и надежное прилегание прокладки без сдвигов в сторону. Выдерживают пластины в течение 48 часов без груза или собранные в несжатый пакет.

Проверяют прочность и надежность склеивания путем легкого отрывания прокладки пальцем. При этом прокладка не должна отслаиваться от пластины. Нужно соотношение между количеством сливок и обрата молочных сепараторов получают подбором величины сечения отверстий для выхода сливок и обрата и их расположения от оси вращения. Это соотношение изменяется практически от 1–4 до 1–12.

Регулирование выхода сливок производится специальными приспособлениями – сливочными винтами. Один из принципов действия винтов основан на изменении скорости движения жидкости при неизменном отверстии винта. Поворотом или ввинчиванием винта будем иметь меньшую скорость истечения жидкости из отверстия, так как центробежная сила ближе к оси вращения будет меньше (рис. 6.2.26), а напор жидкости будет слабее. Так как $\vartheta_1 > \vartheta_2$, то, выражая результат математическим языком, получим

$$f\vartheta_1 > f\vartheta_2 \quad (6.2.1)$$

где f – площадь сечения отверстия винта; ϑ_1 и ϑ_2 – скорость жидкости в отверстии при первом и втором положении винта.

Останется ли с изменением отверстия неизменной скоростью – определенно сказать нельзя, скорее всего она вероятно несколько изменится. Но, во всяком случае, суммарный результат будет таков, что с уменьшением отверстия для выхода обрата,

за единицу времени через это отверстие его будет уходить меньше, а сливки будут менее жирны и количество их будет больше

$$f_1 \vartheta_1 > f_2 \vartheta_2, \quad (6.2.2)$$

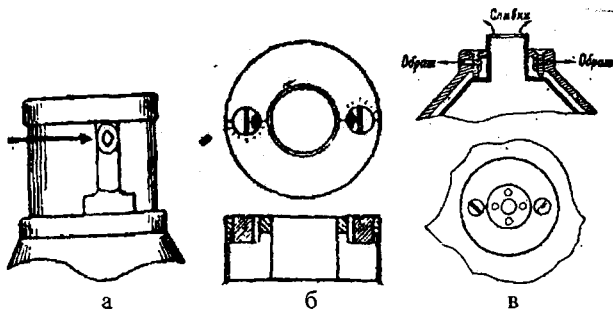
где f_1 и f_2 – сечение каналов для обраты при первом и втором положении винтов; ϑ_1 и ϑ_2 – скорость движения обраты при первом и втором положении винтов.

Понятно, что, например, при уменьшении выхода сливок, благодаря повороту сливочного винта, скорость истечения обраты из соответствующего отверстия не останется неизменной, хотя там мы никакого регулирования не производим; скорость истечения обраты и его количество за единицу времени автоматически увеличатся. Качество сборки пакета тарелок определяет равномерность потоков между тарелками по высоте пакета.

Жидкость из отверстий в тарелкодержателе поступает под постоянным напором в вертикальные каналы, образованные отверстиями в тарелках. Из этих каналов она растекается по межтарелочным зазорам и проходит в грязевое пространство, где вновь собирается в общий поток. Возможные пути выхода включают три варианта (рис. 6.2.26г): Н – нижний; С – средний; В – верхний.

Если в каналах, образованных отверстиями тарелок, сопротивления будут выше, чем в грязевом пространстве, то большее количество жидкости будет проходить по пути меньшего сопротивления, то есть внизу пакета тарелок (вариант Н), а не вверху (вариант В). Если гидравлические сопротивления будут выше в грязевом пространстве, то верхняя часть пакета тарелок будет больше загружена, чем нижняя. Если в грязевом пространстве количество осадка станет таким, что сопротивления прохода жидкости здесь окажутся больше, чем в каналах пакета тарелок, то нижние тарелки будут менее нагруженными.

При относительном смещении отверстий в тарелках (вследствие неточного изготовления) сопротивления в каналах возрастают. По мере накопления осадка кольцевое сечение канала для прохода жидкости в грязевом пространстве уменьшается, а сопротивления возрастают. Это способствует выравниванию потоков и повышению эффективности работы сепаратора. Однако увеличение осадка может привести к такому возрастанию сопротивлений, при котором эффективность работы резко снизится.



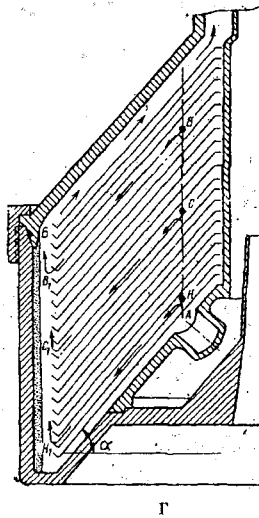


Рисунок- 6.2.27 Регулирование выхода сливок:

а) винтами; б) изменением скорости движения жидкости; в) изменением отверстия для выхода обрат; г) проводимостью пакетов тарелок

У молочных сепараторов дефектами барабана являются износ резьбы трубки основания, шпонки и резинового кольца, повреждение тарелок и нарушение балансировки барабана. При значительном износе трубки заменяют, а при незначительном исправляют резьбу на токарном станке и изготавливают новую гайку. Ряд элементов сепараторов (бандаж и диск пускового механизма, винтовое колесо и барабан) подвергают балансировке.

В соответствии с назначением и формой неуравновешенного тела применяют статическую балансировку (барабан почти не вращается) и динамическую (вращение барабана с рабочей или близкой к ней скоростью). При статической балансировке барабан закрепляют на шлифованной оси, концы которой кладут на две горизонтально и параллельно расположенные стальные шлифовальные параллели (рис. 6.2.28). Путем прикрепления груза на противоположную сторону достигают совпадения центра тяжести с осью вращения. При этом барабан на призмах будет находиться в состоянии безразличного равновесия.

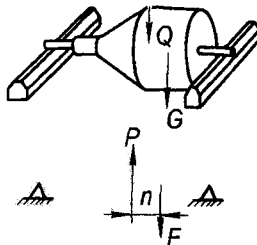


Рисунок-6.2.28 Статическая балансировка

Статическую балансировку можно применять в двух случаях: если балансируемый предмет в рабочем положении имеет небольшую скорость вращения или очень малую длину (высоту) по сравнению с диаметром. Из этого следует, что способ статической балансировки для барабанов сепараторов непригоден. Этот способ балансировки можно принять лишь для уравнивания таких частей, как бандаж и диск пускового механизма, винтовое колесо.

Для динамической балансировки существуют балансировочные машины различных типов. Большая часть этих машин работает при горизонтальном положении оси балансирующего предмета. Для балансировки барабанов сепараторов применяют машины с вертикальным положением оси балансирующего предмета. По принципу уравнивания все эти машины разделяют на две группы: в одной из них расположение и величину неуравновешенных масс определяют по записям индикаторов; в другой устанавливают при помощи компенсирующих грузов. В обоих случаях одновременно получают сведения о месте положения и величине добавочных грузов. Возможны четыре типичных варианта неуравновешенности барабана.

Вариант 1. Центры тяжести обеих частей барабана расположены в одной плоскости и по одну сторону от оси вращения, как показано на рисунке 6.2.29. В данном случае центр тяжести C всего тела находится в той же плоскости на расстоянии r от оси вращения. Из условий равенства моментов:

$$r = \frac{G_1 r_1 + G_2 r_2}{G_1 + G_2}; \quad G = G_1 + G_2.$$

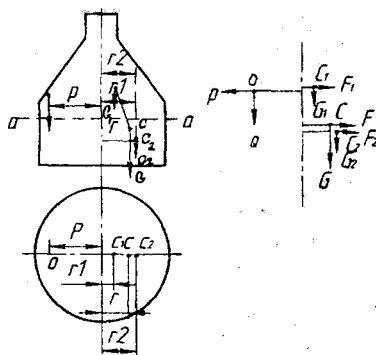


Рис. 6.2.29 Одностороннее расположение центров тяжести обеих частей барабана:

C — центр тяжести неуравновешенного барабана; G — вес неуравновешенного барабана; r — расстояние от центра тяжести неуравновешенного барабана до оси вращения; ω — угловая скорость барабана; F — центробежная сила неуравновешенного барабана; O — место положения добавочного уравнивающего груза; Q — вес добавочного груза; ρ — расстояние от центра тяжести добавочного груза до оси вращения; P — центробежная сила добавочного груза $P = (Q/g)\omega^2 \rho$; a — горизонтальная секущая плоскость; 1 — величины, относящиеся к верхней части барабана, 2 — величины, относящиеся к нижней части

Если такую неуравновешенность рассматривать как статическую, то ее можно устранить, приложив к барабану вес одного добавочного груза, центр тяжести которого расположен в той же плоскости, что и центр тяжести барабана, но по другую

сторону оси. Причем, расстояние ρ от центра тяжести добавочного груза до оси и вес его должны удовлетворять следующему равенству:

$$G\rho = Gr = G_1r_1 + G_2r_2.$$

Место расположения добавочного груза по высоте барабана в данном случае не имеет значения. Будет ли этот груз расположен выше или ниже той плоскости сечения, в которой находится вес G , барабан все равно будет статически уравновешен, так как его центр тяжести во всех случаях будет совпадать с осью барабана.

Если же этот случай рассматривать как случай динамической неуравновешенности, когда неуравновешенность вызывается центробежными силами, направленными радиально, то для равновесия барабана необходимым условием должно быть равенство возмущающих (неуравновешенных) и уравновешивающих (добавочных) центробежных сил, то есть

$$P = F \rightarrow \frac{Q}{g} \omega^2 \rho = \frac{Q}{g} \omega^2 r \rightarrow G\rho = Gr.$$

Но, кроме этого, вес добавочного груза Q должен быть приложен в той же плоскости по высоте барабана, что и сила G , то есть на линии действия силы F . В противном случае будет действовать пара сил, нарушающая равновесие барабана. В барабанах сепараторов всегда будет иметь место динамическая неуравновешенность, поэтому все следующие случаи рассматривают как случаи динамической неуравновешенности и оперируют только центробежными силами возмущающих и уравновешивающих грузов, т.е. силами F и P , направленными радиально, и равными:

$$F = \frac{Q}{g} \omega^2 r; P = \frac{Q}{g} \omega^2 \rho.$$

Вариант 2. Центры тяжести обеих одинаковых по весу частей барабана находятся в одной осевой плоскости, но по обе стороны от оси вращения (на равных расстояниях от нее), как показано на рисунке 6.2.30а-б. При этом центр тяжести всего барабана находится на оси вращения, и барабан статически уравновешен, так как $G_1 = G_2$ и $G_1r_1 = G_2r_2$. Но при вращении барабана центробежные силы F_1 и F_2 создают момент пары сил F_1m , поворачивающий барабан в плоскости оси вращения и вызывающий тем самым колебания барабана.

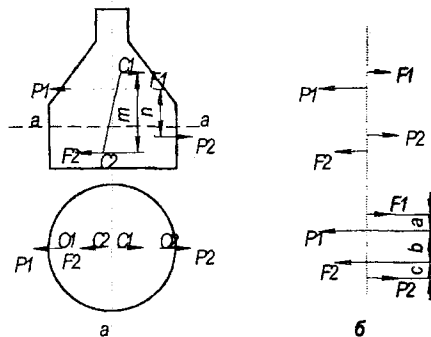


Рис.6.2.30 Двухстороннее расположение центров тяжести обеих частей барабана

К такому же случаю неуравновешенности можно привести рассмотренный выше случай, если добавочную силу P расположить не в той же горизонтальной плоскости сечения барабана, в которой действует сила F , а в другой. Устранить такую неуравновешенность можно только приложением двух добавочных одинаковых сил P_1 и P_2 , расположенных в произвольно выбранных плоскостях сечения барабана, но в той же осевой плоскости, что и силы F_1 и F_2 . При этом величины сил P_1 и P_2 и расстояние между ними n по оси должны удовлетворять равенству

$$P_1 n - F_1 m = 0; P_1 = P_2; F_1 = F_2;$$

Иначе говоря, момент добавленной пары сил должен быть равен и противоположно направлен моменту неуравновешенных сил.

Вариант 3. Возмущающие силы F_1 и F_2 расположены так же, как и в предыдущем случае, но не равны между собой. Центр тяжести всего барабана не находится на оси вращения. В данном случае действие возмущающих сил можно рассматривать как действие момента пары сил $F_1 m$ и действие радиальной силы $F_2 - F_1$ (если $F_2 > F_1$), направленной по линии действия силы F_2 , т. е. то, что мы рассматривали в первом и во втором случаях, взятых вместе.

В таком случае барабан может быть также уравновешен приложением двух добавочных сил P_1 и P_2 , расположенных в любых горизонтальных плоскостях сечения барабана, но в той же осевой плоскости, что и возмущающие силы F_1 и F_2 (рис. 6.2.30б). Величина добавочных сил зависит от расположения их по высоте барабана. Она должна удовлетворять следующим равенствам из сумм моментов сил:

$$P_1 = \frac{F_1(a+b+c) - F_2 c}{b+c}, P_2 = \frac{F_1 a + F_2 b}{b+c}.$$

В частном случае при расположении уравновешивающих сил относительно возмущающих сил по оси барабана так, как показано на рисунке 6.2.29б, может оказаться $P_1 = 0$, когда $F_1(a+b+c) - F_2 c = 0$ и, следовательно, барабан можно уравновесить, приложив только одну силу P_2 .

Вариант 4. Общий случай неуравновешенности. Центры тяжести частей барабана находятся в разных плоскостях оси вращения (рис. 6.2.31). В этом случае возмущающие силы F_1 и F_2 можно рассматривать в двух взаимно перпендикулярных плоскостях $b-b$ и $c-c$.

В плоскости $b-b$ действуют силы F_1 и $F_2 \cos \alpha$, которые дают момент пары сил $F_2 \cos \alpha m$, и радиальную силу $F_1 - F_2 \cos \alpha$ (при $F_1 > F_2 \cos \alpha$), действующую в направлении силы F_1 (вариант 3). В плоскости $c-c$ действует радиальная сила $F_2 \sin \alpha$.

В этом общем случае неуравновешенность барабана можно полностью уничтожить, приложив к нему две уравновешивающие силы P_1 и P_2 в произвольно выбранных плоскостях поперечного сечения барабана.

Например, силы F_1 и $F_2 \cos \alpha$ (рис. 6.2.31) могут быть уравновешены силами T_1 и T_2 , приложенными в плоскостях I и II. Сила $F_2 \sin \alpha$ может быть также уравновешена силами N_1 и N_2 , приложенными в тех же горизонтальных плоскостях I и II и в вертикальной плоскости $c-c$, причем, $N_1 + N_2 = F_2 \sin \alpha$. Заменим силы T_1 и N_1 и силы T_2 и N_2 их равнодействующими P_1 и P_2 . Отметим, что уравновешивающие силы P_1 и P_2 не находятся в плоскостях $b-b$ и $c-c$, они лежат в горизонтальных плоско-

стях I и II, произвольно выбранных нами по высоте барабана, и сдвинуты между собой на некоторый центральный угол $\varphi_1 + \varphi_2$.

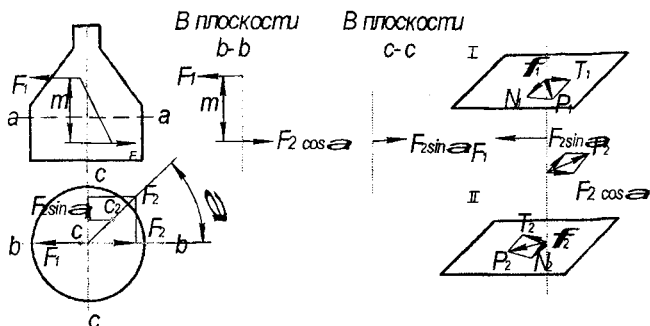


Рисунок-6.2.31 Разноуровневое расположение центров тяжести барабана

После ремонта барабан балансируют по верхней части центральной трубки и нижней части вертикального вала (рис. 6.2.32), а также на специально приспособленной станине сепараторов.

При проверке сбалансированности барабану сообщают нормальную частоту вращения и после отключения от привода наносят карандашом отметки в местах наибольшего биения. Положение дисбаланса вначале определяют, касаясь карандашом внутренней поверхности центральной трубки. С противоположной стороны карандашной отметки изнутри крышки барабана наплавляют олово.

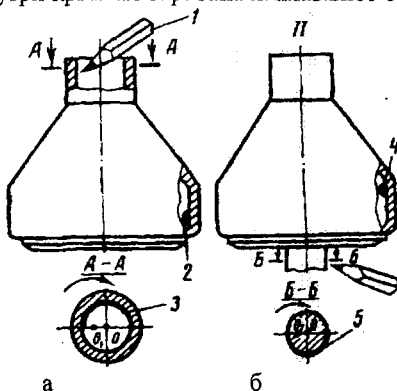


Рисунок- 6.2.32 Балансировка барабана:

1 - карандаш; 2 - олово; 3 - ось; 4 - олово; 5 - вал

При проверке барабан должен набирать нормальную частоту вращения через 2-3 минуты, а останавливаться (без торможения) не менее чем через 3 минуты. Для опробования отремонтированного сепаратора в молокоприемник заливают 4-5 л подогретой воды. При нормальной частоте вращения вода выходит из обоих рожков. Ее уровень должен соответствовать метке, нанесенной на стенку внутри поплавковой камеры.

6.3 Техническое обслуживание и ремонт доильных аппаратов

Нахождение систем доильного оборудования в том или ином состоянии в конечном итоге сказывается на работе его исполнительного механизма – доильного аппарата. Доильные аппараты разбирают на детали и дефектуют, моют и собирают при периодическом техническом обслуживании. Производственные участки станции технического обслуживания и ремонта животноводческого оборудования оснащают специальными стендами, приспособлениями и наборами инструментов. Так, снятие шлангов и трубок доильного аппарата (рис. 6.3.1) облегчает применение съемника. При снятии шлангов с коллектора доильного аппарата прорезь съемника фиксируется на соответствующем патрубке, а затем, раздвигая рычаги, снимают с патрубка шланг.

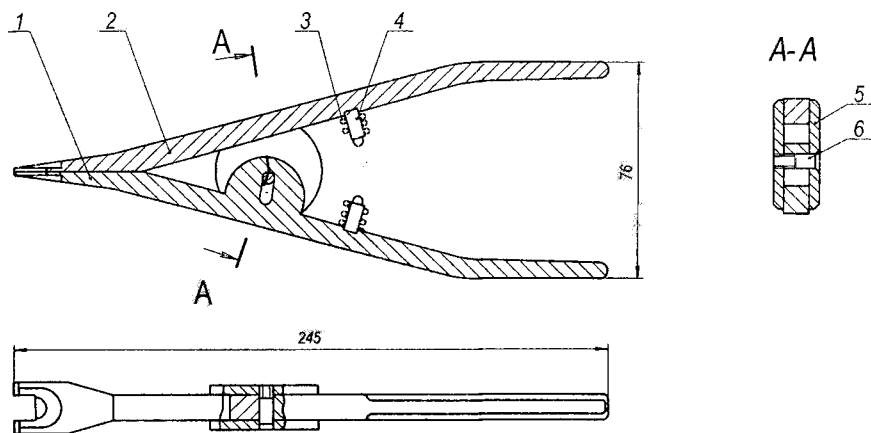


Рисунок – 6.3.1 Съемник шлангов и трубок:

1, 2 – рычаги; 3 – пружина; 4 – фиксатор; 5 – втулка; 6 – ось

Для повышения производительности процесса разборки доильного аппарата применяются автоматизированные устройства (рис. 6.3.2). В процессе съема сосковой резины гильза доильного стакана зажимается, а сосковая резина выталкивается из гильзы доильного стакана цанговым патроном. Процесс надевания вакуумной трубки на соответствующий патрубок коллектора или пульсатора облегчает применение приспособления, изображенного на рисунке 6.3.3. Шток (1) с трубкой (2) устанавливают на соответствующий патрубок пульсатора или коллектора и нажатием на корпус (4) устанавливают трубку. Пружина (3) возвращает корпус в исходное положение. Шток с корпусом и пружиной извлекают из штуцера. Для прошивки отверстия мембрана устанавливается в зазор (7) соответствующего приспособления (рис. 6.3.3б). Щиток, сжимая пружину, рычагом перемещается вниз и торцом прошивает в мембране отверстие. После снятия усилия с рычага щиток под действием пружины возвращается в исходное положение. Применение приспособления снижает трудоемкость работы, исключает необходимость проведения разметки перед прошивкой отверстий.

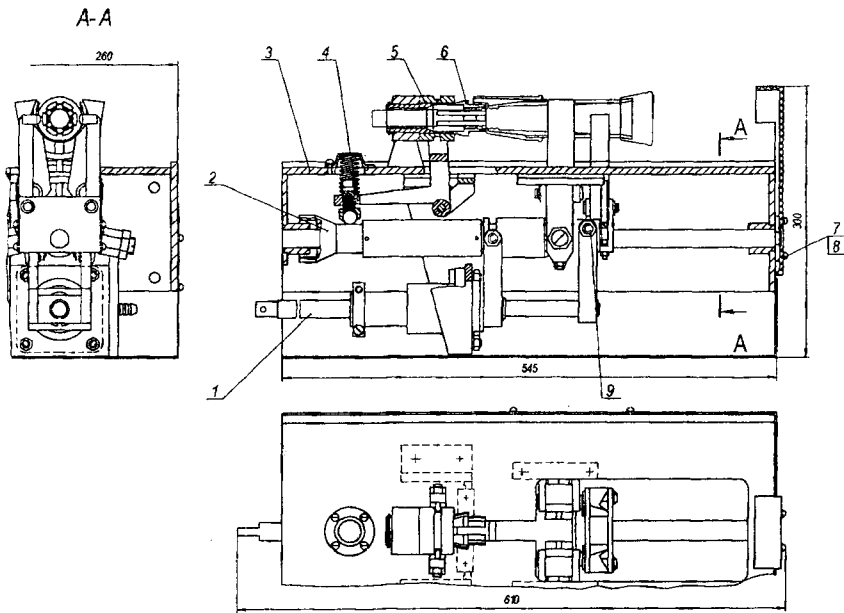


Рисунок- 6.3.2 Устройство для разборки доильных стаканов:

1, 2 - штоки; 3 - корпус; 4 - упор; 5 - втулка; 6 - цанга; 7 - ограничитель; 8 - винт; 9 - рычаг

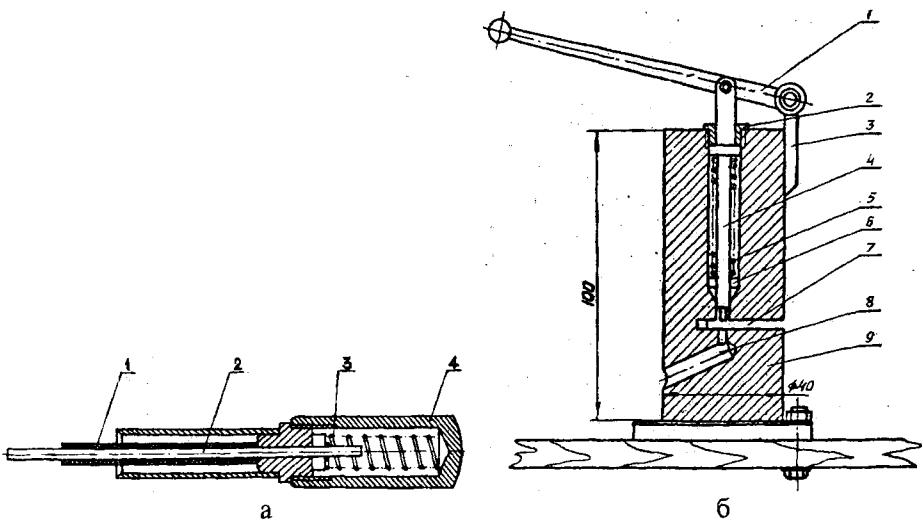
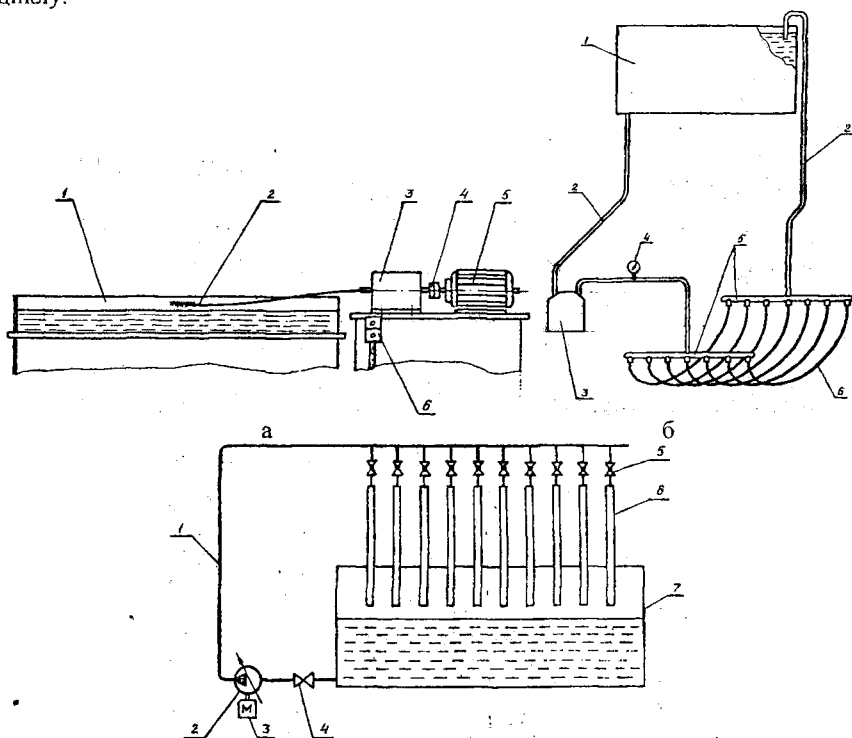


Рисунок- 6.3.3 Приспособления:

а) для надевания вакуумной трубки (1 - одеваемая трубка; 2 - шток; 3 - пружина; 4 - корпус);
 б) для прошивки отверстий в мембранах (1 - рычаг; 2 - гайка; 3 - кронштейн; 4 - шток;
 5 - пружина; 6 - кольцо; 7 - зазор для мембраны; 8 - отверстие; 9 - корпус)

Установка для дезинфекции и мойки резиновых шлангов доильных аппаратов (рис. 6.3.4), применяемая в ряде хозяйств, состоит из ванны (1) с заливным и сливным трубопроводами, электродвигателя (5), объединенного муфтой (4) с редуктором (3), пульта управления (6). Наряду с пультом управления установка оборудована также ножным приводом включения и выключения. В редукторе закреплен гибкий металлический трос (2), к концу которого приварена щетка. Другой вид подобной установки приведен на рисунке 6.3.4б. Для дезинфекции и мойки шланги присоединяются к гребенкам. Моющий раствор подается к ним из резервуара центробежным насосом под давлением. При этом шланги растягиваются, вскрывая внутренние поры, и качество промывки повышается. Время промывки шлангов при температуре моющего раствора 70–80°C и давлении 20–30 кПа составляет 7–10 минут. Установка, приведенная на рисунке 6.3.4в, состоит из ванны (7) для дезинфицирующего раствора, трубопровода (1) с вентилями (5), насоса (2), электродвигателя (3), проходного клапана (4), шлангов (6). Дезинфицирующая жидкость циркулирует по замкнутому циклу.



В

Рисунок- 6.3.4 Установки для дезинфекции и мойки резиновых шлангов:
 а) щеточная (1 - ванна; 2 - трос; 3 - редуктор; 4 - муфта; 5 - электродвигатель; 6 - пульт);
 б) гребенчатая (1 - резервуар; 2 - трубопровод; 3 - насос; 4 - манометр; 5 - гребенка;
 6 - шланги); в) с замкнутым циклом (1 - трубопровод; 2 - насос; 3 - электродвигатель;
 4 - клапан; 5 - вентиль; 6 - шланги; 7 - ванна)

Установка для мойки и чистки крышек ведер, коллекторов, пульсаторов, доильных стаканов, смотровых конусов, тройников доильных аппаратов показана на рисунке 6.3.5. Состоит из ванны (1) со смонтированным на ней электродвигателем (7) мощностью 0,4 кВт, крана (2), магнитного пускателя (3), пульта управления (5), механизма для вращения щеток (6), щеток (4), закрепленных в вращающемся щеткодержателе. Ванну заполняют моюще-дезинфицирующим раствором и помещают в нее детали доильного аппарата. Отверстия деталей промываются с помощью вращающихся щеток.

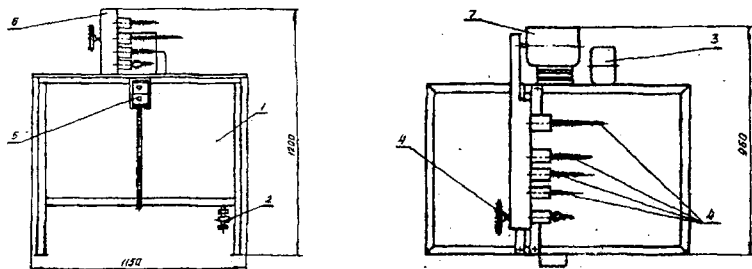


Рисунок- 6.3.5 Установка для мойки и чистки доильных аппаратов:

1 - ванна; 2 - кран; 3 - пускатель магнитный; 4 - щетки; 5 - пульт управления; 6 - механизм вращения щеток; 7 - электродвигатель

Пульсатор попарного доения чистят и смазывают специальным маслом, не оказывающим вредного воздействия на диафрагмы, максимум один раз в три месяца. Его разбирают (см. рис. 6.3.6а) и меняют (рис. 6.3.6б) фильтры (1). Очищают компоненты и корпус пульсатора сухой и чистой материей. Проверяют техническое состояние втулки (2) и каналов (3) в плече механизма переключения (2), а также шарниров (4). После сборки смазывают компоненты, отмеченные стрелками: все втулки (2+5), жесткий наконечник из металлокерамического материала держателя направляющего механизма (6); втулки рабочего стержня (7) и скользящие поверхности плеча механизма переключения (8). Если пульсатор случайно попал в раствор дезинфицирующего средства, его промывают и смазывают.

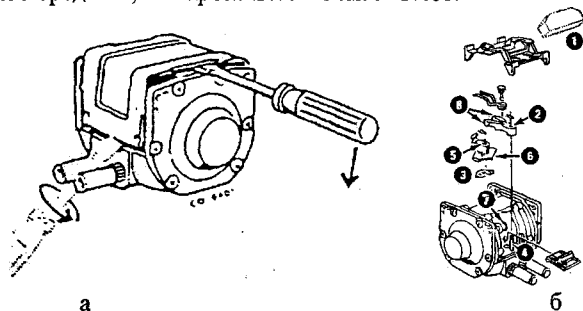
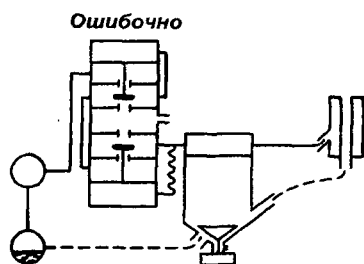
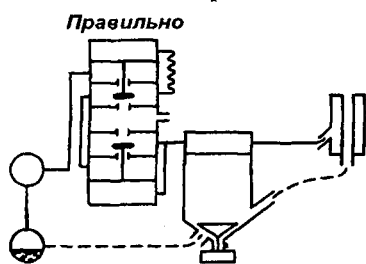


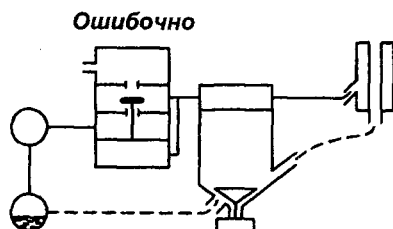
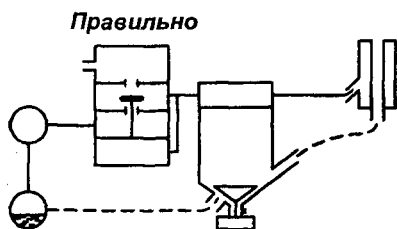
Рисунок- 6.3.6 Технология технического обслуживания пульсатора AERODYN:

а) снятие крышки; б) места смазки

Тестирование доильных аппаратов должно сопровождаться проверкой правильности сборки пульсаторов и коллекторов. Например, следует учитывать, что канал низкочастотного (1 Гц) блока вибрационного пульсатора имеет меньшее сечение и большую длину. Сборка пульсаторов без учета различия управляющих камер может приводить к тому, что на одном пульсаторе оказываются два высокочастотных или низкочастотных блока или же просто блоки меняются местами (рис. 6.3.7а). Кроме того, работоспособность доильных аппаратов зависит также от коллекторов. На нижней торцевой поверхности крышки коллектора доильного аппарата основного исполнения имеется проточка, через которую постоянно во время доения поступает в коллектор воздух (рис. 6.3.7б). Этот поток воздуха способствует удалению молока из коллектора в молочный трубопровод. В коллекторе низковакуумного доильного аппарата функцию напуска воздуха (в такте сжатия) выполняет клапанное устройство. Поэтому в низковакуумных доильных аппаратах нижняя крышка не имеет проточки под седлом клапана (рис. 6.3.7). Неосмотрительная установка нижних крышек коллекторов приводит к тому, что они могут оказаться на разных доильных аппаратах. В доильных аппаратах основного исполнения такое положение переполняет молочный шланг молоком, деблокирует соски вымени для обмыва их молоком, находящимся в коллекторе. Величина вакуума под соском снижается на величину, соответствующую гидростатическому давлению молочного столба (один метр жидкости снижает давление на 10 кПа). Дополнительный же напуск воздуха в коллектор низковакуумного доильного аппарата через проточку увеличивает давление под соском вымени коровы. Снижение гидростатического давления пропорционально соотношению смеси молока и воздуха, то есть уменьшается пропорционально количеству напускаемого воздуха. Напуск воздуха только в верхней части низковакуумного коллектора уменьшает колебания вакуума на 0,5 кПа по сравнению с коллектором доильного аппарата основного исполнения.



а



б

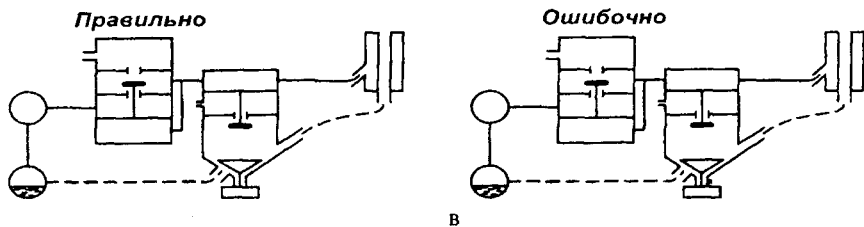


Рисунок- 6.3.7 Варианты комплектации доильных аппаратов:
 а) вибропульсаторных; б) основного исполнения; в) низковакуумных

Снижение безотказности доильных аппаратов обуславливают износ клапана пульсатора, засоренные прорезы или отверстия в крышках коллектора, наличие трещин в молочных трубках (рис. 6.3.8). Износ клапана пульсатора увеличивает его ход до 1,5–2,0 вместо требуемых 0,6–0,8 мм (рис.). Одновременно изменяется соотношение тактов пульсатора. Загрязнения прорезы и отверстия замедляют эвакуацию молока из коллектора и шланга. Восстановление работоспособности обеспечивает прочистка острым предметом канавки для постоянного подсоса воздуха на корпусе коллектора (под клапаном). Частая выбраковка молочных трубок обуславливается наличием трещин. Трещины возникают вследствие перегибов на косо срезанных молочных патрубках корпуса коллектора.

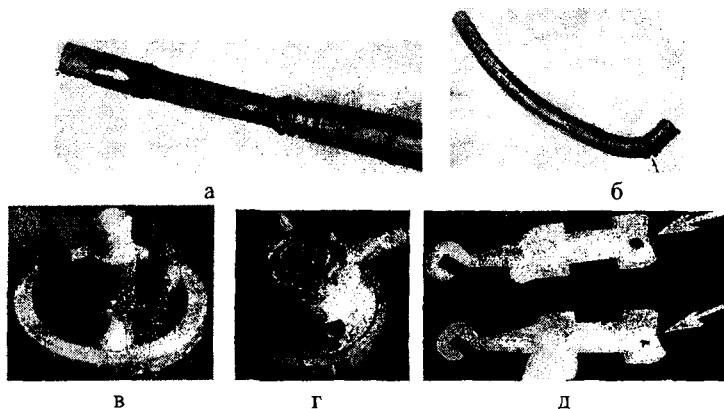


Рисунок- 6.3.8 Отказы элементов доильного аппарата:
 а) прорыв сосковой резины; б) прорыв вакуумной трубки; в) износ рабочей поверхности клапана;
 г) облом штуцера пульсатора; д) разрушение ручки

Одним из основных параметров работы пульсатора является частота пульсаций. При частоте пульсаций ниже допустимой уменьшается продолжительность такта сжатия, а выше допустимой – неполное сжатие и раскрытие сосковой резины. В том и другом случаях увеличивается продолжительность доения. Временная диаграмма пульсаций вакуумметрического давления пульсатора, например, определяется набором семи показателей (рис. 6.3.9).

Пульсационная кривая делится на четыре фазы: а) фазу увеличения вакуумметрического давления (фаза раскрытия сосковой резины); в) фазу максимального вакуумметрического давления (фаза сосания); с) фаза снижения вакуумметрического давления (фаза смыкания сосковой резины); д) фаза минимального вакуумметрического давления (переходная фаза). Граница между фазами устанавливается между точками пересечения пульсационной кривой и линиями, отстоящими на 4 кПа от линии атмосферного давления и линии номинального вакуума.

В течение фазы τ_a разность давлений снаружи и внутри сосковой резины уменьшается. Сосковая резина начинает раскрываться в точке *a* и полностью раскрывается в точке *в*. В течение фазы τ_c сосковая резина начинает смыкаться в точке *с* и полностью смыкается в точке *д*. Если фаза τ_a увеличена, то время раскрытия сосковой резины увеличивается, а если фаза τ_c увеличена, то время смыкания сосковой резины тоже увеличивается. Соотношение тактов не изменяется, а изменяются лишь фазы τ_a и τ_c .

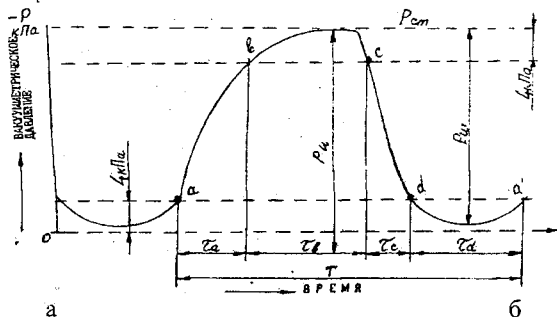


Рисунок-6.3.9 Пульсационная диаграмма:

а) фазы пульсатора (T - период пульсаций; τ_a , τ_c - длительность фаз нарастания и спада давления; τ_a , τ_d - длительность фаз установившегося и остаточного давления, P_n - импульсное вакуумметрическое давление; $\tau_a + \tau_a$ - такт сосания; $\tau_c + \tau_d$ - такт сжатия; $P_{см}$ - вакуумметрическое давление в подсосковой камере);

Применяются три типа доения. Во-первых, все четыре доильных стакана пульсируют одинаково и одновременно (рис. 6.3.10). Такт доения продолжительнее такта отдыха. Число пульсаций - 60 ударов в минуту. Соотношение тактов: 71:29. Во-вторых, доильные стаканы пульсируют попарно (2+2) с интервалом 180° . Такт сосания продолжительнее такта отдыха (рис. 2.2.10). Число пульсаций: 60 в минуту. Соотношение тактов: 71:29. В-третьих, доильные стаканы пульсируют попарно (2+2). Продолжительность тактов сосания и отдыха примерно равна. Соотношение тактов: 54:46. Увеличение или снижение фаз τ_a и τ_c определяют такие факторы, как величина воздушного потока, внутренние диаметры и длина вакуумных трубок, гидравлические сопротивления в пульсаторе и его соединения. Например, фазы открытия и смыкания сосковой резины при попарном доении сосков (рис. 6.3.10) увеличиваются при использовании одного и того же пульсатора и лишь одного из вакуумных шлангов для одновременного доения сосков (пунктирная линия).

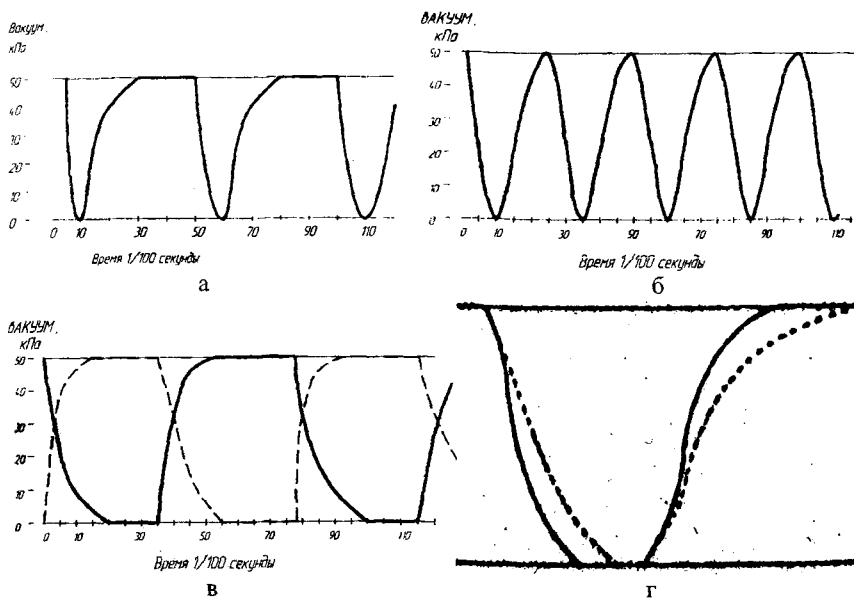


Рисунок- 6.3.10 Пульсационные кривые:

а) одновременного доения сосков; б) парного доения сосков; в) парного доения сосков и равного соотношения тактов отдыха и сосания; г) фазы открытия и смыкания сосковой резины для попарного и одновременного доения сосков одним и тем же пульсатором

Продолжительность фазы увеличивающегося вакуумметрического давления примерно на 45% превышает длительность фазы смыкания сосковой резины. Фаза установившегося вакуумметрического давления должна как минимум составлять 30%. Практически наименьшее используемое значение этого параметра составляет 41% (таблица 6.3.1).

Общепринято, что минимальная продолжительность такта сосания должна составлять 50%. Продолжительность атмосферной фазы должна быть менее 15%.

Таблица 6.3.1

Продолжительность фаз при различных типах доения (%)

Наименование	Одновременное доение (60 пульсов в минуту, соотношение тактов 71:29)	Попарное доение (60 пульсов в минуту, соотношение тактов 71:29)	Попарное доение (40 пульсов в мину- ту, соотношение так- тов 54:46)
Фаза увеличения вакуум- метрического давления τ_a	23	13	13
Вакуумная фаза τ_b	48	58	41
Фаза снижения вакуум- метрического давления τ_c	16	9	22
Атмосферная фаза τ_d	13	20	24

Изменение длительности фаз пульсации, соотношение тактов (сосание, сжатие) и частоты пульсаций пульсаторов, импульсного и статического вакуумметрического давления в технологических линиях доильной установки может происходить скачкообразно или постепенно (рис. 6.3.11).

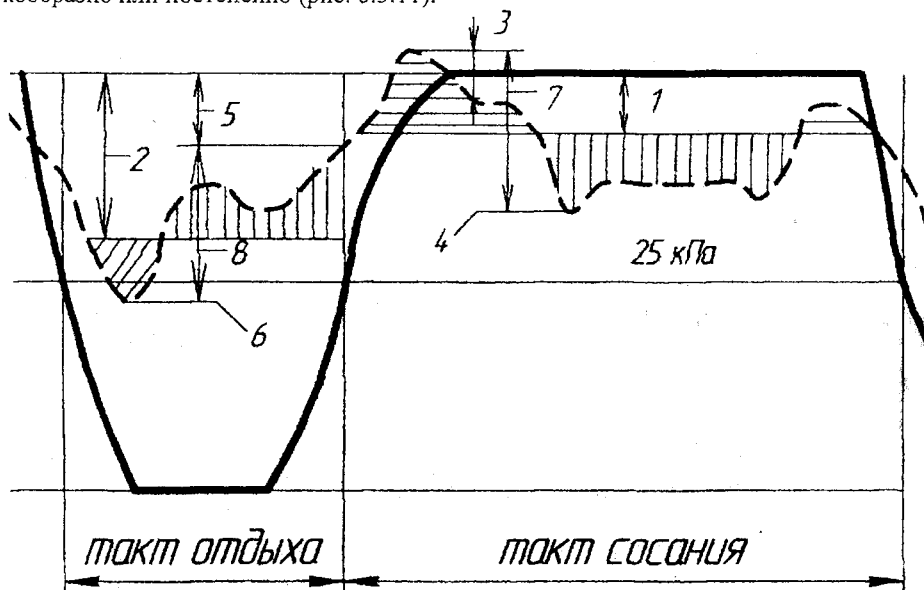


Рисунок- 6.3.11 Параметры пульсационного цикла:

- 1 – среднее падение вакуума в такте сосания; 2 – среднее падение вакуума в такте отдыха;
- 3 – максимальное изменение вакуума в такте сосания (по отношению к номинальному значению);
- 4 – минимальное изменение вакуума в такте сосания (по отношению к номинальному значению);
- 5 – максимальное изменение вакуума в такте сжатия (по отношению к номинальному значению);
- 6 – минимальное изменение вакуума в такте сжатия (по отношению к номинальному значению);
- 7 – колебание вакуума в такте сосания; 8 – колебание вакуума в такте сжатия

Колебания вакуума под соском показаны на рисунке 6.3.12а. Начало смыкания сосковой резины и уменьшение объема вызывают уменьшение вакуума. Вакуум частично восстанавливается в такте отдыха, а когда сосковая резина раскрывается (33–52), величина вакуума превышает номинальную величину. Превышение номинального вакуума вызвано скоростью раскрытия сосковой резины и усилием ее предварительного натяжения.

В такте сосания падение вакуума замедленное и определяется ростом сопротивления, обусловленного молочным потоком. Перенос бактерий возможен при раскрытой сосковой резине (реактивный поток и сила влияния), а также при полном смыкании сосковой резины (молоко прижимается к соску). Поток молока увеличивает колебания вакуума до 35 кПа. Колебания вакуума при парном доении представлены на рисунке 6.3.12б. Отличие диаграмм состоит в падении вакуума в такте сосания, вызванного противоположной парой доильных стаканов.

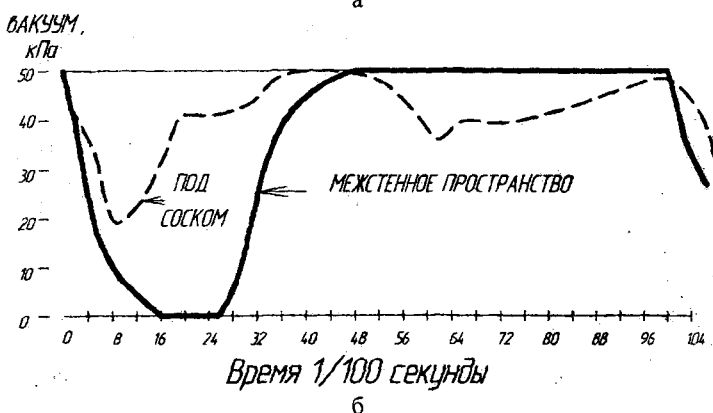
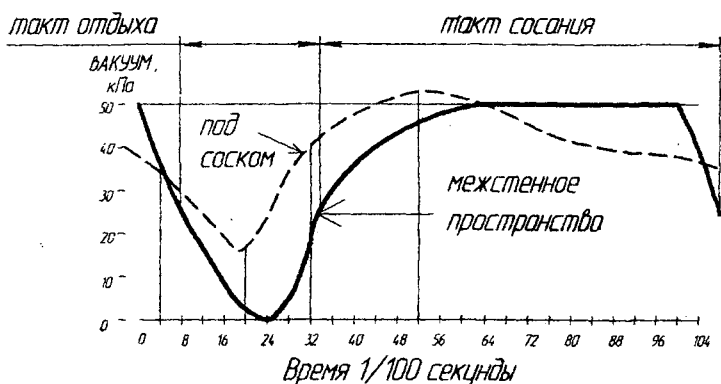


Рисунок — 6.3.12 Вакуум в межстенном пространстве и под соском:

а) одновременное доение; б) парное доение (поток молока — 8 л/мин., частота пульсаций — 60 пульсов в минуту, соотношение тактов — 71:29, доение в ведра)

Различие соотношений времени смыкания и раскрытия сосковой резины при парном доении и соотношении тактов 54/46 представлено рисунке 6.3.13. В точке 1 начинает смыкаться первая пара сосковой резины, поэтому вакуум снижается в подсосковом пространстве. Затем через 17/100 секунды вторая пара сосковой резины начинает раскрыться. Это является причиной быстрого роста вакуума (до точки 24), обусловленного обратным потоком молока. Затем вакуумметрическое давление снижается до 40 кПа и остается стабильным на этом уровне до тех пор, пока начнется раскрытие сосковой резины (точка 72). В точке 86 вторая пара сосковой резины начинает смыкаться и стабилизирует вакуум. В точке 152 весь цикл начинает повторяться. Колебания вакуума между точками 1 и 32 повторяются в более мягкой форме между точками 86 и 112. Хотя колебания вакуума при этом соотношении тактов менее значительны, все же скорость изменения вакуума остается такой же, как и при других типах пульсаций [9]. Флуктуации вакуума определяет также интенсивность молоковыведения (рис. 6.3.14) [9].

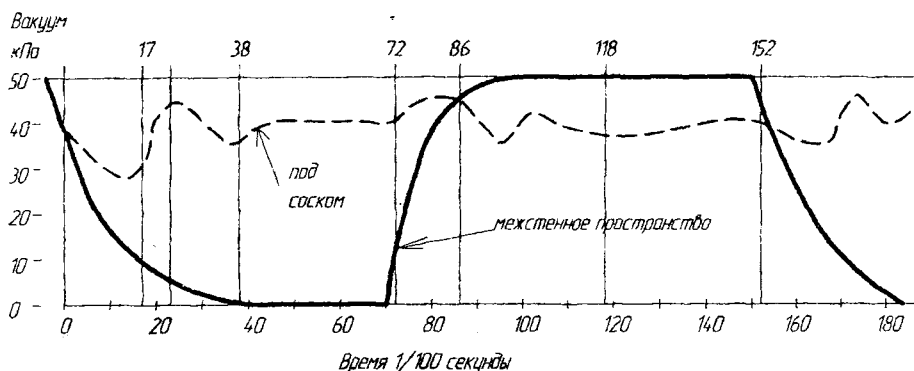


Рисунок- 6.3.13 Вакуум в межстенном пространстве и под соском (парное доение, поток молока – 8 л/мин., частота пульсаций – 40 пульсов в минуту, соотношение тактов – 54:46, доение в ведре)

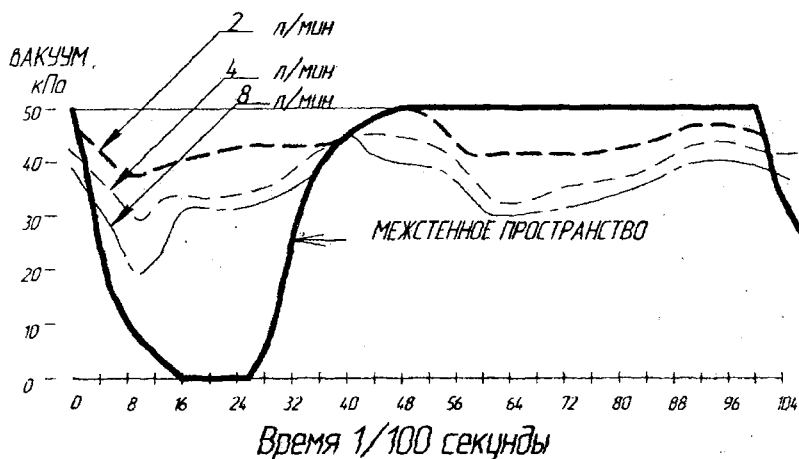


Рисунок- 6.3.14 Вакуум в межстенном пространстве и под соском (парное доение, частота пульсаций – 60 пульсов в минуту, поток молока – 2,4,8 л/мин., соотношение тактов – 71:29, доение в молокопровод)

Периодическое смыкание сосковой резины создает циклические колебания. Движение сосковой резины управляется разностью давления в межстенном пространстве доильного стакана и давлением под соском. Этот перепад давлений преодолевает сопротивление предварительно натянутой сосковой резины. Изменение объема сосковой резины показано на рисунке 6.3.15. Большее усилие натяжения или использование менее эластичной сосковой резины увеличивает время смыкания и сокращает время раскрытия ее.

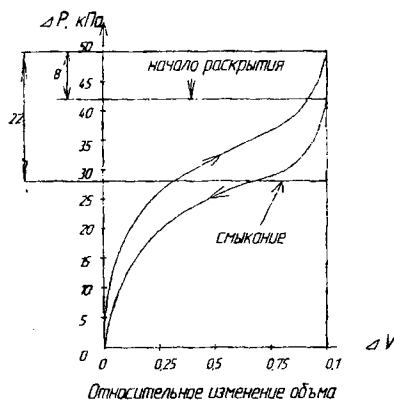


Рисунок- 6.3.15 Кривая деформации сосковой резины

Вакуумметрическое давление смыкания сосковой резины измеряется подключением измерителя параметров пульсаций к сосковой резине вместо соска коровы (рис. 6.3.16а). Также применяется устройство для диагностики доильных стаканов в сборе (рис. 6.3.16б). Измерение этим устройством начинают с надевания собранного доильного стакана на конус устройства. Закрывают пальцем молочный патрубок. В подсосковой камере и конусе создается вакуум. Резина сжимается и прижимает пружинный контакт к трубке, соединяющей корпус с подсосковой камерой. В момент замыкания контактов загорается лампочка, затем снимаются показания вакуумметра, шкала которого разделяется на группы. По результатам диагностики доильные стаканы комплектуются по группам в зависимости от вакуума смыкания. При неисправной сосковой резине или патрубке контакты вообще не замкнутся.

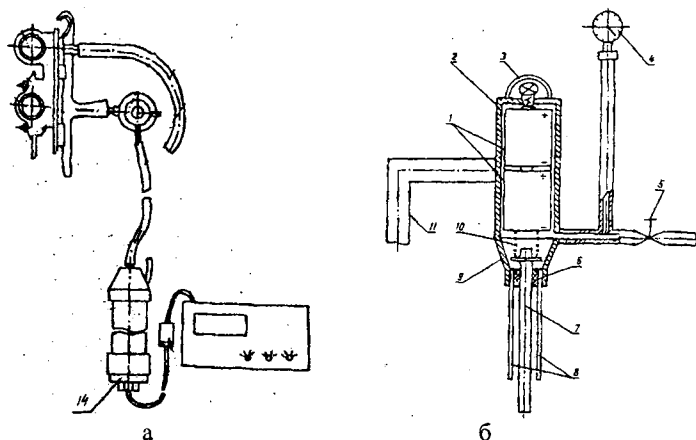
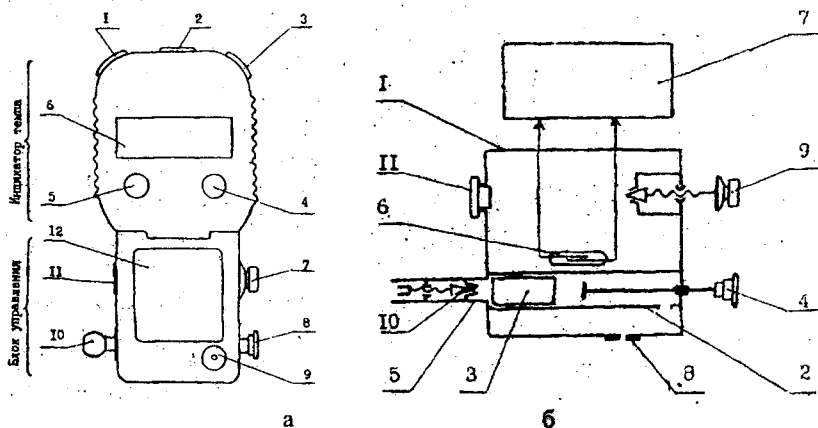


Рисунок- 6.3.16 Диагностика давления смыкания сосковой резины:

а) измерителем параметров пульсаций; б) пружинным устройством (1 – батарея питания; 2 – корпус; 3 – лампочка; 4 – вакуумметр; 5 – кран; 6 – уплотнение; 7 – трубка-контакт; 8 – пружинный контакт; 9 – конус; 10 – пружина; 11 – кронштейн; 12 – шланг)

Измерение временных параметров пульсирующего вакуумметрического давления и сигнализацию его порогового значения при техническом контроле и наладке доильных установок, в том числе оснащенных вибропульсаторами, можно проводить с помощью индикатора переменного вакуума ИПВ-01 (рис. 6.3.17). Он выполнен в виде карманного прибора и состоит из двух жестко состыкованных блоков — индикатора темпа и управления. Принцип работы индикатора основан на преобразовании блоком управления пульсирующего вакуумметрического давления в дискретные электрические сигналы, обрабатываемые индикатором темпа. Блок управления индикатора содержит герметичный корпус (1) с гильзой (2), внутри которой с зазором помещен магнитный поршень (3), перемещение которого ограничивается упором штока с головкой (4). Геркон (6) подключен к индикатору темпа (7) параллельно контактам его клавиши (3) (рис. 6.3.17б). Корпус блока управления может быть соединен с атмосферой при помощи пневмокнопки (8) и дросселя, величина открытия которого регулируется маховичком (9) с лимбом. Внутри присоединительного штуцера (5) установлено переменное пневмосопротивление с регулирующей иглой (10).



Рисунок— 6.3.17 Индикатор переменного вакуума:

а) общий вид (1,5 — клавиши; 6 — индикатор; 7 — маховичок; 8 — головка штока; 9 — пневмокнопка; 10 — штуцер; 11 — заглушка; 12 — табличка); б) структурная схема (1 — корпус блока управления; 2 — гильза; 3 — магнитный поршень; 4 — головка штока; 5 — штуцер; 6 — геркон; 7 — индикатор темпа; 8 — пневмокнопка; 9 — маховичок; 10 — игла; 11 — заглушка)

При открытой пневмокнопке (8) магнитный поршень (3) за счет действующего со стороны присоединительного штуцера (5) вакуумметрического давления смещен к этому штуцеру. Если давление понизится до порогового значения, то в установленном присоединительном штуцере вверх индикаторе поршень под действием силы тяжести опустится до упора штока, замкнет геркон (6), который в зависимости от исходного состояния индикатора темпа (7), включит или остановит его секундомер. Одновременно последует звуковой сигнал. Если же блок управления при помощи дополнительного присоединительного штуцера подключен ко второму источнику вакуумметрического давления, то индикатор при закрытой пневмокнопке (8)

будет реагировать на пороговый перепад давления. Контроль временных параметров пульсирующего вакуума осуществляют в горизонтальном положении оси присоединительного штуцера (5). При закрытой пневмокнопке (8) магнитный поршень (3) занимает крайнее положение у присоединительного штуцера (5) в течение такта сосания и у упора штока с головкой (4) – в течение такта сжатия. Запуск и остановка магнитного поршня осуществляются оператором путем нажатия (закрытия) пневмокнопки (8) в начале очередного такта сосания и отпускания ее сразу же после фиксации результата измерения на индикаторе.

Сосковая резина ежесуточно совершает около 30000 пульсаций. Физико-механические свойства и конструктивные параметры ее изменяются. Резина удлиняется, значительно уменьшается прочность на разрыв, ухудшается упругость.

Оптимальное натяжение сосковой резины в стакане должно находиться в пределах 50–60 Н (рис. 6.3.18а). Молочный патрубкок сосковой резины (через 10 дней эксплуатации) следует протягивать до очередного выступа, а после окончания доения ослаблять (рис. 6.3.18б–г). На первом кольцевом углублении сосковая резина работает два месяца, на втором и третьем также соответственно по два месяца. После шести месяцев эксплуатации сосковую резину заменяют новой. Пренебрежение этого требования нарушает равномерность выдаивания и снижает продуктивность коров. При недостаточном натяжении сосковой резины вакуум во время такта сосания действует не на кончик соска, а на значительную его часть (рис. 6.3.18г), что приводит к травмированию кровеносных сосудов соска. Жесткая сосковая резина способствует перекрытию доильными стаканами сосков вымени. Молокоотдача коров снижается, а время доения увеличивается. Смыкание упругой сосковой резины происходит в центральной части, а по краям остаются просветы. Постоянное воздействие вакуума исключает отдых сосковой резины и восстановление кровообращения, способствует перетеканию молока между молочными цистернами сосков коровы. Этот фактор увеличивает продолжительность доения коров и вызывает маститные заболевания. Заболеванию коров маститами в большой степени способствует также неодинаковое натяжение сосковой резины в разных стаканах одного и того же доильного аппарата.

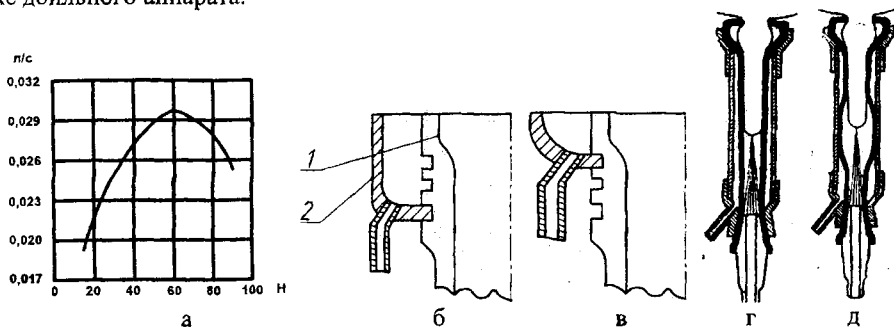
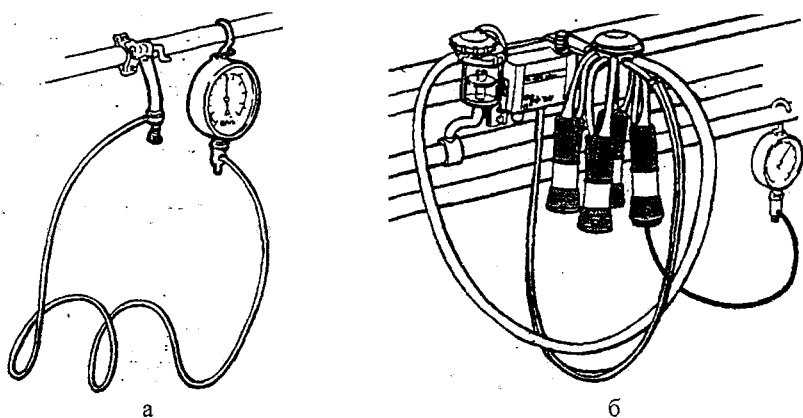


Рисунок – 6.3.18 Характеристики сосковой резины:

а) зависимость скорости доения от натяжения; б) положение новой сосковой резины в гильзе доильного стакана (1 – сосковая резина; 2 – гильза); в) фиксация резины на последнем, третьем кольцевом углублении; г) правильное положение сосковой резины в доильном стакане; д) слабое натяжение сосковой резины в доильном стакане в процессе доения

Доильный стакан с более жесткой (более натянутой) сосковой резиной выдаивает сосок несколько быстрее, чем стакан с менее жесткой (менее натянутой) сосковой резиной, то есть при разной жесткости сосковой резины в доильном аппарате для того, чтобы полностью выдоить молоко из вымени, отдельные соски приходится «передавать». При диагностике доильных аппаратов диагностируют уровень вакуума в вакуумном трубопроводе установки (рис. 6.3.19а), уровень вакуума в подсосковом пространстве в фазе низкого и рабочего вакуума, а также автоматическое и ручное переключение вакуума. Величину вакуума в установке проверяют соединением вакуумметра с вакуумным трубопроводом (рис. 6.3.19а). При наличии отклонений выявляют причину и регулируют. Проверку величины вакуума в подвешенной части доильного аппарата осуществляют с контрольным вакуумметром и заменителями сосков (рис. 6.3.19б). Подсоединяют один из заменителей к контрольному вакуумметру и проверяют верхнее значение рабочего вакуума. Нижнее значение рабочего вакуума (на конце соска) должно составлять 33 ± 3 кПа. Если уровень вакуума выходит за пределы погрешности, то регулируют редукционный клапан. Вручную переключают доильный аппарат в режим доения, подняв меха или опору мехов на корпусе. Считывают показания прибора и сравнивают с теми, которые предписаны для конкретной установки. Погрешность: $+0/-2$ кПа.



Рисунок— 6.3.19 Диагностирование уровня вакуума:
а) в трубопроводе; б) в подвешенной части

При диагностировании ручного переключения режима доения вытягивают регулятор из корпуса (рис. 6.3.20а). Также снимают дренажную трубку, но поплавок оставляют на дне индикатора. Подсоединяют контрольную вакуумную трубку к контрольному вакуумметру (рис. 6.3.20б). Дуовак — в фазе низкого вакуума. Переключают аппарат в режим доения вручную, подняв опору мехов. Используя показания прибора, убеждаются, что аппарат Дуовак переключился в режим доения. Убеждаются, что меха (опора) подняты. Они должны быть подняты, даже если на них воздействует небольшое давление (около 0,1кг).

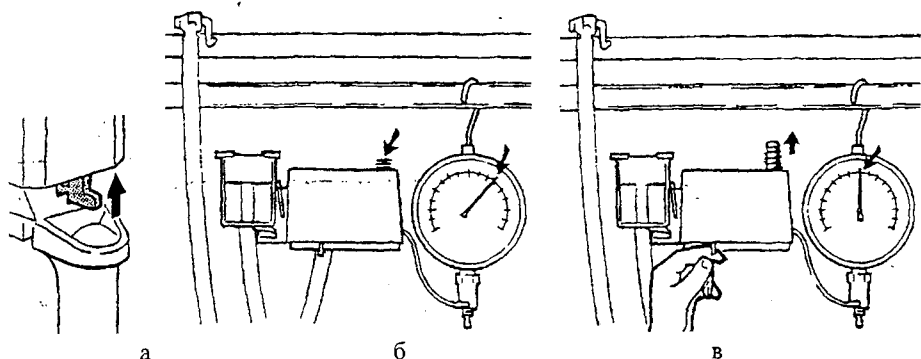


Рисунок- 6.3.20 Диагностирование ручного переключения режима доения:
 а) регулятор; б) подключение вакуумметра; в) переключение режима

Автоматическое переключение режима производят следующим образом. Поднимают поплавков (рис. 6.3.21а). Меха (опора) должны оставаться в режиме доения. Доильный вакуум сохраняется. Опускают поплавков на дно корпуса индикатора. Убеждаются, что Дуовак переключился в режим низкого вакуума (рис. 6.3.21б). Повторяют это несколько раз.

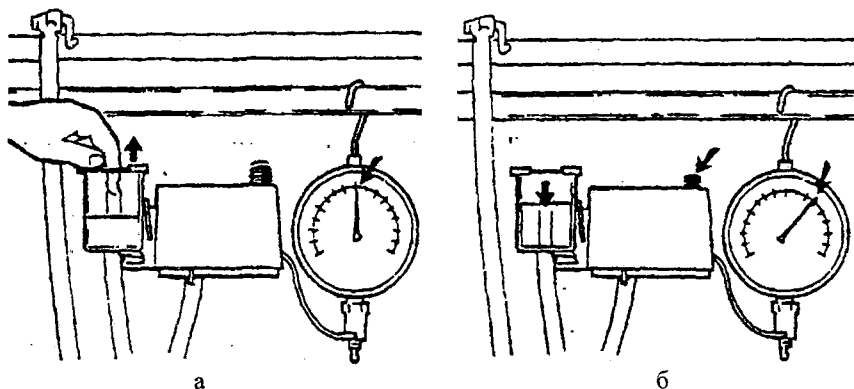


Рисунок-6.3.21 Диагностирование автоматического переключения режима доения:
 а) подъем поплавка; б) опускание поплавка

Тестер Alfa Tronic MK IV используют после 20–30 минут работы для измерения частоты пульсации, соотношения пульсации, коэффициента пульсации и коэффициента атмосферного давления. Если при измерении окажется, что вышеуказанные величины значительно выше существующих стандартов, проверяют, чтобы доильные стаканы и в особенности их резиновые части были не поврежденными и в хорошем состоянии, хорошо прилегали. После этого еще раз измеряют частоту пульсации, соотношение пульсации, коэффициент пульсации и коэффициент атмосферного давления (рис. 6.3.22).

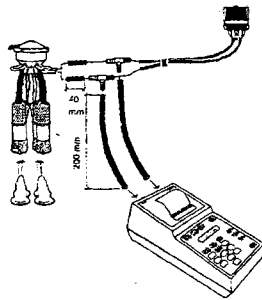


Рис. 6.3.22 Диагностирование пульсатора HP 102 с помощью тестера Alfa-Tronic

Номинальная скорость 60 пульсов в минуту соответствует температуре $+20^{\circ}\text{C}$. Время одного полного цикла пульсации измеряется в секундах. Частота пульсации (рис. 6.3.23) указывает на количество циклов пульсации в минуту. Она определяется путем измерения количества двойных ударов в течение одной минуты. Обычная скорость – 60 пульсов в минуту. Для более эффективной дойки скорость пульсации должна быть постоянной. Нормативная частота пульсаций определяется температурой окружающей среды и рабочим вакуумметрическим давлением (рис. 6.3.23а,б).

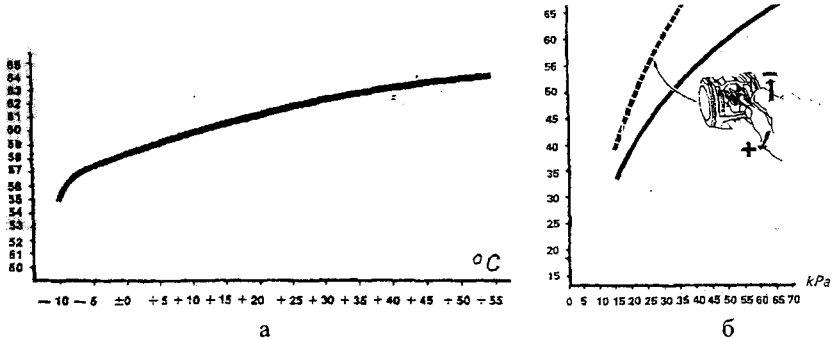
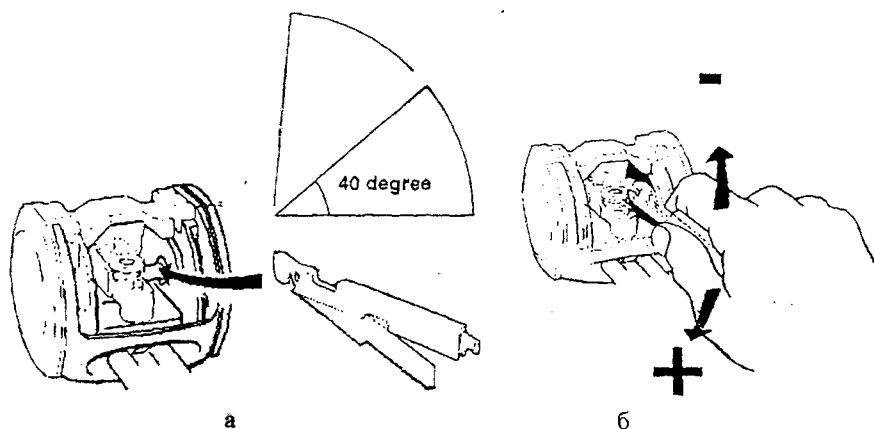


Рисунок – 6.3.23 Влияние внешних факторов на частоту пульсации:
а) температура; б) давление

Перед регулировкой частоты пульсаций пульсатор HP 102 необходимо промыть. В зависимости от необходимости увеличить или уменьшить скорость пульсации, стержень направляется вверх или вниз. Используются специальные плоскогубцы. Другие инструменты могут повредить стержень. Разбирают пульсатор и с помощью плоскогубцев (рис. 6.3.24а) поворачивают стержень (вверх – для уменьшения скорости, вниз – для увеличения скорости).

Поворот стержня на 40 градусов изменяет скорость от 1 до 15 пульсов в минуту. При увеличении скорости пульсации не следует направлять стержень высоко вверх по направлению стороны "плюс". В этом случае пульсатор не начнет работу при проверке. Стержень необходимо повернуть назад до начала работы пульсатора, показания необходимо считать и снова отрегулировать скорость (рис. 6.3.24б).

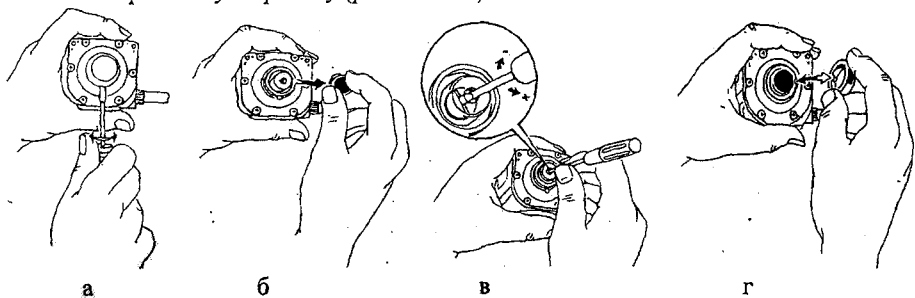


Рисунок– 6.3.24 Регулировка пульсатора HP 102:

а) поворот стержня; б) направления регулировки

Регулировка частоты пульсаций пульсатора AERODYN Exact выполняется следующим образом. Снимают крышку с правого конца пластины с помощью отвертки (рис. 6.3.25а) и резиновую крышку (рис. 6.3.25б). Затем отверткой поворачивают игольчатый клапан: по часовой стрелке – для меньшей частоты пульсаций и против часовой стрелки – для большей частоты пульсаций (рис. 6.3.25в).

Поворот на 90 градусов соответствует приблизительно трем тактам, если скорость приблизительно 60 пульсов в минуту, а уровень вакуума 50 кПа. Затем устанавливают резиновую крышку (рис. 6.3.25г).



Рисунок– 6.3.25 Регулировка пульсатора EVRODIN:

а) снятие крышки; б) снятие резиновой крышки; в) регулировка игольчатого клапана; г) установка резиновой крышки

Для измерения параметров пульсаций давления применяется прибор VPR100, показанный на рисунке 6.3.26. Измерение частоты и фаз производится подключением датчика давления прибора в разрыв короткого вакуумного патрубка от коллектора к доильному стакану (рис. 6.3.26а). Результаты измерения показываются в виде графика с характеристикой параметров (рис. 6.3.26б).

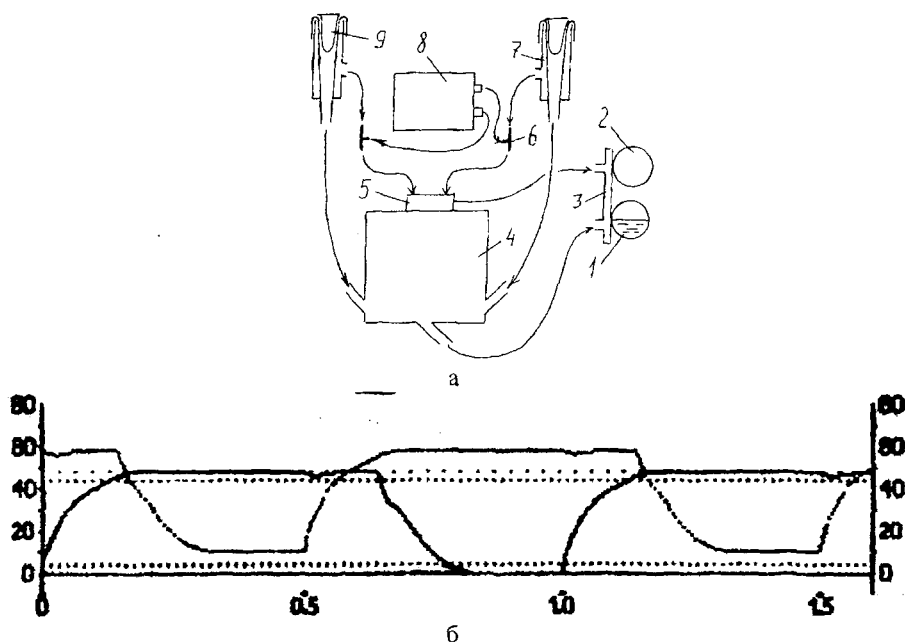


Рисунок- 6.3.26 Диагностика пульсационных циклов:

а) схема (1 – молочный трубопровод; 2 – вакуумный трубопровод; 3 – ручка доильного аппарата; 4 – коллектор; 5 – распределитель; 6 – тройник; 7 – доильный стакан; 8 – прибор диагностический; 9 – заглушка); б) графическое отображение цикла

Диагностический прибор VPR25 может измерять шесть параметров пульсационного цикла (фазы A+B, B, C, D, частоту пульсаций и максимальный вакуум) и три параметра вакуумметрического давления (минимальный, средний и максимальный вакуум) (рис. 6.3.27). Измерение фаз пульсационного цикла производится в % или мс. На рисунке 6.3.27 показана передняя панель прибора с индикаторными лампочками и кнопками управления. В таблице 6.3.2 приведено назначение кнопок и сигнальных лампочек.

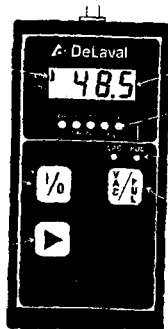








Рисунок- 6.3.27 Информационная панель диагностического прибора VPR25

Назначение средств индикации прибора ВПР-25

Обозначение	Назначение
	лампочки индикации измеряемого параметра (фаз пульсационного цикла или характеристик вакуумметрического давления)
	лампочки индикации измеряемого объекта (вакуума или пульсационного цикла)
	кнопка включения диагностического прибора и выбора единиц измерения (кПа или мм.рт.ст)
	кнопка выбора объекта измерения (вакуума или пульсационного цикла)
	лампочки индикации выбранного объекта измерения (вакуума или пульсационного цикла)
	кнопка выбора конкретных параметров (фаз пульсационного цикла или характеристик вакуумметрического давления)

Диагностический прибор подключают в разрыв короткой вакуумной трубки с помощью тройника и шланга. Нажимают на кнопку выбора конкретных параметров и удерживают ее в течение 3 секунд для включения прибора. Включаются лампочки и индикация единиц измерения. Нажимают на кнопку включения диагностического прибора и выбора единиц измерения (кПа или мм.рт.ст.) для выбора единиц измерения. Нажимают на кнопку выбора объекта измерения. Нажимают на кнопку выбора соответствующей лампочки индикации измеряемого параметра.

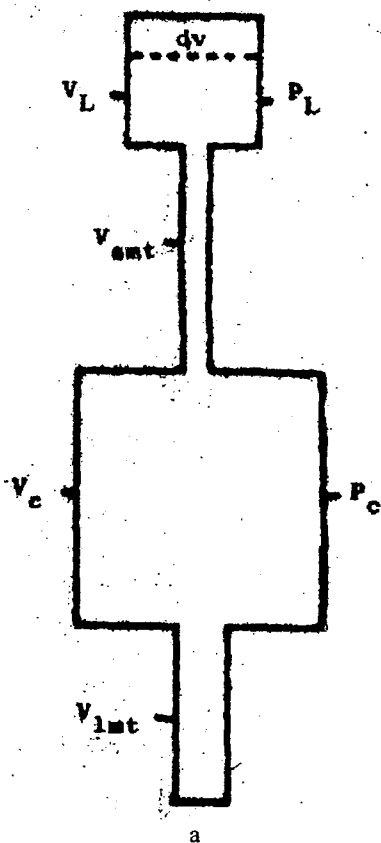
Новейшие конструкции доильных аппаратов отличаются большими объемами коллекторов. Увеличение объемов этих устройств положительно сказывается на снижении колебаний вакуума в подсосковом пространстве. Наличие визуальных потокомеров, коллекторов увеличенных емкостей способствует стабилизации колебаний вакуума в подсосковом пространстве. Ведь внутри системы доильного аппарата давление считается одинаковым как в подсосковом пространстве, так и в коллекторе (рис. 6.3.28). Принимая давление в сосковой резине равным давлению в коллекторе, а также учитывая изотермичность процесса вакуумирования, составляют систему уравнений с решениями степени колебаний вакуума для одновременного и попарного доения [33]

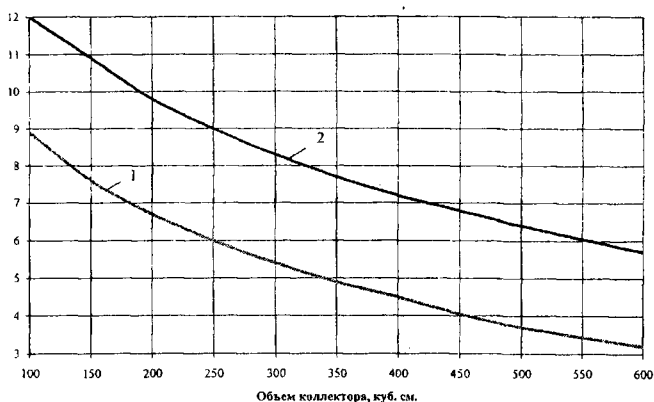
$$\begin{cases} V_1 P_1 = V_2 P \\ P_L = P_c = P \\ V_u = 4V_L + 4V_{sm} + V_c + V_{im} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} dP_{одн} = -P_1 \left(\frac{4dV}{V_u - 4dV} \right) \\ dP_{non} = -P_1 \left(\frac{2dV}{V_u - 2dV} \right) \end{cases}$$

где V_L – объем сосковой резины, когда она открыта; dV – изменение объема сосковой резины при сжатии; V_{sm} – объем короткой молочной трубки; V_c – объем потокомера; V_{im} – объем молочного шланга, участвующего в изменении давления в доильном аппарате; P_L – абсолютное давление в подсосковом пространстве; P_c – абсолютное давление в коллекторе; P_1 – давление при раскрытых сосковых резинах; P_2 – абсолютное давление, когда сосковая резина сжимается; V_u – объем внутреннего пространства доильного аппарата.

Для оценки влияния объема потокомера на колебания вакуума величины параметров $P_L=30$ см; $V_{\text{шт}}=10$ см³; $V_c=100, 150 \dots 450, 500, 600$ см³; $V_{\text{шт}}$ изменяется вместе с молочным потоком и перепадом давлений (принят равным 300 см³ – для одновременного доения и 150 см³ – для попарного доения); $dV=25$ см³; $P_1=55$ кПа (вакуум 45 кПа); $V_u = 4 \cdot 30 + 4 \cdot 10 + V_c + 300 = 460 + V_c$ – объем доильного аппарата при одновременном доении; $V_u = 4 \cdot 30 + 4 \cdot 10 + V_c + 150 = 310 + V_c$ – объем доильного аппарата при попарном доении.

Тогда изменение давления представляется в виде формул для одновременного доения $dP_{\text{одн}} = \left(\frac{5500}{V_c + 360} \right)$ и попарного доения $dP_{\text{поп}} = \left(\frac{2750}{V_c + 260} \right)$. Зависимости колебания вакуума от величины объема коллектора представлены на рисунке 6.3.28. Как видно, попарное доение в сравнении с одновременным способом доения сосков вымани обеспечивает потребность в меньшем объеме коллектора для обеспечения одинаковой величины допустимого колебания вакуума в подсосковом пространстве, и этот момент следует учитывать при диагностировании доильных аппаратов.





б

Рис. 6.3.28 Принципиальная физическая схема коллектора и доильных стаканов (а) и влияние объема коллектора на колебания вакуумметрического давления (б):
1 — парное доение; 2 — одновременное доение сосков

Работу счетчиков ухудшает отсутствие прямолинейности молокопровода. Основная причина такого явления — крутые подъемы молокопровода или большое провисание пластмассовых труб. Крутые подъемы молокопровода вызваны, как правило, затяжкой замены вышедших из строя мембран пневматических камер. В результате этих отказов ветви молокопровода в кормовых проходах оказываются постоянно поднятыми. Скопление молока в местах прогиба и его дальнейшее резкое продвижение переполняет дозаторы. Эксплуатация таких молокопроводов сопровождается сбиванием молока на подъеме. Пульсирующие движения создают условия для сбивания молочного жира.

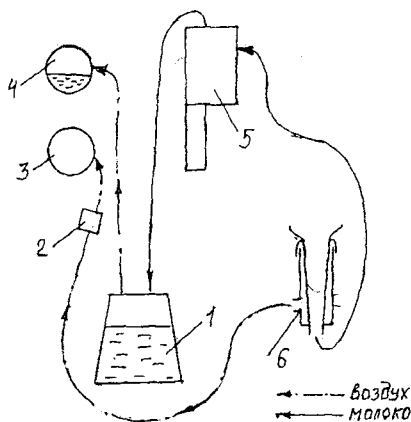
Один раз в год проверяют точность показаний устройства зоотехнического учета молока (рис. 6.3.29а). Устройство соединяют с молочно-вакуумным краном и производят доение коровы в доильное ведро. Определяют количество выдоенного молока по показаниям устройства, отсчитав его по рискам шкалы мензуры. Выливают молоко из доильного ведра в сосуд и определяют массу выдоенного молока, прошедшего через устройство. Относительную погрешность измерений устройства определяют по формуле

$$G = (X - X_1) \cdot 100\% / X_1, \quad (6.3.11)$$

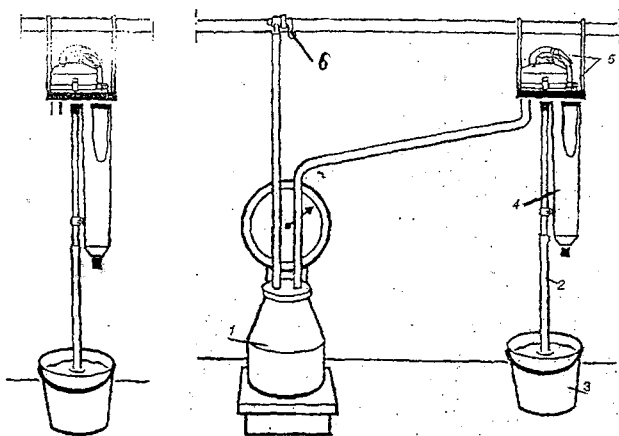
где X — показание устройства; X_1 — фактическая масса удоа.

Устройство считается выдержавшим испытание, если среднее значение трех измерений относительной погрешности не превышает 5%. Проверка точности показаний импортных устройств производится после разборки счетчика молока. Первый способ предусматривает перекачку известного количества воды с помощью вакуума через счетчик молока (рис. 6.3.37б). Определяют объем откачанной воды по шкале счетчика молока и сравнивают результаты измерения. Второй способ предусматривает перекачку воды в доильное ведро (рис. 6.3.29в). Для этого открывают вакуумный кран (б), перекачивают известное количество воды из ведра (з) в мензур (4).

По мензуре (4) определяют объем перекаченной воды. Затем, закрыв клапан шланга, снова открывают вакуумный кран (6). Нажав кнопку (5) в верхней части счетчика, пропускают воду в доильное ведро (1). Взвесив ведро с водой и учитывая показания измерительного контейнера, определяют вероятное отклонение измерения.



а



б

в

Рисунок- 6.3.29 Диагностика устройств зоотехнического учета молока:
 а) счетчик УЗМ-1А (1 - ведро доильное; 2 - пульсатор; 3 - вакуумный трубопровод;
 4 - трубопровод молочный; 5 - устройство учета молока; 6 - доильный стакан);
 б-в) счетчик (1 - ведро доильное; 2 - шланг; 3 - ведро; 4 - мензюра; 5 - кнопка; 6 - кран)

Регулировка показаний счетчика Милко-Скоп производится поворотом распределительной панели (рис. 6.3.30). Для этого снимают резиновый наконечник и уплотняющий диск, пропустив гайковерт через уплотняющую прокладку, и выкручи-

вают уплотняющий диск. Затем отвинчивают два болта, закрепляющие распределительную панель и поворачивают ее с помощью специального регулировочного клина. После этого закручивают болты и проверяют калибровку.

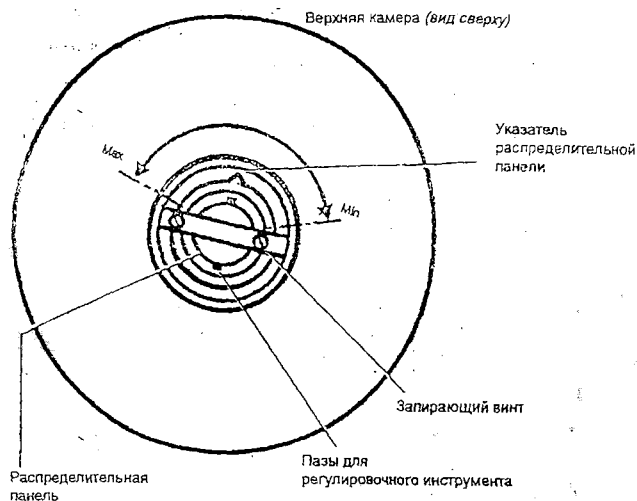


Рисунок- 6.3.30 Вид распределительной панели

При диагностике следует обращать внимание на количество одновременно используемых на рабочей линии молокопровода доильных аппаратов. Их количество должно соответствовать рекомендуемому числу для данного типа установки. Закрепление за оператором машинного доения малого числа коров требует наличия большого числа доярок и доильных аппаратов.

Это является, в конечном итоге, причиной повышенного расхода воздуха в момент подключения и отключения доильных аппаратов, их работы в физиологически недопустимых режимах, отсутствия резервного воздуха на клапане вакуумного регулятора. Изменение же величины вакуумметрического давления влияет на параметры пульсационного цикла (табл. 6.3.3).

Таблица 6.3.3

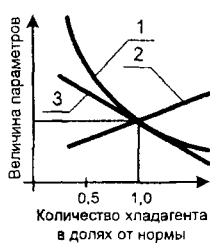
Изменение параметров пульсационного цикла в зависимости от величины вакуумметрического давления

Вакуумметрическое давление, кПа	Фазы пульсационного цикла				Частота пульсаций, пульсов в минуту
	В	A+B	С	D	
30	35,3	62,3	18,2	19	73
40	36,3	63,8	17,8	18,3	67
50	37,8	64,6	17,4	12,1	61
60	48,0	66,1	12,0	21,8	58

6.4 Техническое обслуживание и ремонт холодильного контура

6.4.1 Диагностирование и регулирование количества хладагента в холодильном контуре

Основные диагностические признаки избытка или недостатка хладагента в холодильном контуре – закономерности изменения давления конденсации и кипения, перегрева паров, продолжительности цикла работы компрессора. Например, избыток хладагента в системе повышает давление конденсации и кипения хладагента (рис. 6.4.1а-б), снижает перегрев паров и вынуждает компрессор работать частыми короткими циклами. Повышение давления конденсации паров объясняется уменьшением площади охлаждения конденсируемых паров. Узлами холодильного контура, содержащими излишки жидкого хладагента, являются конденсатор и ресивер. Количество же жидкого хладагента, поступающего в испаритель, регулируется пропускной способностью терморегулирующего вентиля и является постоянным. Поэтому уровень жидкого хладагента последовательно повышается сначала в ресивере (одно из назначений которого заключается в том, чтобы противостоять колебаниям жидкости), а затем и в конденсаторе. Из-за избыточного количества хладагента в системе половина труб конденсатора будет холоднее остальных (рис. 6.4.1в). Уменьшение поверхности теплообмена повышает температуру конденсированных паров хладагента, нагнетаемых компрессором. Этот процесс повышает температуру и давление конденсации. Высокое давление конденсации уменьшает массовый расход хладагента через компрессор вследствие повышенного давления хладагента, находящегося в защемленном пространстве (рис. 6.4.1г). Снижение массового расхода хладагента повышает давление и температуру кипения. Повышение температуры кипения (рис. 6.4.1д) снижает перепад температур между хладагентом и охлаждаемым молоком и, в конечном итоге, величину теплового потока, поглощаемого испарителем. Повышение давления конденсации и кипения наряду со снижением холодопроизводительности компрессора происходит в условиях постоянства перегрева пара в испарителе и значительного переохлаждения жидкости в ресивере. Рост давления конденсации повышает производительность терморегулирующего вентиля. Испаритель с пониженной холодопроизводительностью напитывается терморегулирующим вентилем большой пропускной способностью. Это вызывает пульсации терморегулирующего вентиля. Перегрев же, измеренный в точке крепления термобаллона на выходе из испарителя, – нормальный.



а



б

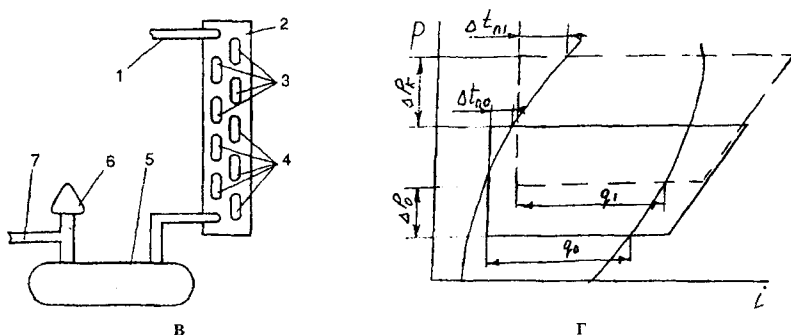


Рисунок- 6.4.1 Признаки избытка хладагента в системе:

a) общие (1 – продолжительность цикла работы компрессора; 2 – давление кипения или конденсации хладагента; 3 – перегрев паров хладагента); б) увеличение продолжительности охлаждения; в) повышенное число холодных труб конденсатора (1 – нагнетательный трубопровод; 2 – конденсатор; 3 – горячие трубы; 4 – холодные трубы с жидким хладагентом; 5 – ресивер; 6 – вентиль; 7 – жидкостный трубопровод); г) термодинамические признаки ($\Delta P_0 > 0$; $\Delta P_k > 0$; $\Delta t_{n1} > \Delta t_{no}$)

Кроме того, компрессор потребляет большую мощность. Энергия, потребляемая электродвигателем компрессора, зависит в основном от давления конденсации. Высокое давление конденсации увеличивает величину сопротивления при сжатии паров хладагента. Компрессор потребляет из электросети большее количество энергии (через электродвигатель протекает большой ток). Чтобы обеспечить сжатие паров, электромотор должен привести поршни компрессора в возвратно-поступательное движение и снабдить их необходимой энергией для перемещения внутри цилиндров.

Энергия, которую должен передать электромотор компрессора поршням, зависит главным образом от сил, препятствующих подъему поршней во время цикла сжатия газа в цилиндрах. Чем больше увеличивается давление нагнетания, тем больше растет сила тока, потребляемого электродвигателем компрессора из сети (прирост давления нагнетания на величину, эквивалентную повышению температуры конденсации на 1°C , соответствует росту потребляемой электроэнергии примерно на 3%). Охлаждение электродвигателя герметичного компрессора ухудшается. Температура корпуса компрессора повышается (возможен выход из строя обмотки электродвигателя). Повышается также температура масла в картере компрессора и температура на нагнетательной линии. Если факт наличия излишек хладагента в холодильном контуре установлен, то для обеспечения нормальной работы холодильной установки необходимо слить часть хладагента из контура. Чрезмерная заправка зачастую обусловлена недостатком опыта у монтажника (или ремонтника), вследствие чего он заправляет установку с избытком, считая, что тем самым гарантируется нормальная ее работа, если вдруг в установке имеется негерметичность.

Основными диагностическими признаками недостатка хладагента являются низкое давление в испарителе и большой перегрев паров (рис. 6.4.1a). Недостаток хладагента в системе, наоборот, снижает параметры конденсации и кипения, увеличивает перегрев и вынуждает компрессор непрерывно работать (рис. 6.4.2a).

Применяют несколько способов определения недостатка хладагента: 1) с помощью смотрового стекла или указателя уровня жидкости; 2) по переохлаждению жидкости; 3) по перегреву пара хладагента. При использовании способа со смотровым стеклом следят за потоком хладагента через смотровое стекло (рис. 6.4.2б).

Устойчивый поток пузырьков указывает на недостаточное количество хладагента в системе. Если пузырьки появляются периодически, то следует оставить машину включенной и проверить, не исчезнут ли пузырьки. Если пузырьки остаются, то в системе недостаточное количество хладагента. При использовании указателя уровня жидкости (рис. 6.4.3в), расположенном обычно в нижней части конденсатора, открывают отверстие на указателе. Непрерывный поток жидкого хладагента из отверстия свидетельствует о нормальной зарядке системы.

Если из отверстия выходит непрерывный поток пара, то в системе недостаточное количество хладагента. При проверке наличия хладагента по переохлаждению жидкости измеряют термометром температуру жидкостного трубопровода на выходе из конденсатора (рис. 6.4.4г). Манометровый коллектор соединяют с вентилями установки и закрывают вентили на манометровом коллекторе. Открывают вентили установки до появления давления в системе (определяют по манометрам). Ослабляют соединения шлангов на манометровом коллекторе и выпускают пар хладагента в течение нескольких секунд, а затем затягивают соединения. Сравнивают температуру жидкостного трубопровода с температурой конденсации, которую определяют по таблице параметров хладагента в состоянии насыщения. Температура жидкостного трубопровода должна быть примерно на 2°C ниже температуры конденсации.

Если температура трубопровода ниже температуры конденсации менее чем на 2°C, то в систему необходимо добавить хладагент. Одна из самых больших сложностей в работе ремонтника заключается в том, что он не может видеть процессов, происходящих внутри трубопроводов и в холодильном контуре. Тем не менее, измерение величины переохлаждения может позволить получить относительно точную картину поведения хладагента внутри контура.

Чем меньше будет хладагента в установке, тем меньше будет его жидкой фазы на выходе из конденсатора и тем меньше будет степень переохлаждения. В пределах при значительной нехватке хладагента в контуре холодильной установки на выходе из конденсатора будет находиться парожидкостная смесь, температура которой будет равна температуре конденсации, то есть переохлаждение будет равно 0 С.

Недостаточная заправка хладагента всегда приводит к уменьшению переохлаждения. Отсюда следует, что грамотный ремонтник не будет без оглядки добавлять хладагент в установку, не убедившись в отсутствии утечек и не удостоверившись, что переохлаждение аномально малое. Измерения величины переохлаждения являются идеальными для диагностики процесса функционирования классической холодильной установки. Слишком малое переохлаждение свидетельствует о недостатке хладагента в конденсаторе. Повышенное переохлаждение указывает на избыток хладагента в конденсаторе.

При использовании способа перегрева пара хладагента закрепляют термометр на всасывающем трубопроводе на расстоянии 15 см от компрессора (рис. 6.4.5д). Если на агрегате имеется всасывающий штуцер, то к нему присоединяют манометр низкого давления с помощью шланга низкого давления манометрового коллектора. Термометр (рис. 6.4.5е) закрепляют на среднем калаче испарителя. Если имеется

всасывающий штуцер, то определяют разность между температурой всасывающего трубопровода и температурой насыщения, эквивалентной давлению всасывания при работающем агрегате. Температуру насыщения определяют по таблице параметров хладагента в состоянии насыщения.

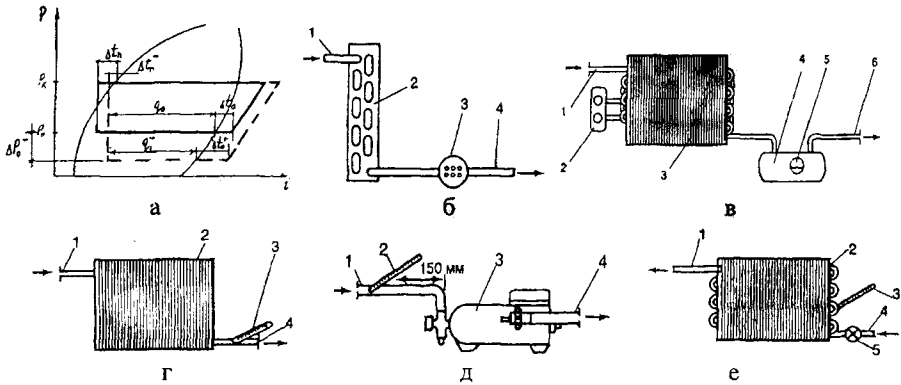
Если всасывающего штуцера нет, то проверяют разность температур с помощью двух термометров. Разность температур должна составлять примерно $11-17^{\circ}\text{C}$. Значительный перегрев свидетельствует о недостатке хладагента, а перегрев менее 7°C – об его избытке. Недостаток хладагента ощущается в каждом элементе контура, но особенно этот недостаток чувствуется в испарителе, конденсаторе, ресивере и жидкостной линии.

При нормальной заправке жидкостная линия заполнена только переохлажденной жидкостью, но при нехватке хладагента в ней будет находиться парожидкостная смесь, поступающая на вход терморегулирующего вентиля. Поскольку на входе в терморегулирующий вентиль жидкости не хватает, ее также не хватает на выходе, и последняя капля испаряется в испарителе слишком рано. Как следствие, пары хладагента длительное время находятся в контакте с охлажденным молоком, обеспечивая большую протяженность зоны перегрева. Вот почему температура термобаллона аномально повышена.

Из-за недостаточного количества жидкости испаритель слабо заполнен хладагентом, в результате снижается холодопроизводительность. Низкая холодопроизводительность приводит к тому, что молоко в танке-охладителе охлаждается плохо. Компрессор может потенциально отсосать гораздо больше пара, чем производит испаритель, поэтому давление испарения также аномально падает. Ввиду того, что перегрев очень высокий и температура термобаллона увеличилась, температура пара на входе в компрессор также возрастает. Но охлаждение электродвигателей герметичных и полугерметичных компрессоров осуществляется, главным образом, при помощи всасываемых паров.

Если температура этих паров высокая, мотор охлаждается плохо. Как следствие, картер компрессора будет горячим вместо того, чтобы быть чуть теплым, на уровне всасывания и чрезмерно горячим в нижней части, где находится масло. Таким образом, по причине аномально высокого перегрева по линии всасывания весь компрессор целиком может становиться аномально горячим. Вследствие повышения температуры паров на линии всасывания, температура пара в магистрали нагнетания будет также повышенной. Поскольку в контуре ощущается нехватка хладагента, точно также его будет недостаточно в зоне переохлаждения (рис. 6.4.2ж). Однако если в трубопроводе при нормальных условиях полностью залитом жидкостью начинает ощущаться ее недостаток, в нем обязательно появится насыщенный пар этой жидкости.

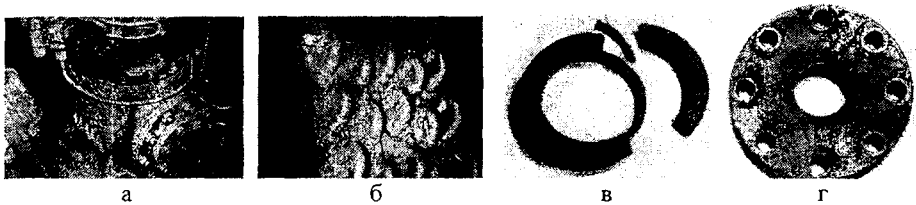
Следовательно, образовавшаяся парожидкостная смесь будет выходить из конденсатора без какого бы то ни было переохлаждения. Таким образом, в ресивер будет попадать очень мало жидкого хладагента и ее забор с помощью заборной трубки значительно усложнится. В предельном случае, если нехватка жидкости станет очень значительной, жидкостная линия окажется опустошенной и компрессор может очень быстро отключиться по сигналу защитного реле. При этом из ресивера будет выходить парожидкостная смесь (преимущественно, насыщенный пар при температуре конденсации).



Рисунок—6.4.2 Диагностика зарядки холодильного контура:

а) по термодинамическим параметрам; б) смотровым стеклом (1 — нагнетательный трубопровод; 2 — конденсатор; 3 — смотровое стекло; 4 — жидкостный трубопровод); в) указателем уровня (1 — нагнетательный трубопровод; 2 — указатель уровня жидкости; 3 — конденсатор; 4 — ресивер; 5 — смотровое стекло ресивера; 6 — трубопровод); г) по температуре переохлаждения хладагента (1 — нагнетательный трубопровод; 2 — конденсатор; 3 — термометр; 4 — жидкостный трубопровод); д) по перегреву пара на всасывающем трубопроводе (1 — всасывающий трубопровод; 2 — термометр; 3 — компрессор; 4 — нагнетательный трубопровод); е) по температуре перегрева на калаче (1 — всасывающий трубопровод; 2 — испаритель; 3 — термометр; 4 — жидкостный трубопровод; 5 — регулирующий вентиль)

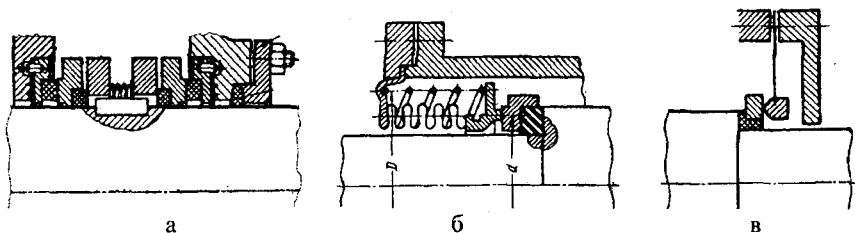
Недостаток хладагента может быть вызван его утечками. Утечка пятой части заправленного хладагента (до 20%) сохраняет нормативную работоспособность холодильного агрегата. Уменьшение количества хладагента на 20–30% понижает давление в испарителе, увеличивает перегрев пара и продолжительность охлаждения. Потеря 60–70% хладагента препятствует достижению требуемой температуры охлаждения. В этом случае давление нагнетания низкое, а жидкий хладагент отсутствует в конденсаторе. Наличие утечек хладона из системы трудно заметить вследствие отсутствия его запаха и цвета. В загазованном хладонами помещении возможно удушье обслуживающего персонала, а при пользовании открытым пламенем (например, при сварке) — отравление. Запах хладона ощущается при его концентрации 20–25%, но при нахождении человека в загазованном помещении в течение 0,5–1,0 часа даже при концентрации хладона менее 20% может произойти отравление организма. Поэтому определение утечек хладона производится каждую смену, а для автоматизированных установок — при их освидетельствовании и обслуживании. Механик должен владеть различными способами обнаружения утечки хладагента, так как эта неисправность широко распространена. Места утечки хладагента определяют разными способами: обнаружением следов масла, добавлением в хладагент полимерных индикаторов, обмыливанием, галоидными лампами. Появление масляных подтеков в узлах холодильной установки свидетельствует о возможных утечках хладагента, поскольку вязкость масла значительно выше вязкости хладагента. Предполагаемые места утечки протирают ветошью, смоченной в растворителе (бензине или ацетоне), и оборачивают чистой бумагой. Наиболее часто подтеки масла появляются на изношенных сальниковых уплотнениях компрессоров (рис. 6.4.3).



Рисунок—6.4.3 Признаки и причины утечек хладагента:

а) через сальник; б) через калачи конденсатора; в) разрушение графитовой втулки; г) трещины на фланце сальника

В ротационных компрессорах наибольшее распространение получили уплотнения пружинного типа. Крышка подшипника имеет выступающий тщательно обработанный кольцевой участок, который используют в качестве поверхности уплотнения. К этой поверхности с помощью цилиндрической пружины прижимается диск уплотнения. Эти уплотнения хорошо зарекомендовали себя на практике и имеют ряд модификаций. На рисунке 6.4.4а показан сальник с двухсторонним уплотнением, работающий по указанному принципу. Компрессоры могут иметь уплотняющие устройства других типов: мембранные, сильфонные и другие. Сильфонные сальники, схема которых дана на рисунке 6.4.4б, применяют для уплотнения валов небольших диаметров (до 40–50 мм). Так как гибкие цилиндрические мембраны-сильфоны почти не обладают собственной упругостью, прижатие уплотняющих элементов друг к другу осуществляется пружиной. Для того чтобы изменение давления в компрессоре не влияло на величину удельного давления на поверхности уплотнения, средний диаметр уплотняющего кольца делают равным среднему диаметру сильфона. Сильфоны изготавливают обычно из латуни ЛТ90 или Л80, а также из нержавеющей стали 1Х18Н9Т. Пружины делают из легированных сталей. Мембраны изготавливают из легированных сталей типа 65Г.



Рисунок—6.4.4 Типовые сальники компрессоров:

а) пружинный; б) сильфонный; в) мембранный

Определение мест утечек хладагента галоидными лампами основано на изменении цвета пламени при сгорании топлива (спирта или пропана) в присутствии фтор- или хлорсодержащих газов (рис. 6.4.5а). Для обнаружения утечек спиртовую галоидную лампу заправляют спиртом-ректификатом, затем наливают немного спирта в чашку и поджигают его. После прогрева лампы открывают клапан и регулируют высоту пламени в пределах 6–15 мм таким образом, чтобы пламя соприка-

салось с медным колпачком или кольцом. Свободный конец резинового шланга подносят к местам вероятной утечки хладона, перемещая на расстоянии 1–1,5 мм от поверхности. При отсутствии в воздухе, поступающем через шланг, пара хладона пламя имеет голубой цвет. Если в воздухе имеется пар хладона, то при температуре 600–700°C происходит разложение хладона с образованием хлористого и фтористого водорода.

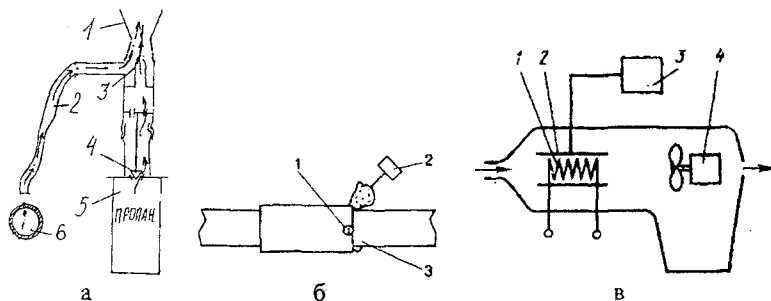


Рисунок-6.4.5 Методы обнаружения мест утечки хладагента:

- а) галоидной лампой (1 – диффузор; 2 – шланг; 3 – дроссель; 4 – клапан; 5 – емкость; 6 – исследуемый объект); б) жидкой пластмассой или мыльной пеной (1 – пузырек, указывающий на утечку; 2 – сосуд для обмазывания жидкой пластмассой или мыльным раствором; 3 – место утечки); в) атмосферный датчик галоидного течеискателя (1 – платиновая спираль; 2 – электрод; 3 – усилитель; 4 – вентилятор)

Эти газы в присутствии раскаленной меди окрашивают пламя в цвет, зависящий от объемной концентрации хладона, проходящего через шланг (табл. 6.4.1). Галоидную лампу не следует использовать для фреоновых установок, которые работают на холодильных агентах, не содержащих хлор ($R134A$ и $R404A$), так как она реагирует на хлор, не содержащийся в таких агентах.

Таблица 6.4.1

Цветовые признаки диагностики утечек хладона

Объемная концентрация хладона в воздухе, %	Цвет пламени галоидной лампы
До 0,1	Темно-зеленый
1,0	Зелено-синий
Более 1,0	Ярко-голубой

Используют также флюоресцирующие добавки, вводимые в систему. Если подсвечивать места возможных утечек ультрафиолетовой лампой, то малейшие течи становятся видны. Применяют полимерные индикаторы герметичности. Их добавляют к хладонам. В местах неплотности индикатор образует красные пятна. Способ выявления мест утечек хладагента обмыливанием основан на использовании мыльного раствора или жидкой пластмассы. Этими средствами обмазывают каждое соединение, всю арматуру и все прокладки в системе. В месте утечки хладагента в течение 5 секунд появляются пузырьки (рис. 6.4.5б). Высокую чувствительность по-

лучают при проверке герметичности с помощью галогенных детекторов. Они основаны на эмиссии положительных ионов. В них используется платиновый анод, разогреваемый до температуры 800–900°C, с чувствительным свободным или встроенным телефоном. Раскаленная платиновая спираль обычно вкладывается в цилиндрические катоды, которые ловят положительно заряженные ионы. Когда ионовое течение усиливается, появляется умеренный звуковой сигнал в телефоне (рис. 6.4.5в). Ионный ток измеряется усилителем (3). Воздух вместе с галогенами, выходящими из камеры, засасывается в датчик вентилятором (4). Электронные теческатели представляют собой переносные приборы для определения утечек любых хладагентов типа *CFC, HFC, HCFC* и их смесей. Например, детектор утечки *L-790* с 10 различными диапазонами чувствительности имеет гибкий провод с датчиком (металлорукав), датчик с ионным насосом, системы звукового и светового сигналов, микропроцессорное регулирование. При работе металлорукав с датчиком выправляется и в виде антенны-указки используется для подвода датчика к возможным местам утечки хладагента из холодильного контура молокоохладительной установки. Низкой чувствительностью прибора пользуются при обнаружении утечек хладагентов типа *R12, R22*, а высокой – хладагентов *R134, R404a, R507*. Диагностирование проводят в местах наиболее вероятных утечек (на спаях, муфтах, фланцах). Поиск ведут, перемещая наконечник со скоростью до 25 мм/с, с самого низкого порога чувствительности. Следует несколько раз проверить наличие течи, перенося датчик в зону чистого воздуха, а затем в зону предполагаемого места утечки. Наличие течи каждый раз во время проверки в одном и том же месте подтверждает звуковой сигнал. Оптимальная чувствительность обеспечивает звуковой сигнал переменной мощности без полного насыщения.

Технически самыми точными (и самыми дорогими) в настоящее время являются приборы, обнаруживающие негерметичность с помощью метода матричного спектрометра. Спектрометры позволяют установить спектр веществ анализируемых смесей газов. Собственный воздушный компрессор прибора всасывает окружающую среду в сенсор, в котором образуется поляризованная смесь газов; возникающие при этом ионы собираются в поляризаторе, и далее путем спектрального анализа производится определение состава засасываемого газа. Разработанные в последние годы спектрометры имеют специальные анализаторы, которые работают только в электрическом поле и не требуют присутствия магнитного поля. Часто для удобства в эксплуатации такие анализаторы настраиваются на какое-то выбранное вещество.

Так устроены, например, гелиевые приборы по поиску негерметичности. Большой интерес для сервисной службы представляют разработанные в последние годы производителями вакуумной техники селективные детекторы хладагентов для холодильной техники. Системная индикация обнаруживает локальную негерметичность до 0,5 грамма в год менее чем за 1 сек. Эти приборы содержат в памяти запрограммированные данные типичных хладагентов, которые распознают холодильные агенты с точностью до 0,1 грамма в год.

Не рекомендуется применять в качестве способа обнаружения утечки хладагента вакуумирование системы. Во-первых, нельзя точно определить место утечки, во-вторых, кусочек краски или песчинка могут перекрыть место утечки, в результате чего прекращается снижение давления в системе. В-третьих, в систему всасывается

больше воздуха и влаги, а для их удаления потребуется увеличить продолжительность вакуумирования.

Заполнению холодильного контура хладагентом предшествует операция проверки ее герметичности. Основной метод – создание в системе избыточного давления газов, не содержащих в себе влаги (углекислота или осушенный азот). Использование для этой цели воздуха, даже осушенного, нежелательно. Это обусловлено ухудшением свойства ряда масел при контакте с воздухом. Проверка герметичности давлением предусматривает ряд последовательных действий. Баллон с углекислотой или осушенным азотом (рис. 6.4.6а) посредством прорезиненного рукава, пригодного для давлений свыше 1,5 МПа, соединяют со штуцером тройника всасывающего вентиля (шпindel вентилia открыт). Отворачиванием вентиля баллона поднимают давление в холодильном контуре сначала до 400–450 кПа, а затем до 1000 кПа и, закрывая вентиль баллона на каждой из стадий, обмывают соединения, находящиеся под давлением (рис. 6.4.6б). Затем шпindel всасывающего вентиля последовательно переводят в открытое положение (для отсоединения прорезиненного шланга от тройника вентиля) и рабочее положение. После этого холодильный контур агрегата выдерживается под давлением в течение 10–12 часов.

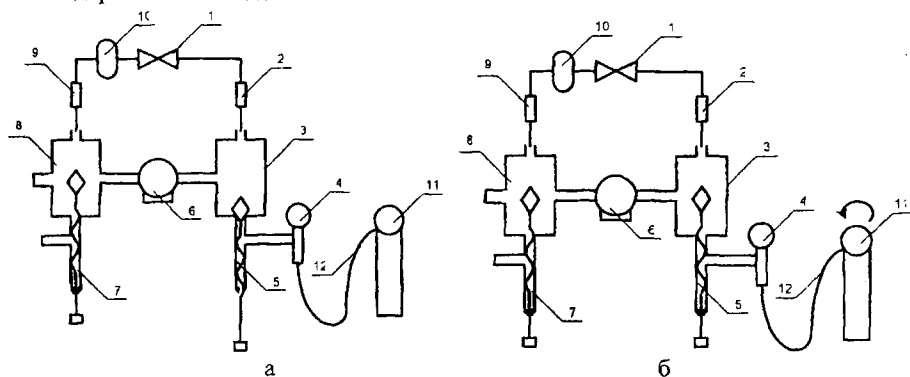


Рисунок – 6.4.6 Этапы проверки герметичности системы давлением:

- 1 – терморегулирующий вентиль; 2 – испаритель; 3 – вентиль всасывающий; 4 – манометр;
5 – шпindel; 6 – компрессор; 7 – шпindel; 8 – вентиль нагнетательный; 9 – конденсатор;
10 – ресивер; 11 – баллон с газом высокого давления; 12 – прорезиненный рукав

Диагностика герметичности холодильного контура давлением производится с помощью манометрического коллектора (рис. 6.4.7). К заправочному штуцеру вентиля жидкостного ресивера подключают входной штуцер манометрического коллектора от манометра высокого давления. К сервисному штуцеру фильтра на всасывающей магистрали подключают входной штуцер манометрического коллектора от манометра низкого давления. Входной штуцер манометрического коллектора соединяют с баллоном, наполненным хладагентом и через тройник соединяют с редуктором давления на баллоне, наполненном сухим азотом (рис.).

Вентиль на жидкостном ресивере и вентили на манометрическом коллекторе открывают на 2–3 оборота. Приоткрыв вентиль баллона с хладагентом, контур заполняют парами хладагента до давления 30–40 кПа. Закрывают вентиль баллона с

хладагентом. Через редуктор давления надувают контур сухим азотом до давления 0,9–1,0 МПа. Присутствие паров хладагента в контуре ускоряет проверку герметичности соединений, которые осуществляют с помощью электронного течеискателя. Сушка системы вакуумированием направлена на удаление влаги из холодильного контура. Возможность этой операции обусловлена зависимостью между давлением и температурой кипения воды. Снижая давление, понижают температуру кипения воды. Для работ по вакуумированию, удалению неконденсирующихся примесей и осушке холодильного контура (рис. 6.4.13) используют заправочную станцию или двухступенчатый вакуумный насос с манометрическим коллектором и вакуумметром. Обязательным условием вакуумирования импортных холодильных агрегатов является подключение вакуумного насоса к всасывающей и нагнетательной магистралям одновременно.

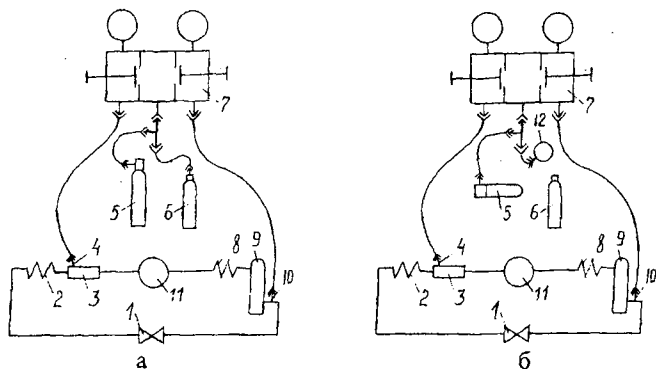
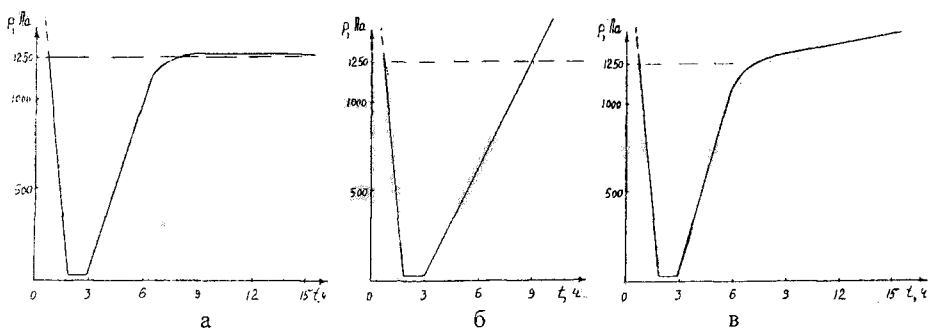


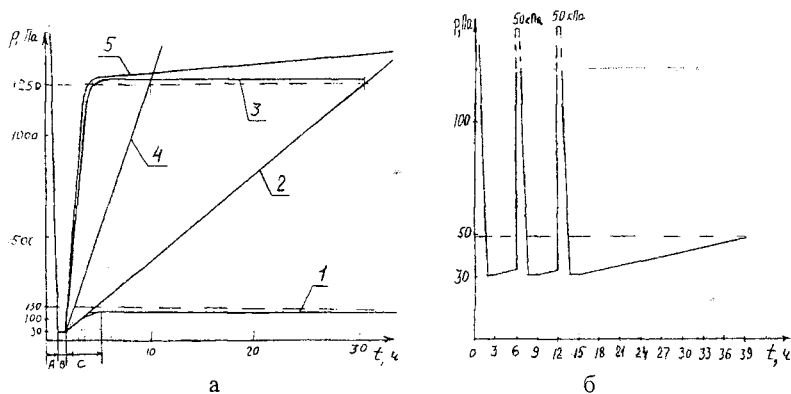
Рисунок – 6.4.7 Техническое обеспечение диагностики герметичности контура:
а) давлением (1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3 – фильтр-очиститель; 4, 10 – штуцера; 5 – баллон с азотом; 6 – баллон с хладагентом; 7 – манометрический коллектор; 8 – конденсатор; 9 – ресивер; 11 – компрессор); б) вакуумированием (5 – насос вакуумный; 12 – вакуумметр)

Вакуумирование и осушку холодильного контура проводят в следующей последовательности. Включают картерный нагреватель компрессора. Подсоединяют манометрический коллектор и вакуумный насос к штуцерам фильтра-очистителя на входе в компрессор и запорного вентиля ресивера. Открывают вентили манометрического коллектора и вентиль перед вакуумным насосом и вакуумируют контур до остаточного давления ниже 30 кПа. После работы вакуумного насоса при этом остаточном давлении в течение 1 часа закрывают вентиль перед вакуумным насосом и выдерживают систему под вакуумом в течение 3 часов. Давление при этом не должно превысить 130 Па. Если после остановки вакуумного насоса давление в контуре монотонно возрастает со скоростью более 30 Па/час, значит либо в контуре слишком много влаги, либо его герметичность нарушена. В этом случае рекомендуется выдержать установку под вакуумом еще в течение 3 часов и окончательный вывод о причине роста давления сделать на основании характера дальнейшего повышения давления в контуре (рис. 6.4.14). В случае (рис. 6.4.8а) можно продолжать работу по вакуумированию и осушке контура. В случаях (рис. 6.4.8б–в) необходимо повторить работу по проверке герметичности системы.



Рисунок—6.4.8 Признаки состояния холодильного контура:
 а) герметичный без влаги; б) герметичный с влагой; в) негерметичный без влаги;

После первого вакууммирования и выдержки под вакуумом работу по вакууммированию, осушке и удалению неконденсирующихся примесей продолжают в следующей последовательности (рис. 6.4.9).



Рисунок—6.4.9 Характер роста давления в холодильном контуре во время его выдержки под вакуумом:

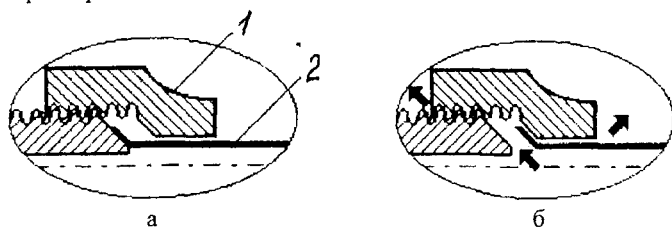
а) сравнительные характеристики (1, 2 — герметичность контура вполне удовлетворительная, влага практически отсутствует; 3 — герметичность контура вполне удовлетворительная, одна ко влага удалена не полностью; 4 — влага из контура практически удалена, однако его герметичность недостаточна; 5 — герметичность контура недостаточна, влага удалена не полностью; А — продолжительность откачки контура вакуумным насосом (1,5–2 часа); В — продолжительность вакууммирования при остаточном давлении 30 Па (1 час); С — минимальное контрольное время оценки герметичности контура (3 часа)); б) герметичный контур без наличия влаги

Открывают всасывающий и нагнетательный запорные вентили. Подключаю вместо вакуумного насоса баллон с хладагентом и, открыв вентиль, наполняют контур парами осушенного хладагента до абсолютного давления 30–50 кПа.

Закрыв вентиль на баллоне с хладагентом, производят второе вакууммирование контура до уровня ниже 30 Па. После вторичного вакууммирования вновь заполняю

контур сухим хладагентом до абсолютного давления 30–50 кПа и вновь вакуумируют. После трехкратного вакуумирования и выдержки установки под вакуумом не менее 24 часов при условии поведения установки под вакуумом при остановленном вакуумном насосе в соответствии с кривой 1 на рисунке 6.4.9 (прирост давления за 24 часа не выше 50 Па), можно (рис. 6.4.9) приступить к заправке установки хладагентом.

Тестирование холодильного контура вакуумом с контролем прироста давления без испытаний на плотность следует избегать. Это объясняется тем, что арматура и уплотнения, а также сварные и паяные соединения, работающие под давлением, могут под вакуумом работать по-другому. На рисунке 6.4.10 изображено подключение развальцованной медной трубки к ниппелю наконечнику с плохо закрученной гайкой, которая должна, следовательно, приводить к негерметичности. Если контур находится под вакуумом, наружное давление прижимает развальцовку к ниппелю. Проход для воздуха ничтожный, негерметичность не обнаруживается. Если же контур находится под давлением, то оно отжимает фланец трубки от ниппеля. Утечка становится значительной и легко обнаруживается. Кроме того, воздух менее текуч и соединение, выдержавшее вакуум в течение длительного времени, даст течь после заправки хладагентом. Время корректного испытания установки под вакуумом составляет более 144 часов. Кроме этого, в вакуумированную установку сквозь течи и неплотности попадает влага из воздуха. Вакуумирование контура должно использоваться для удаления из него влаги, а не для испытания на герметичность. Если сразу по окончании вакуумирования и осушки заправка установки не планируется, необходимо надуть холодильный контур парами сухого и чистого хладагента до давления, незначительно превышающего атмосферное давление. Холодильный контур заполняется хладагентом в соответствии с нормативом (указывается на заводской табличке). В систему вводят хладагент в виде жидкости или пара. Заполнение системы жидким хладагентом менее продолжительно, чем паром. Нельзя заполнять систему жидким хладагентом через всасывающий или нагнетательный клапан компрессора. Жидкость, поступающая в компрессор, может привести к повреждению его клапанов. Зарядку паром хладагента применяют обычно в тех случаях, когда в систему добавляют малое количество хладагента, и производят через всасывающий клапан компрессора.



Рисунок–6.4.10 Схемы положения соединительных элементов трубопровода: а) под вакуумом (1 – гайка; 2 – трубка); б) под повышенным давлением

Для вакуумирования системы с помощью зарядной станции проверяют закрытое положение всех клапанов. Шланги подсоединяют, согласно рисунку 6.4.11а, и открывают соответствующие краны. Включают насос, открывают кран вакуумного

насоса, начинают вакуумирование. Как только манометр низкого давления покажет "0", заканчивают вакуумирование. Краны закрывают и останавливают насос. Для проверки плотности системы, находящейся под вакуумом насос должен быть отключен. Проверяют закрытое положение всех клапанов. Величину вакуума контролируют по вакуумметру. Если стрелка остается неподвижной в течение некоторого времени (5 минут) — значит, система герметична. Не заполненный маслом насос включать запрещается. Во избежание утечки масла из насоса в процессе его доставки заказчику после проведения заводских испытаний и проверки масло из насоса сливается. Для заполнения насоса требуется 200–300 см³ масла. Для этого извлекают пробку, расположенную в передней верхней части насоса из отверстия для заливки масла. Начинают заливать масло через выпускное отверстие насоса и включают насос при закрытом всасывающем отверстии. Продолжают заливать масло до тех пор, пока его уровень не установится на $\frac{1}{4}$ высоты смотрового стекла, расположенного спереди на насосе. Проверяют уровень масла только при работающем насосе.

При правильном заполнении насоса маслом уровень после остановки насоса падает ниже половины высоты стекла. Загрязнения, попадающие в насос из системы, могут оказать значительное влияние на рабочие характеристики насоса и даже вызвать повреждение его внутренних частей. Сливают масло из насоса в горячем состоянии. Замену масла производят через 20–25 часов работы. Для слива масла открывают дренажный кран, расположенный в нижней передней части насоса. Эту операцию производят при работающем насосе. Закрывают дренажный кран и заливают свежее масло. Для предупреждения конденсации внутри насоса паров загрязняющих веществ служит клапан газового балласта. При вывинчивании штока этого клапана (расположен в верхней части насоса) открывается доступ в насос относительно сухого атмосферного воздуха.

Этот воздух смешивается с парами влаги, циркулирующей через насос, предотвращая конденсацию этой влаги и ее смешение с маслом. В нормальной эксплуатации указанный клапан должен быть слегка приоткрыт в течение первых нескольких минут вакуумирования системы. Затем, для достижения высокого вакуума, клапан следует закрыть. Вакуумирование зарядного цилиндра осуществляют по схеме, представленной на рисунке 6.4.11б. Зарядку цилиндра хладагентом из баллона производят соединением шлангов (рис.6.4.11в). Шланг соединяют, но не обжимают со стороны цилиндра для осуществления предварительной продувки. Затем открывают кран и регулируют расход. Заканчивают зарядку. Кран закрывают. Для заправки системы хладагентом соединяют заправочную станцию (заправочный цилиндр, баллон с хладагентом) через технологический фильтр-осушитель с помощью гибких шлангов к заправочному (сервисному) штуцеру вентиля на жидкостном ресивере (рис.6.4.11г).

Для этого следует полностью (до упора) открыть вентиль на жидкостном ресивере, перекрыв канал сообщения заправочного (сервисного) штуцера вентиля с полостью контура. После этого снять заглушку с заправочного штуцера и закрепить накидную гайку соединительного шланга от заправочной станции (цилиндра, баллона с хладагентом), завернув ее на 2—3 оборота. Прежде чем закрывать вентиль на жидкостном ресивере, необходимо продуть соединительный шланг. Для этого нужно, не затягивая накидную гайку на заправочном штуцере, на мгновение открыть

вентиль заправочного цилиндра (баллона с хладагентом) и, убедившись в истечении газообразного хладагента через резьбовое соединение гайки и штуцера, тотчас же закрыть этот вентиль. Затем необходимо полностью (до упора) затянуть накидную гайку гибкого шланга на сервисном (заправочном) штуцере вентиля жидкостного ресивера. Далее следует начать заправку контура хладагентом обязательно в жидкой фазе. С этой целью необходимо закрыть вентиль на жидкостном ресивере и открыть расходный вентиль заправочной станции (цилиндра, баллона с хладагентом). Контроль количества залитого в жидкостной ресивер хладагента производится либо с помощью мерного цилиндра заправочной станции, либо с помощью весов, на которые в процессе заправки должен быть установлен баллон с хладагентом. На баллоне стрелкой должно быть указано положение, в котором из него течет жидкий хладагент. Если это не указано, то баллон необходимо перевернуть горловиной вниз.

При заправке контура непосредственно из баллона с хладагентом наступает момент, когда давление в контуре становится равным давлению в баллоне и перетекание хладагента в контур прекращается. Чтобы продолжить процесс заправки, в этом случае следует слегка подогреть баллон с хладагентом, поместив его в емкость с теплой водой (температура до 40°C). Категорически запрещается подогрев баллона открытым пламенем или такими электронагревателями, которые могут привести к местному перегреву в какой-либо точке баллона. Заправочные цилиндры, как правило, оснащены встроенными электроподогревателями, поддерживающими температуру, обеспечивающую превышение давления в баллоне (цилиндре) над давлением в контуре.

После того, как жидкостной ресивер установки заполнен хладагентом, заправку приостанавливают, открывая до упора вентиль на жидкостном ресивере и перекрывая тем самым его заправочный (сервисный штуцер). До окончания пусконаладочных работ рекомендуется не отсоединять заправочную станцию (заправочный цилиндр, баллон с хладагентом) от сервисного штуцера, поскольку в процессе настройки может потребоваться дозаправка или частичный слив хладагента. Для установки, работающей на хладагенте R22, допускается дозаправка через всасывающую магистраль при включенном компрессоре, но только газообразным хладагентом.

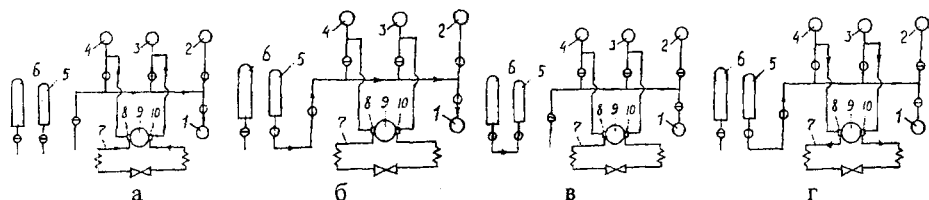


Рис. 6.4.11 Вакуумирование и зарядка контура манометрическим коллектором:

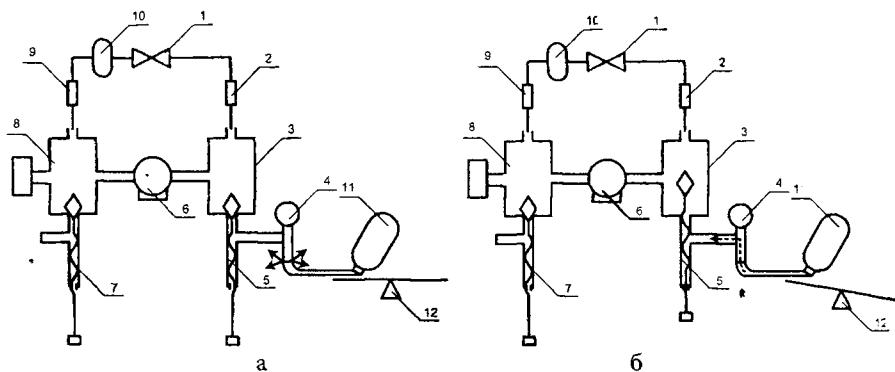
а) вакуумирование холодильного контура (1 – насос вакуумный; 2 – вакуумметр; 3 – 4 – мановакуумметры; 5 – цилиндр зарядный; 6 – баллон с хладагентом); б) вакуумирование зарядного цилиндра; в) заправка зарядного цилиндра; г) заправка холодильного контура

Заполнение хладагентом системы холодильного агрегата из баллона включает несколько этапов. Баллон с холодильным агентом укладывают на весы с подставкой (рис. 6.4.12а). Затем медный отоженный трубопровод диаметром 6 мм соединяют одним концом со штуцером на баллоне, а другим – с тройником всасывающего вен-

тия компрессора. Закрывают жидкостный вентиль на ресивере и, открыв вентиль на баллоне, продувают трубку в течение 1–2 секунд для удаления воздуха. Взвешивают баллон вместе с подставкой на весах и записывают показания. Устанавливают в рабочее положение шпindelь всасывающего вентиля компрессора и открывают жидкостный вентиль на ресивере. Переводят нагнетательный вентиль в рабочее положение (рис. 6.4.12б). Затем открывают вентиль на баллоне и, следя за показаниями мановакуумметров, заправляют хладагент. Периодически открывают на баллоне вентиль и взвешивают баллон с хладагентом и подставкой. После того как в систему будет заправлено нужное количество холодильного агента, закрывают вентиль на баллоне. Открывают всасывающий вентиль компрессора и отсоединяют заправочный трубопровод от штуцера тройника всасывающего вентиля компрессора. После этого отсоединяют баллон, ставят вентили в рабочее положение, проверяют с помощью течеискателя или галоидной лампы все места соединений, сальники вентиля и компрессора. Включают установку и проверяют ее работу.

Пополнение системы хладагентом производится в том же порядке, что и первоначальное заполнение. Установки заполняются парообразным хладагентом через манометровый штуцер всасывающего вентиля компрессора. Пар, поступающий в компрессор, попадает в его цилиндры. Заполнять компрессор жидким хладагентом нельзя во избежание поломки пластин клапанов. Количество хладона, заправленного в установку, контролируют по массе баллона до и после заполнения системы.

В документации по оборудованию должна быть указана масса заправки. В случае отсутствия таких данных оценивают внутренний объем аппаратов (в кубических метрах) и, умножив его на плотность холодильного агента, получают требуемую массу заправки. Смесевой холодильный агент (*R404A*) заправляют лишь по жидкой фазе (баллон подключают к жидкостному ресиверу). Это исключает вероятность попадания сверхнормативных количеств легко кипящих компонентов в систему и образования смеси, имеющей отличные от холодильного агента свойства. Холодильные агенты *R134A* и *R22*, являющиеся одним веществом, заправляют по жидкой и газообразной фазам.



Рисунок–6.4.12 Этапы заполнения холодильного контура хладагентом:

1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3, 8 – вентили; 4 – манометр; 5 – шпindelь; 6 – компрессор; 7 – шпindelь; 9 – конденсатор; 10 – ресивер; 11 – баллон с хладагентом; 12 – веса

Зарядку системы жидким хладагентом выполняют посредством манометрового коллектора. Открывают вентили системы и выпускают воздух из трубопроводов. Соединяют трубопровод для зарядки с вентилем жидкостного трубопровода и вентилем баллона с хладагентом (рис. 6.4.13).

Затем открывают вентиль баллона с хладагентом. Ослабляют соединение трубопровода для зарядки с вентилем жидкостного трубопровода и выпускают хладагент в течение нескольких секунд. Закрывают вентиль жидкостного трубопровода и включают компрессор. Жидкий хладагент поступает в жидкостный трубопровод до зарядки соответствующим количеством хладагента.

Если известна точная масса зарядки, то ее контролируют по массе предварительно взвешенного баллона с хладагентом. Если масса зарядки неизвестна, то рациональное количество хладагента в системе определяют по показаниям манометра на линии нагнетания, периодически открывая вентиль на жидкостном трубопроводе. Резкое повышение давления указывает на то, что конденсатор и ресивер заполнены жидким хладагентом. Выключив агрегат, открывают вентиль на жидкостном трубопроводе. Дополнительное количество хладагента можно зарядить в систему в виде пара.

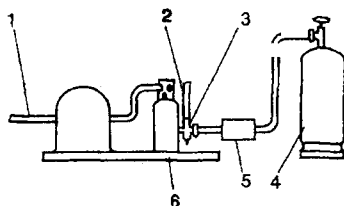


Рисунок-6.4.13 Схема зарядки системы жидким хладагентом:

1 - всасывающий трубопровод; 2 - жидкостный трубопровод; 3 - жидкостный вентиль;
4 - баллон с хладагентом; 5 - осушитель; 6 - компрессорно-конденсаторный агрегат

6.4.2 Откачка хладагента из системы холодильной установки

При эксплуатации холодильного оборудования возникает потребность в откачке хладагента из системы в баллон (частичная его утечка при разгерметизации, ремонт ресивера и его вентилей). Технология выполнения этих работ предусматривает установку баллона в водосборнике с весами. Технологическую трубку, соединенную со штуцером открытого нагнетательного вентиля (рис. 6.4.14а), продвигают частичным его закрытием и закрепляют гайкой на вентиле баллона. Шпиндель нагнетательного вентиля переводят в рабочее положение. Посредством прорезиненных рукавов производится подача воды и регулировка постоянства уровня воды в водосборнике.

Взвешивают баллон (записав показания), открывают вентиль баллона (рис. 6.4.14б) и, включив компрессор, закрывают шпиндель нагнетательного вентиля. Откачивают до избыточного давления 0,02 МПа, следя, чтобы откачивался 1 кг хладагента на 1 литр емкости баллона. После достижения избыточного давления в системе 0,02 МПа компрессор отключают и ждут повышения давления в системе. Затем производят очередное включение компрессора и откачку хладагента до давления в

системе до 0,02 МПа. После этого закрывают вентиль баллона и, взвесив водосборник с водой и баллоном и сравнив показание с первоначальным значением, записывают массу хладагента, откаченного в баллон, в его технический паспорт. Затем отсоединяют баллон и переводят нагнетательный вентиль в открытое положение.

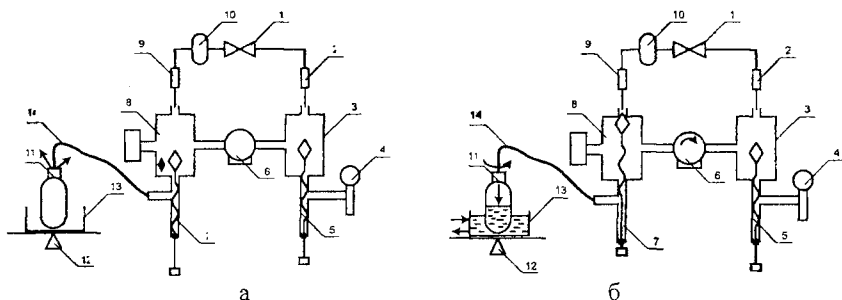


Рисунок-6.4.14 Этапы откачки хладагента в баллон:

а) соединение (1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3 – вентиль всасывающий; 4 – манометр; 5, 7 – шпиндели; 6 – компрессор; 8 – вентиль нагнетательный; 9 – конденсатор; 10 – ресивер; 11 – баллон; 12 – весы; 13 – емкость для воды); б) откачка

Слив хладагента в жидкой фазе производят тремя способами – под действием силы тяжести, насосом или с помощью компрессора в баллоны для слива хладагентов. Эти баллоны, окрашенные в стандартный зеленый цвет (под хлор) поступают в распоряжение потребителей от поставщиков хладагентов отвакуумированными. Большинство баллонов снабжены двумя вентилями (рис. 6.4.15а–б). Жидкостной вентиль «3» (рис. 6.4.15а) соединен с длинной сифонной трубкой. Газовый вентиль «2» связан с трубкой (рис. 6.4.15б), доходящей до максимального уровня заполнения баллона (80%). Заполнять баллон более 80% объема запрещается (рис. 6.4.15в).

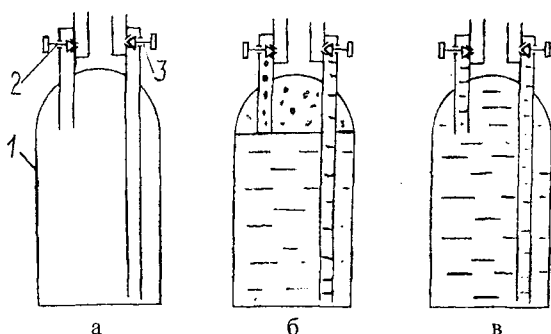


Рисунок-6.4.15 Баллоны для слива хладагентов:

а) устройство баллона; б) допустимое заполнение; в) недопустимое заполнение

При переливе в жидкой фазе под действием силы тяжести (рис 6.4.16а) вентиль жидкой фазы сливного баллона соединяют с жидкостным ресивером в его нижней точке, чтобы баллон находился ниже уровня ресивера. Вентиль паровой фазы слив-

ного баллона подключается к газовой полости ресивера в верхней точке. В результате жидкость из ресивера будет стекать в баллон под действием силы тяжести, а пар из баллона будет поступать в ресивер. Слив под действием силы тяжести обеспечивает удаление свыше 94,6% полной заправки хладагента. Перекачку жидкой фазы хладагента насосом осуществляют, если сливной баллон не может быть размещен ниже уровня ресивера. Насос (рис 6.4.16б) устанавливают на магистрали, соединяющей нижнюю часть ресивера с жидкостным вентиляем баллона. Насос всегда должен быть залит хладагентом, и во избежание его повреждения нужно следить за тем, чтобы перед запуском в работу в нем находился хладагент. При перекачке жидкости вентиль паровой фазы сливного баллона открыт. Вентиль на входе в ресивер и вентиль выхода жидкости из ресивера закрыты.

Передавливание жидкой фазы с помощью компрессора установки осуществляют путем подключения сдвоенного вентиля сливного баллона к холодильной установке по принципиальной схеме, представленной на рисунке 6.4.16в.

Из рисунка 6.4.16в видно, что компрессор откачивает паровую фазу из сливного баллона (2), создает в нем разрежение, в результате чего жидкая фаза передавливается из жидкостного ресивера (5) в сливной баллон (2). При передавливании жидкой фазы вентиль (3) на входе в ресивер закрыт, трехходовой вентиль (4) открыт на сливной баллон (2).

Баллоны нельзя заполнять больше, чем на 80% их объема, а также хладагентами, марка которых не указана на их наружной поверхности. В самом деле, давление в переполненном баллоне (или баллоне, заправленном непредусмотренным хладагентом) может достигать таких величин, что появится риск тяжелой аварии (например, при температуре 20° С давление насыщенных паров R12 составляет 470 кПа, R502 – 1000 кПа, а R23 – 4000 кПа). Поэтому во время процедуры слива хладагента из установки нельзя покидать рабочее место, если нет уверенности в том, что используемый сливной баллон сможет принять весь оставшийся хладагент с заполнением, не превышающим 80% его полезного объема.

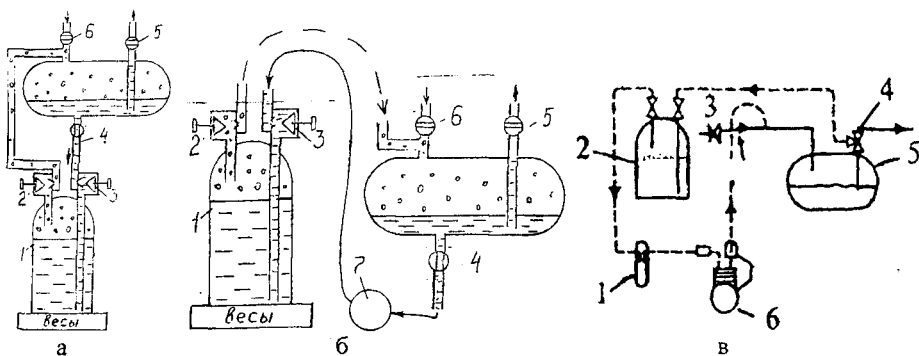
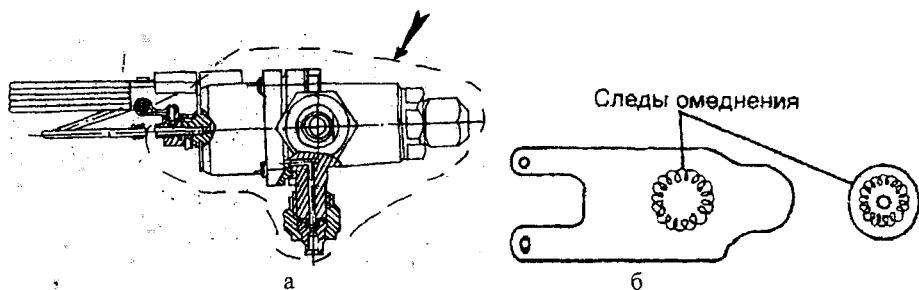


Рисунок-6.4.16 Перелив хладагента в жидкой фазе:

- а) действием силы тяжести (1 – баллон сливной; 2 – кран паровой; 3 – кран жидкостной; 4-5 – вентили); б) жидкостным насосом; в) компрессором установки (1 – отделитель жидкости; 2 – сливной баллон; 3-4 – вентили; 5 – жидкостный ресивер; 6 – компрессор); в) компрессором (1 – указатель; 2 – баллон сливной; 3, 4 – вентили; 5 – жидкостной ресивер; 6 – компрессор)

6.4.3 Диагностирование наличия и удаление влаги из холодильного контура

Вода в системе хладагента холодильной установки находится в малом количестве. Она попадает в нее из воздуха, оставшегося в системе после монтажа или проникающего в нее через неплотности, при сварке и пайке, с хладагентом и маслом. В герметичных агрегатах влага выделяется из обмоток электродвигателя. Избыточная вода находится в хладоне в виде мелких капель. Однако ее наличие и нерастворимость затрудняют эксплуатацию холодильной установки. Наиболее существенное последствие наличия влаги — замерзание ее в проходном сечении терморегулирующего вентиля. Подача хладагента в испаритель прекращается. Терморегулирующий вентиль обмерзает (рис. 6.4.17а), а компрессор останавливается. При нагреве терморегулирующего вентиля лед тает, клапан открывается и компрессор включается. Частые пуски и остановки компрессора вместе с обмерзанием терморегулирующего вентиля являются внешними проявлениями этой неисправности. Ликвидацию ледяной пробки осуществляют прогревом корпуса терморегулирующего вентиля тканью, смоченной горячей водой. Эта операция производится после остановки компрессора и максимального ослабления регулировочным винтом усилия пружины терморегулирующего вентиля. Если после двух-трех попыток нагреть корпус терморегулирующего вентиля ледяная пробка в клапане все же образуется, то следует удалить влагу из хладагента путем замены адсорбента в фильтре-осушителе (иногда неоднократно). Если в системе имеется влага, то возможно образование в ней кислоты, которая может повредить компрессор и терморегулирующий вентиль, а также изоляцию обмоток электродвигателя в герметичном или бессальниковом компрессоре. Признаком образования кислоты в системе является омеднение стальных клапанов (рис. 6.4.17б) и обесцвечивание масла. Для устранения этой неисправности заменяют осушители хладагента и проверяют цвет масла через каждые 24 часа в течение нескольких дней. Осушители заменяют до тех пор, пока цвет масла не будет изменяться.



Рисунок—6.4.17 Признаки наличия влаги в холодильном контуре:
а) обмерзание термовентилля; б) омеднение стальных пластин клапанов

Следует отметить схожесть влияния наличия влаги и загрязнений в холодильном контуре на работу терморегулирующего вентиля. Попавшие в систему холодильного оборудования механические частицы попадают в фильтр-осушитель, фильтр терморегулирующего вентиля и фильтр, устанавливаемый на линии всасы-

вания перед компрессором. Накапливаясь в значительных количествах, они уменьшают сечение для прохода хладагента и увеличивают энергетические затраты на его перемещение. При этом масса хладагента, проходящего через испаритель, снижается. Внешними признаками неисправности являются повышенное давление нагнетания и пониженное давление всасывания. Причем разность температур на входе в фильтры и выходе из них превышает 4°C.

Содержание влаги в хладоне можно контролировать индикатором влажности (рис. 6.4.18а). Его принцип работы основан на изменении окраски чувствительного элемента в зависимости от концентрации воды в омывающей элемент среде. Окраска чувствительного элемента индикаторов меняется в соответствии с концентрацией влаги, приведенной в таблице 6.4.2.

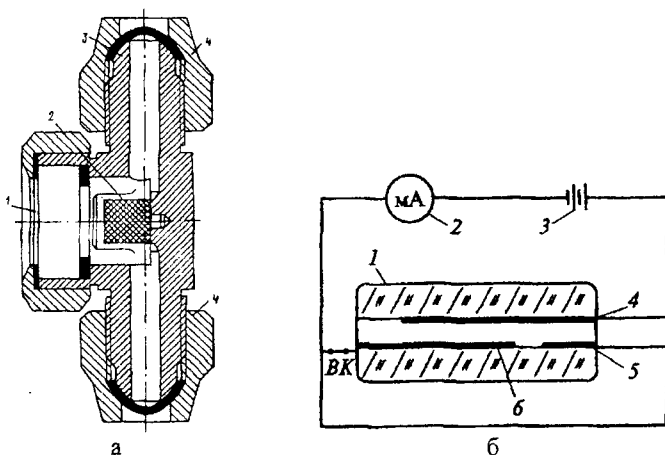


Рисунок- 6.4.18 Индикаторы влажности:

а) абсорбционный (1 – стекло; 2 – чувствительный элемент; 3 – корпус; 4 – гайки); б) кулонометрический (1 – корпус; 2 – измерительный прибор; 3 – источник постоянного тока; 4–6 – электроды; ВК – сорбирующая поверхность)

Таблица 6.4.2

Зависимость цвета индикаторов влажности от концентрации воды в хладоне

Окраска чувствительного элемента ИВ7	Концентрация воды, мг/кг в хладоне с 5–10 % масла при температуре				
	R – 12			R – 22	
	20 °C	40 °C	55 °	20 °C	40 °C
Зеленая («сухо»)	<5	<10	<20	–	–
Синяя («сухо»)	5...15	15...30	30...50	<15	<30
Голубая («предупреждение»)	–	–	–	15...60	30...100
Розовая («влажно»)	>15	>30	>50	>60	>200

После монтажа установки ее индикатор окрашивается в цвет, характеризующий состояние «влажно», из-за большого содержания влаги в окружающем воздухе. Правильные показания индикатор будет давать только через 12 часов работы установки. После длительной работы установки индикатор перестает фиксировать степень сухости. Контроль содержания влаги производится также с помощью кулонометрического влагомера. Принцип его действия основан на поглощении влаги пленкой сорбирующего вещества (фосфорного ангидрида P_2O_5) из потока хладагента, подаваемого на чувствительный элемент влагомера (рис. 6.4.186).

Поглощенная влага подвергается электролитическому разложению. Для этого к электродам чувствительного элемента подключен источник постоянного тока, величина напряжения которого превышает потенциал разложения воды. Ток электролиза является мерой абсолютного содержания влаги в анализируемом хладагенте.

Импортные индикаторы влаги ($US - 3/8 - MM$, $US - 1\frac{1}{8} - SS$, $USD - 1\frac{1}{8} - SS$) применяются для хладагентов $R12$, $R22$, $R502$, $R134a$, $R404A$, $R407C$, $R507$ и других смесей. Цветовые индикации следующие (табл.6.4.3): голубой цвет – безопасный (нет опасности воды в контуре, хладагент сухой и безопасный); светло-фиолетовый – предупреждение (следует заменить фильтр-осушитель, влага достигла уровня растворимости); розовый – опасный (в системе опасная влажность). Другие индикации: обесцвеченный – система с чрезмерным количеством воды; темно-серый/черный цвет – проблемы с разделением и отделением воды; пузырьки – падение давления; засорен осушитель или потеря хладагента.

Таблица 6.4.3

Уровень растворимости влаги (в ppm – миллионных частях) в хладагентах

Тип хладагента	Температура, °C	Цветовые индикации		
		Голубой	Ярко-фиолетовый	Розовый
$R22$	38	<45	45–180	>180
$R500$	24	<15	15–60	>60
	52	<60	60–240	>240
$R502$	24	<15	15–60	>60
	38	<25	25–90	>90
	52	<30	30–120	>120
$R134a$	24	<15	15–80	>80
	38	<35	35–120	>120
	52	<50	50–150	>150
$R404A$	38	<25	25–110	>110
	52	<45	45–140	>140

Длительная эксплуатация холодильных установок обеспечивается своевременным удалением влаги и загрязнений из системы холодильного агрегата. Заводы-изготовители малых агрегатов производят их осушку в течение 8–10 часов при температуре 60–80°C и абсолютном давлении 6–25 Па. Для удаления влаги, оставшейся

ранее или попавшей в систему в ходе эксплуатации, применяют твердые вещества, поглощающие влагу, – адсорбенты (табл. 6.4.4). В хладоновой установке на жидкостном трубопроводе после линейного ресивера устанавливается специальная емкость, в которую засыпают адсорбент. В малых установках хладагент циркулирует через осушитель непрерывно. В средних и крупных установках осушитель включается в работу периодически. Недостатком силикагеля является загрязнение его лор маслом и другими смолистыми примесями. Поры цеолита малого размера и лишены этого недостатка. Наличие загрязнений в системе может засорить терморегулирующий вентиль, ускорить износ трущихся деталей компрессора. Поэтому перед всеми приборами автоматики, а также перед компрессором устанавливают сетчатые фильтры. В ряде случаев происходит дробление части цеолита до состояния пыли, которая проникает через сетчатый фильтр осушителя и засоряет фильтры терморегулирующего вентиля, частично или полностью прекращая подачу хладагента в испарительную систему. Паровой фильтр компрессора, как правило, может засориться в течение первых 2–3 тысяч часов работы. При использовании чистого масла и хладона засорения не происходит.

Таблица 6.4.4

Характеристика адсорбентов

Параметры	Силикагель КСМ	Цеолит	
		NaA-2МШ	NaA-2КТ
Насыпная плотность, г/см ³	≥0,67	≥0,77	≥0,75
Форма гранул	Сферическая овальная		
Размер гранул, мм	2,7–7,0	1,5–3,0	1,5–3,0
Прочность на истирание, %	≤1,1	≤0,15	≤0,09
Влагоемкость по водяным парам при 20°С, %	≥7	≥12	≥18
Механическая прочность на раздавливание: Н/м ²	≥15	–	–
Вместимость в статических условиях по олеиновой кислоте, %	–	–	≥1,3
Щелочность водной вытяжки, рН	–	8,5–10,5	8,5–10,5
Массовые потери при прокаливании, %	≤10	≤5	≤10

Массу сорбента $M_{сб}$, необходимого для удаления влаги, можно найти так:

$$M_{сб} = m_x (d_1 - d_2) \frac{\tau_{сб} a_{сб}}{100},$$

где m_x – массовый расход хладагента; d_1, d_2 – содержание влаги в 1 кг хладагента до и после осушки; $\tau_{сб}$ – время работы; $a_{сб}$ – влагоемкость сорбента (в массовых процентах).

Поглотительная способность сорбентов уменьшается по мере поглощения ими влаги. Но ее можно восстановить, удалив аккумулированную влагу путем нагревания сорбента, его вакуумирования и продувания сухим газом. Обычно применяют комбинированное воздействие – нагревание и продувание сухим воздухом или азотом. Технология работы по демонтажу фильтра (рис. 6.4.19) предусматривает закрытие запорного вентиля и открытие всасывающего вентиля для установки вакуумметра. Затем, переведя всасывающий вентиль (рис. 6.4.19а) в рабочее положение,

перекачивают хладагент в линию высокого давления (до создания вакуума 80–90%). Закрывают всасывающий и нагнетательный клапаны (рис. 6.4.19б) и демонтируют фильтр.

Метод и режим регенерации выбирают с учетом свойств адсорбента. Например, работоспособность силикагеля восстанавливают, нагревая его в потоке воздуха или азота с температурой 190–200°C в течение 2–3 часов либо в сушильном шкафу при температуре 140–150°C в течение 4 часов. Регенерация синтетических цеолитов требует более высоких температур. Так, работоспособность цеолита NaA-2КТ восстанавливают, продувая воздухом (азотом) с температурой 280–315°C в течение 2–3 часов или прокаливая в сушильном шкафу при температуре 500°C в течение 4 часов. При восстановлении работоспособности сорбента некоторое его количество разрушается. Поэтому регенерированный сорбент до засыпки в корпус фильтра просеивают на сите с размером ячейки не менее 1 мм для удаления мелких частиц. После монтажа фильтра открывают всасывающий клапан и снимают вакуумметр. Открывают запорный клапан и переводят клапаны в рабочее положение.

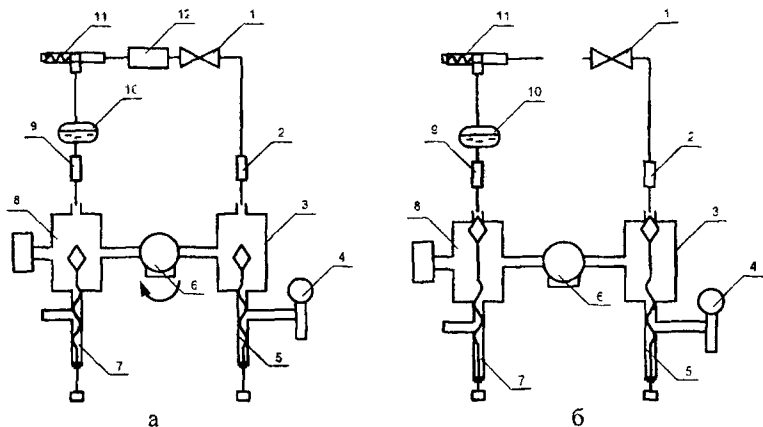


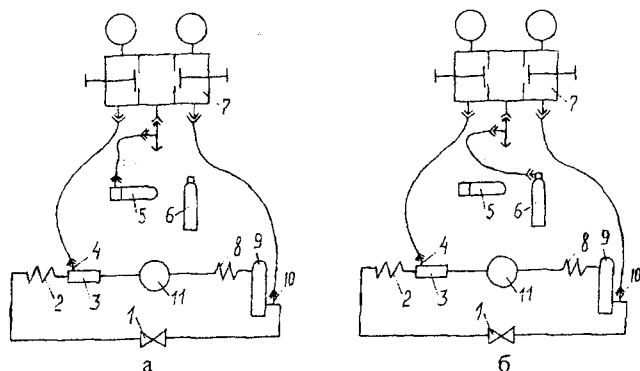
Рисунок-6.4.19 Основные этапы очистки фильтра:

- а) перекачка хладагента (1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3, 8 – клапаны; 4 – манометр; 5, 7, 11 – шпиндели; 6 – компрессор; 9 – конденсатор; 10 – ресивер; 12 – фильтр-осушитель);
 б) демонтаж фильтра

Жидкие осушители представляют собой смесь моноэтиленового эфира этиленгликоля с глициолом. Они ядовиты и огнеопасны. Их применяют в малых холодильных установках для предотвращения замерзания влаги в системе, вводя в количестве 4 г на 1 кг хладона. При поступлении в систему холодильной установки большого количества воды, которое не может быть удалено в приемлемый срок сорбентом, хладон удаляют, а систему осушают, продувая горячим газом с температурой 120–140°C в течение нескольких суток.

Чтобы повысить качество обезвоживания, используют такой прием как заполнение холодильного контура после вакуумирования азотом марки «R» (холодильного качества, то есть совершенно обезвоженный). Установку надувают азотом до давления, слегка превышающего атмосферное давление (например, до 150 кПа).

Большое количество азота, поданное в контур, без проблем поглощает небольшой объем влаги, оставшийся в контуре после вакуумирования. Следовательно, сухой азот становится влажным азотом. После этого давление в контуре стравливают в атмосферу до величины, например 110 кПа. При этом из контура часть влажного азота выходит. Следовательно, сбрасываемый азот уносит с собой из контура часть влаги и внутри контура влаги остается меньше, чем ранее. Если теперь вновь отвакуумировать установку, влажный азот будет из нее удален, в вместе с ним и та часть влаги, которая оставалась в контуре после первого вакуумирования (рис. 6.4.20). Когда повторное вакуумирование будет закончено, при той же глубине вакуума в контуре обязательно будет гораздо меньше влаги, чем ранее. Такой прием особенно привлекателен тем, что он позволяет удалить из контура гораздо больше влаги, чем простое вакуумирование. Часто рекомендуемый способ обезвоживания контура заключается в трехкратном осуществлении такого приема (способ тройного вакуумирования).



Рисунок—6.4.20 Обезвоживание холодильного контура с помощью азота:

а) вакуумирование (1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3 – фильтр-очиститель; 4, 10 – штуцера; 5 – насос вакуумный; б) баллон с осушенным азотом; 7 – манометрический коллектор; 8 – конденсатор; 9 – ресивер; 11 – компрессор); б) подача азота

6.4.4 Диагностирование наличия и удаления воздуха

Присутствие неконденсирующихся газов в хладагенте значительно ухудшает теплообмен при конденсации. Наличие 2,5% воздуха в аппарате снижает коэффициент теплоотдачи примерно в четыре раза. Особенно сильно это влияние сказывается при малых плотностях теплового потока. В конденсаторе вблизи охлаждающей поверхности накапливаются неконденсирующиеся газы. Пары хладагента вынуждены диффундировать сквозь слой газа к поверхности конденсации. Условия теплообмена ухудшаются. Давление и температура конденсации возрастают, и это приводит к дополнительному расходу электроэнергии и уменьшению холодопроизводительности установки.

Воздух в систему холодильного агрегата попадает при утечке хладагента, образовании вакуума в испарителе и линии всасывания или при замене отказавшего узла

с нарушением технологии технического обслуживания. Например, если после установки манометрического коллектора ремонтник не продул гибкие шланги, внутри них в коллекторе будет находиться воздух. Впоследствии, если возникнет необходимость использовать технологические вентили коллектора, например, для дозправки установки, воздух, находящийся в гибких шлангах, может попасть в контур (рис. 6.4.21а).

Наличие воздуха подтверждает дрожание стрелки мановакуумметра на нагнетательной линии, периодическое появление пузырей в смотровом стекле, а также шипение в терморегулирующем вентиле. Однако эти явления могут быть следствием и других причин. Например, стрелка мановакуумметра усиленно дрожит, когда проходное отверстие в трубке манометра открыто больше, чем допустимо. Пузыри на смотровом стекле могут появиться при ошибочной настройке терморегулирующего вентиля и утечке хладагента.

Если внутри холодильного контура находятся неконденсирующиеся газы (воздух, азот), парциальное давление этих газов добавляется к нормальному давлению хладагента, давая аномальное повышение полного давления. Ведь согласно закону Дальтона (рис. 6.4.21б) полное давление смеси газов в замкнутом объеме равно сумме парциальных давлений каждого из газов. Поэтому аномальный рост давления конденсации является первым следствием наличия значительного количества неконденсирующихся примесей в холодильном контуре.

Ввиду того, что давление нагнетания возрастает, газ, заключенный в защемленном пространстве цилиндра при нахождении поршня в верхней точке, также будет иметь повышенное давление, что приведет к снижению массового расхода газа, всасываемого компрессором, и, как следствие, снизит холодопроизводительность (рис. 6.4.21в). Снижение холодопроизводительности обуславливает повышение температуры охлаждаемой среды и давления кипения.

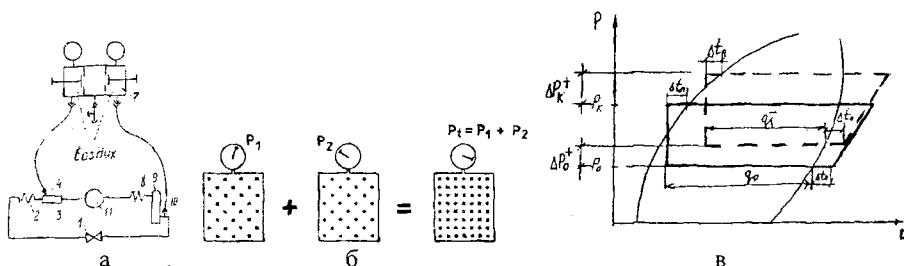


Рисунок-6.4.21 Влияние неконденсирующихся примесей на параметры контура:

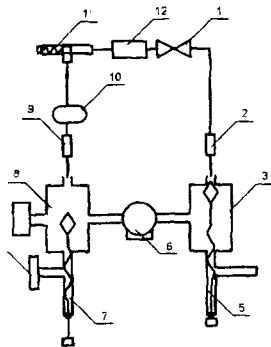
- а) воздуха в шлангах манометрического коллектора (1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3 – фильтр-очиститель; 4, 10 – штуцера; 8 – конденсатор; 9 – ресивер.);
- б) увеличение давления смеси; в) повышение давлений кипения и конденсации

Технология обнаружения воздуха в системе холодильной установки требует закрытия жидкостного вентиля ресивера. После закрытия жидкостного вентиля ресивера хладагент перекачивается из испарителя в конденсатор и ресивер. После перекачки хладагента из испарителя (избыточное давление 0,01–0,02 МПа), соединяют манометр и штуцер нагнетательного вентиля. Выключают компрессор, закрывают

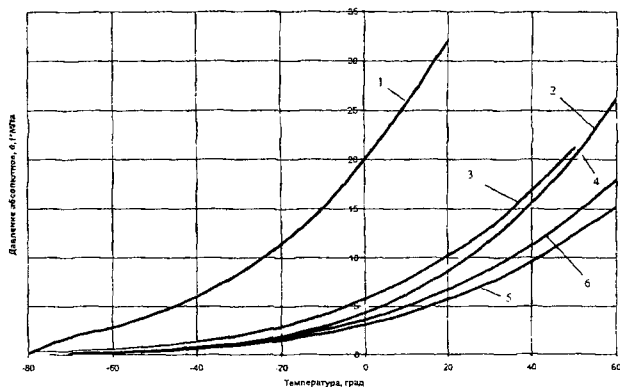
его всасывающий вентиль и дают установке остыть до температуры окружающего воздуха. Если на агрегате имеется сальниковый компрессор, то с целью ускорения охлаждения узлов (конденсатора и ресивера) снимают ремни привода и включают вентилятор для продува воздуха через конденсатор в течение 15–20 минут. Затем шпindelь нагнетательного вентиля компрессора (рис. 6.4.22а) ставят в рабочее положение. По манометру определяют давление в нагнетательной линии.

По рисунку 6.4.22б или по таблицам устанавливают, какая температура соответствует этому давлению. Температура насыщения хладагента в конденсаторе и ресивере должна быть равна температуре окружающей среды (если в системе воздух отсутствует) или превышать ее не более чем на 2–2,5°C для хладона-12 или более 1–1,5°C для хладона-22 (когда в системе содержится незначительное количество воздуха, практически мало влияющее на нормальный режим работы холодильной машины). Определяют температуру воздуха в помещении по термометру. Если разность между температурой хладагента в конденсаторе и ресивере, с одной стороны, и температурой внешней среды больше допустимого значения, то из системы следует выпустить воздух. Если эти температуры одинаковы, воздуха в системе нет. Если показания температурной шкалы мановакуумметра выше, чем температура окружающего воздуха, значит, система холодильной машины завоздушена.

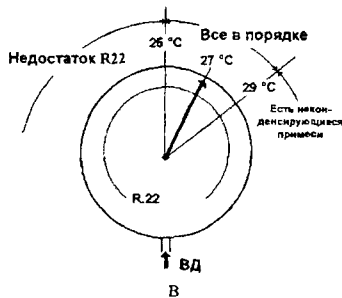
Например, по показанию нагнетательного манометра избыточное давление составляет $4,66 \times 10^5$ Па, что соответствует температуре кипения чистого хладона-12, равной 20°C. Действительная температура окружающего воздуха и холодильной установки, замеренная по термометру, равна +15°C. Значит, в системе холодильной установки имеется воздух. Его следует выпустить из самой верхней точки системы. Если температура (рис. 6.4.22в), соответствующая показаниям манометра высокого давления больше чем на 2°C превышает температуру, измеренную термометром, то в контуре имеются следы неконденсирующихся примесей (чем больше это расхождение, тем большее количество примесей находится в контуре). Если температура, соответствующая показаниям манометра высокого давления (нагнетания) ниже температуры, измеренной термометром, больше 2°C, тогда в контуре нет ни одной молекулы хладагента в жидкой фазе (контур совершенно пустой).



а



б



Рисунок–6.4.22 Оценка давления и температуры:

а) определение давления в системе (1 – терморегулирующий вентиль; 2 – испаритель; 3 – всасывающий вентиль; 4 – манометр; 5 – шпindel вентили всасывающего; 6 – компрессор; 7 – шпindel нагнетательного вентили; 8 – нагнетательный вентиль; 9 – конденсатор; 10 – ресивер; 11 – шпindel запорного вентили; 12 – фильтр-осушитель); б) термодинамические свойства хладагентов в состоянии насыщения (1 – хладон-717; 2 – хладон-502; 3 – хладон-13; 4 – хладон-502; 5 – хладон-12; 6 – хладон-500); в) оценка наличия неконденсирующихся примесей

Поскольку эти примеси легче, чем пары хладагента, они скапливаются в верхней части жидкостного ресивера. Но жидкий хладагент выходит из ресивера через сифонную трубку, погруженную в него и доходящую до дна ресивера, поэтому неконденсирующиеся примеси не попадают в эту трубку и могут быть полностью удалены, только если в верхней части ресивера имеется выпускной кран или заглушка (рис. 6.4.23а). В некоторых случаях можно стравить часть этих примесей, отвернув гайку на соединении выхода конденсатора с входом в ресивер, если только это соединение не паяное.

В малых и средних хладонных установках, как правило, воздух выпускается без воздухоотделителя, через штуцер выпуска воздуха в канал вытяжной вентиляции с помощью резинового шланга. Если в системе имеется линейный ресивер, то, закрыв жидкостной вентиль, предварительно увеличивают в нем уровень хладона до максимально допустимого уровня (80% вместимости) для увеличения содержания воздуха в конденсаторе. Останавливают компрессор или прекращают подачу хладона в конденсатор. Продолжают циркуляцию воды по водопроводу через конденсатор в течение 2–3 часов. Отключают конденсатор от линейного ресивера, перекрытием жидкостного вентили ресивера, выпускают из конденсатора воздух вместе с хладагентом. При отсутствии линейного ресивера уровень хладона в конденсаторе понижают до минимума. Закрывают запорные вентили входа и выхода хладона из конденсатора. Пропускают воду через конденсатор в течение 3–4 часов. Выпуск воздуха осуществляется через штуцер или вентиль в верхней части конденсатора при небольшом его открытии до тех пор, пока температура конденсации, отмечаемая по температурной шкале манометра конденсатора, не станет равной температуре воды, циркулирующей через аппарат. Затем закрывают жидкостной вентиль. После этого открывают всасывающий вентиль и замеряют показания манометра на всасывании. Затем ставят всасывающий вентиль в рабочее положение и производят откачку (рис. 6.4.34б). Затем закрывают жидкостной вентиль и охлаждают конденсатор. После этого стравливают воздух (рис. 6.4.23б).

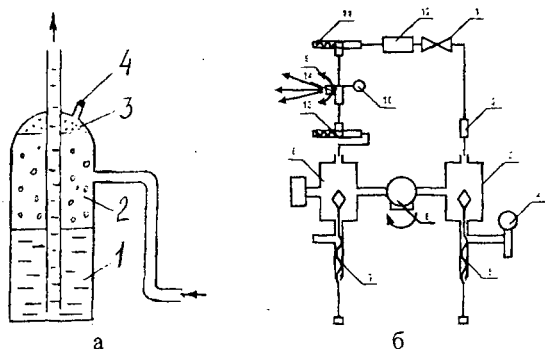


Рис. 6.4.23 Удаление неконденсирующихся примесей из холодильного контура:
а) места скапливания в ресивере; б) выпуск из контура (1 – терморегулирующий вентиль; 2 – испаритель; 3 – всасывающий вентиль; 4 – манометр; 5, 7, 11, 13 – шпидели; 6 – компрессор; 8 – нагнетательный вентиль; 9 – конденсатор; 10 – манометр; 12 – фильтр-осушитель; 14 – кран конденсатора

Для удаления воздуха из системы ослабляют затяжку накидной гайки на штуцере нагнетательного вентиля (или воздухопускной винт конденсатора) и в течение примерно 30 секунд стравливают воздух. Гайку затягивают и проверяют давление в конденсаторе. Операции выпуска воздуха и диагностики давления повторяют до тех пор, пока давление в конденсаторе не станет меньше на 0,04–0,05 МПа давления хладагента в состоянии насыщения, соответствующее температуре окружающей среды. Например, при температуре окружающей среды 20°C и соответствующем ей избыточном давлении хладагента в состоянии насыщения 0,48 МПа воздух выпускают до тех пор, пока давление в конденсаторе понизится до 0,52–0,53 МПа.

Причем при наличии в конденсаторе и ресивере даже небольшого количества жидкого хладагента, его давление (в нашем примере) будет поддерживаться равным 0,48 МПа. Поэтому попытка стравить воздух из конденсатора с пониженным давлением в нем до этой величины приводит к выпуску из системы почти всего хладагента.

6.4.5 Диагностирование наличия и регулирования масла

Трущиеся элементы (поршневые кольца, цилиндры) компрессора – составной части холодильного агрегата – требуют смазки. Поэтому внутри цилиндра компрессора должно находиться масло. Правильный выбор масла способствует долговременной и надежной работе компрессора и, наоборот, применение ошибочных марок масел вызывает повышенный износ деталей. Характеристики физико-механических свойств масел регламентируются стандартами или техническими условиями. Выбирая масло, учитывают совместимость его с холодильным агентом и температурный режим работы установки. Например, температура вспышки масла должна быть выше максимальной температуры нагнетания, а температура застывания масла – ниже рабочей температуры кипения хладагента. Это объясняется пригоранием масла на деталях при высоких температурах, а при низких температурах – потерей текучести

и образованием в системе масляных пробок. Слишком высокая вязкость (густое масло) увеличивает потери на трение, а низкая вязкость (жидкое масло) способствует разрыву масляной пленки между трущимися деталями, соприкосновению трущихся поверхностей и увеличению их износа. Синтетические масла сравнительно мало изменяют свою вязкость с изменением температуры, поэтому они рекомендуются для низкотемпературных установок (ниже -40°C). Эти масла, как правило, имеют лучшие смазывающие качества, более высокую термическую устойчивость и стабильность свойств в смеси с холодильными агентами, более низкие температуры застывания. Если в машину добавляется масло иной марки, то следует проверить масла на совместимость. Так, например, недопустимо использование в одной машине минерального масла ХФ22-24 и синтетического масла ХФ22с-16. Получаемая смесь свертывается, образуя сгустки. Масла для смазки компрессоров холодильных установок должны храниться в герметично закрытой таре. Иначе масло впитывает влагу из воздуха и в дальнейшем, при его заправке в систему холодильной установки, вызывает отказы в ее работе.

Масло необходимо для смазки движущихся частей и создания масляного уплотнения между узлами (рис. 6.4.24). Смазка в компрессорах обеспечивается одним из трех способов: разбрызгиванием, под давлением или их комбинацией. Смазку разбрызгиванием применяют в компрессорах холодопроизводительностью до 2 кВт. В более крупных компрессорах смазку осуществляют под давлением, то есть принудительным способом.

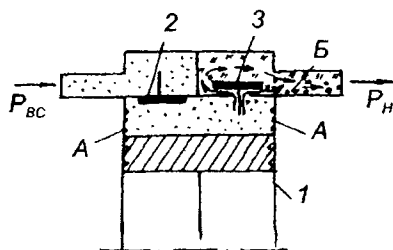


Рисунок- 6.4.24 Наличие масла на стенках цилиндра снижает износ элементов и выход масла из цилиндра компрессора с парами хладагента:

1 – цилиндр; 2 – клапан всасывающий; 3 – клапан нагнетательный

Смазочное масло внутри замкнутой магистрали холодильного агрегата циркулирует вместе с хладагентом. По характеру растворимости с маслами холодильные агенты бывают нерастворимые (растворимость можно пренебречь), с ограниченной растворимостью и неограниченной растворимостью. Типичным представителем нерастворимых в маслах холодильных агентов является аммиак. В аммиаке масла тонут, во фреонах – всплывают. Большинство холодильных агентов смешиваются с маслами в ограниченном интервале температур, разделяясь на два флюида при достижении критической температуры.

График взаимной растворимости жидких хладагентов и масел (общий случай) представлен на рисунке 6.4.25а, где раствор жидкого хладагента и масла характеризуется верхней критической температурой растворимости t_c . Выше температуры t_c хладагент и масло взаимно растворяются в любых пропорциях с образованием од-

нородного раствора (зона полной растворимости). Линия I служит графиком растворимости масла в хладагенте, а линия II – графиком растворимости хладагента в масле. Ниже температуры t_k слева от линии I и справа от линии II находится зона ограниченной растворимости, где концентрации возможных однородных растворов ограничены положением линий I и II. Между линиями I и II находится зона несмешиваемости. В ней располагаются смеси, состоящие из двух однородных растворов, состав каждого из которых при известной температуре определяется абсциссами точек на линиях I и II. Например, для точки 1 характерна смесь, содержащая масло ξ_1 и хладагент $1 - \xi_1$. Данная смесь разделяется на два однородных раствора, в которых точка "а" представляет собой раствор масла ξ_a в хладагенте $1 - \xi_a$, точка "б" раствор хладагента $1 - \xi_b$ в масле ξ_b . Относительное количество каждого из компонентов может быть найдено из выражения

$$G_a/G_b = (1 - b)/(1 - a).$$

Области растворимости хладагента R404A в полиэфирном масле (рис. 6.4.36б). Поэтому по виду кривые и области расслоения смесей разделяются на четыре типа (рис. 6.4.25в).

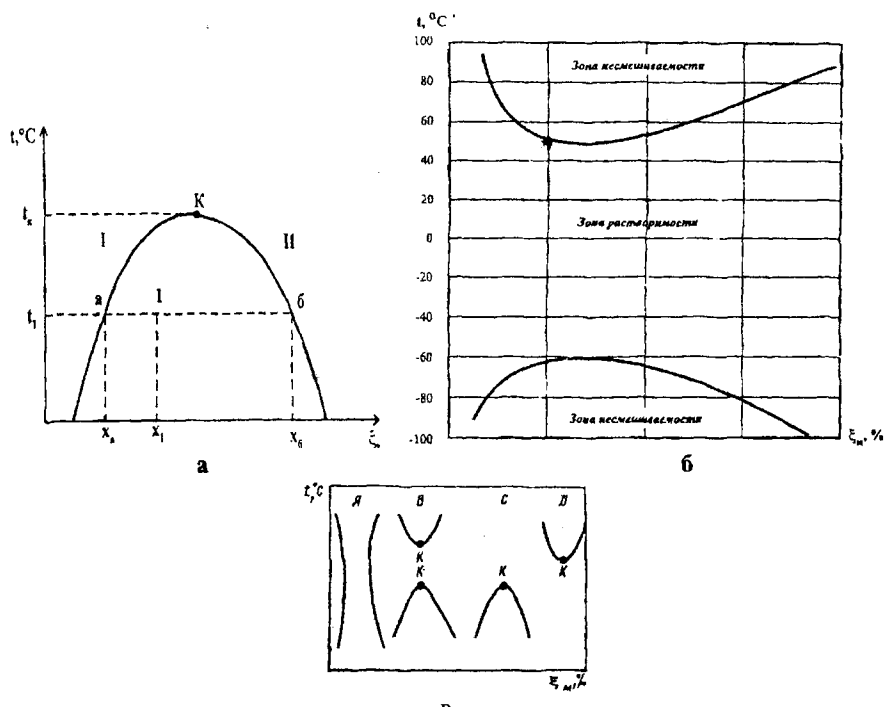


Рисунок- 6.4.25 Растворимость масел:

а) график взаимной растворимости жидких хладагентов и масел (общий случай); б) области растворимости хладагента R404A в полиэфирном масле; в) типы кривых расслоения растворов холодильных агентов (К – критическая точка растворения)

Растворенное в жидком холодильном агенте масло снижает холодопроизводительность холодильной установки. Поскольку давление раствора холодильного агента с маслом в испарителе обычно ниже давления чистого холодильного агента то при заданной температуре кипения давление и холодопроизводительность компрессора ниже, чем при работе на чистом холодильном агенте (рис. 6.4.26а). Величина работы и теплоты трения, износы, качество уплотнения зазоров зависят от вязкости применяемого масла и растворимости (рис. 6.4.26б). Для нормальной смазки современных быстроходных компрессоров необходимо масла с вязкостью при 100°C не ниже 6–7 мм²/с, а для напряженных условий работы – около 8–10 мм²/с.

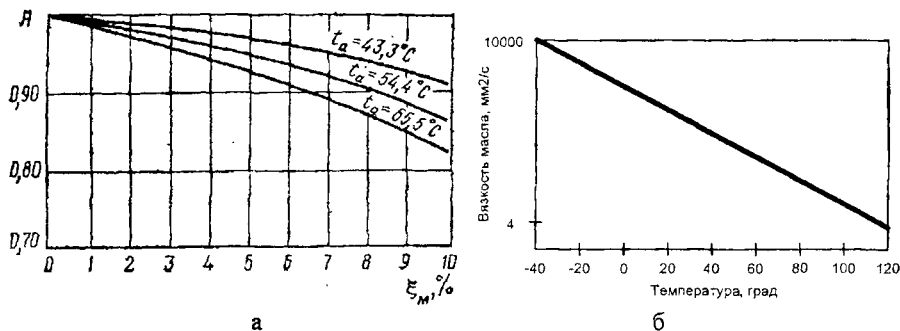


Рисунок- 6.4.26 Характеристики масел:

а) зависимость холодопроизводительности компрессора от содержания масла (A – поправочный коэффициент на снижение производительности; t_a – температура жидкости); б) зависимость кинематической вязкости масел от температуры

Свойство хладагентов растворять смазочное масло усиливает его вынос из компрессора в систему. Масло, находящееся в картере отключенного компрессора, поглощает определенную часть хладагента (в зависимости от его температуры). Образующаяся при запуске компрессора паромасляная эмульсия всасывается поршнями и затем нагнетается в конденсатор.

В результате из компрессора в холодильный контур уходит большое количество масла. Обеспечение надежной смазки подвижных узлов требует ограничения объема выброса масла из компрессора и беспрепятственного возвращения его в картер.

Если количество прошедшего через нагнетательный патрубок масла превышает количество масла, вернувшегося через всасывающий патрубок, то спустя определенное время уровень масла в картере понизится до опасного предела и нарушит нормальный режим смазки. С другой стороны, если вместе с маслом в картер будет возвращаться большое количество хладагента, его количество, растворенное в масле, может стать достаточно большим.

Дегазация масла, обусловленная резким снижением давления в картере при запуске компрессора, нарушает работу масляного насоса и также интенсифицирует выход паромасляной эмульсии из компрессора. Картер компрессора в конце пускового периода оказывается совершенно пустым.

В холодильной установке, в которой обеспечивается возврат всего масла из всасывающей линии, независимо друг от друга должны выполняться соотношения:

$$\begin{cases} G_{a1}\xi_{m1} = G_{a2}\xi_{m2} \\ \xi_{m2} = \xi_{m3} = \xi_{m4} \end{cases}$$

где G_{a1} – количество раствора холодильного агента и масла, выталкиваемого компрессором (кг/ч); G_{a2} – количество не испарившегося в испарителе холодильного агента в растворе; ξ_{m1} – концентрация масла в растворе на выходе из конденсатора; ξ_{m2} – концентрация масла в жидком растворе на выходе из испарителя; ξ_{m3} – концентрация масла в картере; ξ_{m4} – концентрация масла на выходе из компрессора.

Для обнаружения причин снижения уровня масла проверяют компрессор, а иногда и весь агрегат. Уровень масла в картере компрессора проверяют через смотровое стекло (рис. 6.4.27а). При работающем агрегате уровень масла должен соответствовать центру смотрового стекла. Если уровень масла ниже центра стекла, то масло необходимо добавить, а если выше центра указателя, то избыточное количество масла сливают. В компрессорах с принудительной смазкой (рис. 6.4.27б) определение давления нетто производят по разнице замеряемых давлений: развиваемого масляным насосом и величиной давления всасывания. Нормальное давление нетто обеспечивается в пределах 0,21–0,28 МПа. При недостатке смазки может произойти заклинивание вала. Причинами неудовлетворительной работы насоса могут быть попадание в него пара хладагента или засорение фильтра грязью или шламом. Если в работающий масляный насос попал пар хладагента, то давление масла не повышается. Ошибочная регулировка терморегулирующего вентиля, снижающая подачу хладагента в испаритель, засорение или замерзание влаги в нем, нарушает возврат масла в компрессор вследствие выхода из испарителя перегретого пара. В испарителе при кипении маслохладонового раствора выделяется наиболее летучий компонент – хладагент. Поэтому концентрация масла постоянно увеличивается. Это вызывает повышение температуры кипения раствора по сравнению с температурой кипения чистого хладагента при том же давлении. Скопление масла в испарителе снижает его количество в компрессоре и может вывести агрегат из строя. Остановка компрессора и его длительный простой повышают давление хладагента в картере и вызывают абсорбцию (поглощение) парообразного хладагента маслом. Объем раствора в картере увеличивается, создавая ложное впечатление о большом количестве масла. В процессе последующего пуска происходит интенсивное испарение хладагента, масло вспенивается и может вызвать срыв насоса.

Ошибкой эксплуатации молокоохладительных установок является периодическое пополнение картера компрессора маслом при отсутствии заметных утечек масла из системы. Утечки масла в виде подтеков на трубопроводах свидетельствуют о значительных потерях хладагента, масла при этом уходит мало. Периодическая дозаправка установки маслом переполняет им испарительный узел. Применяют три способа пополнения системы маслом в зависимости от типа машины и имеющихся в наличии инструментов: открытый, закрытый и с помощью масляного насоса. Для осуществления открытого способа манометровый коллектор соединяют с вентилями установки. Закрывают ручные вентили на манометровом коллекторе и открывают

вентили компрессора. Включают агрегат. Закрывают всасывающий вентиль компрессора и оставляют агрегат включенным до тех пор, пока давление на линии всасывания не снизится до 7–14 кПа. Останавливают компрессор и закрывают его нагнетательный вентиль. Открывают ручной вентиль низкого давления на манометровом коллекторе и выпускают хладагент из компрессора. Снимают пробку и заливают масло в картер компрессора до требуемого уровня (рис. 6.4.27в). Закрывают ручной вентиль низкого давления на манометровом коллекторе. Приоткрывая всасывающий вентиль компрессора, выпускают часть хладагента через отверстие для заполнения маслом. Закрывают всасывающий вентиль компрессора. Устанавливают на место пробку и затягивают ее. Открывают вентили компрессора. Включают компрессор и проверяют уровень масла. Отсоединяют манометровый коллектор от системы.

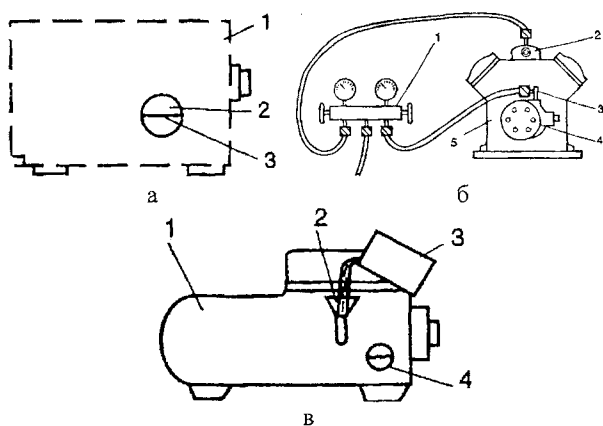


Рисунок-6.4.27 Диагностика масляной системы:

а) проверка уровня масла в картере компрессора (1 – картер компрессора; 2 – смотровое стекло; 3 – уровень масла); б) тестирование давления масла в компрессоре (1 – манометровый коллектор; 2 – всасывающий вентиль; 3 – штуцер масляного насоса; 4 – масляный насос; 5 – компрессор); в) заполнение масла в компрессор (1 – компрессор; 2 – воронка; 3 – сосуд с маслом; 4 – смотровое стекло)

Для осуществления закрытого способа манометровый коллектор шлангами соединяют с вентилями компрессора. Опускают конец центрального зарядного шланга в сосуд с чистым обезвоженным маслом (рис. 6.4.28а). Открывают вентили компрессора, создавая давление в системе. Его определяют по показаниям манометров. Приоткрывают ручной вентиль низкого давления на манометровом коллекторе и пропускают часть хладагента и масло через трубопроводы (рис. 6.4.41б). Закрывают всасывающий вентиль на компрессоре. Включают агрегат и создают вакуум в картере компрессора. Открывают ручной вентиль низкого давления на манометровом коллекторе и всасывают достаточное количество масла в компрессор (рис. 6.4.28в). Открывают вентили компрессора и включают агрегат. Для осуществления метода с масляным насосом соединяют манометр низкого давления на манометровом коллекторе с всасывающим вентилем компрессора. Закрывают ручной вентиль низкого

давления на манометровом коллекторе. Открывают вентили установки до появления показаний давления на манометрах. Соединяют центральный зарядный шланг с масляным насосом, не затягивая соединение. Открывают ручной вентиль на манометровом коллекторе и пропускают хладагент через незатянутое соединение в течение нескольких секунд, а потом его уплотняют. Помещают масляный насос в сосуд с чистым обезвоженным маслом. Полностью открывают ручной вентиль на манометровом коллекторе. Устанавливают шпindelь всасывающего вентиля компрессора в среднее положение. Перекачивают масло в систему до достижения требуемого уровня (рис. 6.4.28в). Открывают всасывающий вентиль компрессора на системе. Закрывают ручной вентиль низкого давления на манометровом коллекторе. Отсоединяют манометровый коллектор и включают установку.

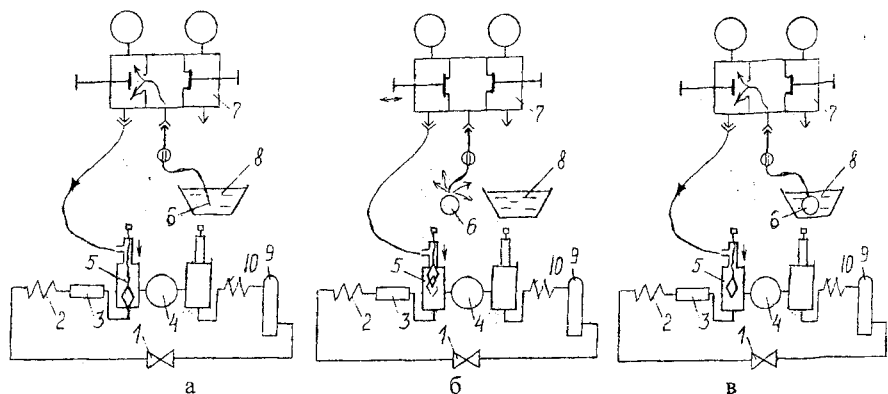
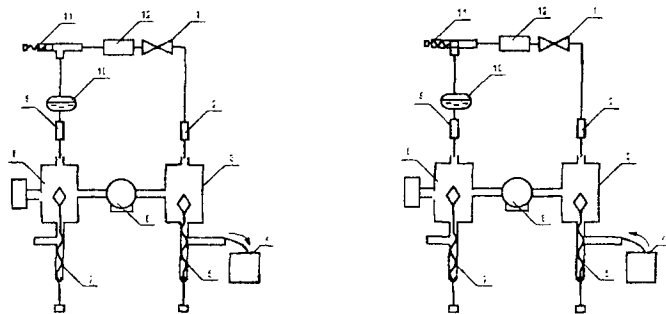


Рис. 6.4.28 Добавление масла в закрытую систему манометровым коллектором:
 а) схема (1 – терморегулирующий вентиль; 2 – испаритель; 3 – фильтр; 4 – компрессор;
 5 – вентиль всасывающий; 6 – шланг; 7 – коллектор; 8 – емкость масла; 9 – ресивер;
 10 – конденсатор; 11 – компрессор); б) продувка шланга насоса (6); в) подача масла

Дозаправка отечественных холодильных установок предусматривает ряд обязательных и последовательных действий. Холодильную машину обесточивают с помощью автоматического выключателя, а всасывающий вентиль компрессора открывают. На его тройнике вместо трубки датчика-реле низкого давления устанавливают заправочную медную трубку диаметром 6 мм и длиной 500 мм, а ее свободный конец опускают в сосуд с маслом. Провода датчика-реле давления отсоединяют, а клеммы шунтируют. Секундным прикрытием шпindelя всасывающего вентиля компрессора продувают заправочную трубку холодильным агентом.

Затем закрывают запорный вентиль на выходе из конденсатора или ресивера и включают компрессор, откачивая хладагент из картера и испарителя до давления 0,02–0,03 МПа. Медленно заворачивают шпindelь вентиля, фиксируя визуально подъем уровня масла в смотровом стекле компрессора. Подъем уровня масла до середины смотрового стекла фиксируется открытием всасывающего вентиля.

Затем (рис. 6.4.29а) продувают трубку, открывают всасывающий вентиль, удаляют холодильный агент и вакуумируют компрессор до 20–30 кПа и заправляют масло (рис. 6.4.29б).



а б
Рисунок-6.4.29 Этапы заправки масла:

1 - терморегулирующий вентиль; 2 - испаритель; 3, 8 - вентили; 4 - емкость с маслом;
5, 7, 11 - шпидели; 6 - компрессор; 9 - конденсатор; 10 - ресивер; 12 - фильтр-осушитель

Затем отсоединяют заправочную трубку от тройника и присоединяют трубку датчика-реле низкого давления. Трубку продувают хладагентом до появления белого облачка: отворачивают гайку на штуцере прибора и подают хладагент на тройник, заворачивая шпидель вентилля. Снимают шунт и подключают провода датчика-реле давления. Устанавливают всасывающий вентиль компрессора в рабочее положение и проверяют герметичность системы. Запускают компрессор и проверяют уровень масла в его картере.

Удаление масла из картера компрессора производят в случае его замены или избытка. Продолжительная работа холодильной установки на некачественном масле может привести к взаимодействию масел с металлами, разрушению уплотнительных деталей, ухудшению качества электроизоляционных материалов и пробую обмоток встроенных электродвигателей. При воздействии окисленных масел и холодильного агента на материалы изоляции обмоток из последних выделяются CO и CO_2 , которые при попадании в масло увеличивают его кислотность. Вероятность выхода из строя встроенного электродвигателя возрастает с повышением кислотности масла (рис. 6.4.30). Считают, что кислотность масла, предназначенного для использования в герметичных и бессальниковых компрессорах, не должна превышать 0,06 мг КОН/г масла.

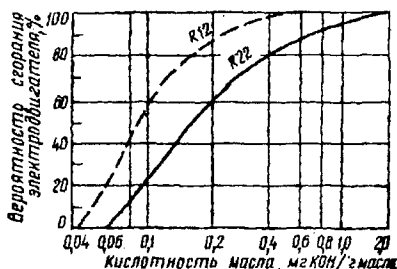


Рисунок- 6.4.30 Зависимость частоты сгорания встроенных электродвигателей от кислотного числа используемого масла

Профилактическая замена масла также включает ряд обязательных и последовательных действий. Машину обесточивают. Шпindelъ всасывающего вентиля компрессора закрывают. Провода датчика-реле давления отсоединяют, а клеммы шунтируют. Включают компрессор и периодически включением удаляют из него холодильный агент до достижения давления 20–30 кПа (6.4.31а). Выключают компрессор и закрывают нагнетательный вентиль. Отворачивают накидную гайку на тройнике и выравнивают давление в картере с атмосферным давлением. Откручивают маслосливную пробку в картере (рис. 6.4.31б) и, слив его из компрессора в емкость, заворачивают обратно (медную прокладку под пробку заменяют новой из отожженной меди). Заливают масло в компрессор до уровня середины смотрового стекла через заливное отверстие и, сменив медную прокладку на новую из отожженной меди, заворачивают пробку в маслосливное отверстие. Снимают накидную гайку-заглушку со свободного штуцера тройника нагнетательного вентиля компрессора и включают компрессор, удаляя из него воздух (рис. 6.4.31в). После прекращения шипения выходящего воздуха из штуцера тройника кратковременным открытием всасывающего вентиля проводят продувку и доводят давление всасывания до 0,07–0,1 МПа. Устанавливают в рабочее положение нагнетательный и всасывающий вентили компрессора и снимают шунт с датчика-реле давления.

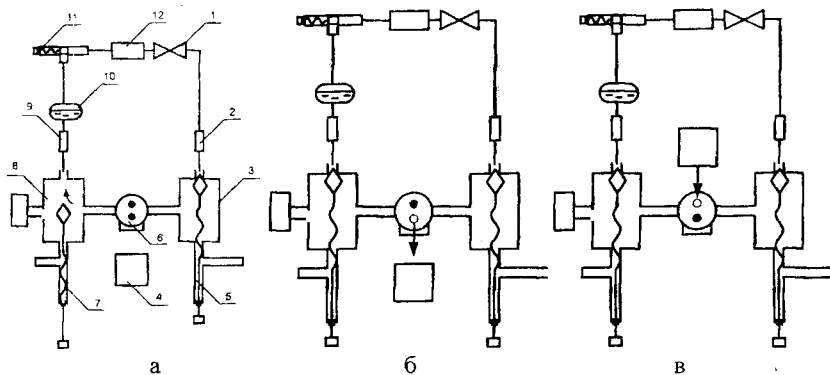


Рисунок-6.4.31 Этапы смены масла:

1 – термовентиль; 2 – испаритель; 3 – вентили; 4 – емкость; 5, 7 – шпindelи; 6 – маслосливная пробка компрессора; 9 – конденсатор; 10 – ресивер; 11 – запорный вентиль; 12 – фильтр

Датчик-реле контроля смазки устанавливается на компрессорах, имеющих смазку наиболее нагруженных трущихся пар маслом под давлением, создаваемым масляным насосом. Настраивается реле контроля смазки таким образом, чтобы при падении давления в системе смазки ниже 0,17–0,8 МПа компрессор выключался. Приведенные величины давлений берутся по отношению к изменяющемуся давлению в картере компрессора. Занижение величины давления включения реле контроля смазки ведет к интенсивному изнашиванию деталей компрессора или его аварии, так как он будет продолжать работать и в том случае, если давление в масляной системе по каким-либо причинам понизится. Завышение давления выключения этого прибора приводит к систематическому выключению компрессора.

6.4.6 Технология переоборудования установок под озонобезопасные агенты

Число холодильных установок, использующих хладагенты категории *CFC* (хлорфторуглероды), большое. Трудности снабжения хладагентами *CFC*, повышая вероятность длительных простоев такого оборудования, требуют проведения технических обслуживаний по замене хладагентов *CFC* озонобезопасными хладагентами *HFC* (*R134a* и *R404a*).

Озонобезопасные хладагенты *HFC* (фторуглеродороды) не содержат хлора (в отличие от *CFC* (*R12* и *R502*)), и, имея нулевой потенциал разрушения озона, оказывают слабое влияние на парниковый эффект перегрева земной атмосферы (рис. 6.4.32а). Однако использование этих хладагентов обостряет ряд существующих проблем при сборке оборудования и его техническом сервисе. Замена хладагентов *CFC* на хладагенты *HFC* в эксплуатируемых холодильных установках является сложной и дорогостоящей операцией.

Использование хладагентов *HFC* требует соблюдения многочисленных предосторожностей и порождает ряд проблем. Молекулы озонобезопасных хладагентов имеют гораздо меньшие размеры, чем молекулы традиционных хладагентов, поэтому пайку соединений выполняют припоем с повышенным содержанием серебра, так как такие соединения менее пористые. Причем пайка должна проводиться только в среде нейтрального газа (азота) во избежание образования окислов.

Теплообменники (испарители, конденсаторы), а также различные узлы (жидкостные ресиверы, регулирующие вентили, электромагнитные клапаны, маслоотделители), используемые с обычными хладагентами, совместимы с хладагентами *HFC*. Однако подбирать их нужно с учетом поправочного коэффициента, зависящего от типа хладагента.

Изготовленные из ранее применявшихся материалов, уплотнительные прокладки могут оказаться менее надежными при работе в среде *HFC*. Подбор трубопроводов под новые хладагенты производят по расчетным номограммам. Замена, например, хладагента *R502* хладагентом *R404a* (смесь трех индивидуальных соединений категории *HFC* (44% *R125* + 52% *R143a* + 4% *R134a*)) требует установки терморегулирующего вентиля с внешним уравниванием. Требуется установка фильтров-осушителей с мелкой сеткой, более чувствительных смотровых стекол, и иногда даже требуется менять компрессоры.

Оборудование, герметичное при работе на хладагенте *CFC*, может оказаться «дырявым» для хладагента *HFC*. Сальники компрессора открытого типа или обмотка герметичного компрессора должны быть совместимы с новым хладагентом. По этой причине компрессоры открытого типа не рекомендуются для работы с хладагентами *HFC*.

Компрессоры, предназначенные для работы с новыми хладагентами, заправляются специальным маслом, называемым «эфирное масло». Эфирные масла гигроскопичны. Предельное время нахождения открытой канистры с эфирным маслом на воздухе составляет лишь 15 минут. Смесь «эфирное масло + *HFC* + вода» образует агрессивную и опасную фторводородную кислоту. В частности, новый компрессор, заправленный эфирным маслом, поставляется полностью обезвоженным. Во время сборки и установки его внутренние полости должны оставаться изолированными от окружающей среды, чтобы избежать загрязнения масла влагой, которая содержится

в воздухе. Различная природа антиокислительных и противоизносных добавок смешиваемых эфирных масел делает общую вязкость смеси непрогнозируемой (рис. 6.4.32б).

Такая смесь эфирных масел перестает смешиваться с озонобезопасными хладагентами *HFC*. Потеря смешиваемости ускоряется, если эфирное масло загрязнено минеральным маслом (повсеместно используемым с *R12*). Если смешиваемость масла и хладагента ухудшается, то масло теряет возможность возвращения в картер, вызывая разрушение компрессора. В зависимости от условий работы (прямой цикл расширения, затопленный испаритель, высокая или низкая температура испарения, испаритель над или под компрессором, большая протяженность трубопроводов) максимально допустимое содержание минерального масла в эфирном масле достигает 1%. Нужно удалять из холодильного контура следы минерального масла. Это возможно после нескольких промывок.

Эфирное масло является более плохим растворителем, но обладает лучшими очищающими свойствами, чем старые масла. Это означает, что мелкие частицы, которые ранее присутствовали в контуре в растворенном виде, теперь не будут растворяться. С другой стороны, различные загрязнения стенок (нагар, окалина) смываются интенсивнее (рис. 6.4.32в) и масло загрязняется и чернеет быстрее, если поверхность стенок контура не была предварительно доведена до безупречного состояния.

Поэтому качество сборочных работ, особенно при монтаже установки, должно быть безупречным, а сами работы должны проводиться с соблюдением всех правил. Инструмент и набор манометров со шлангами должны быть приспособлены к новым хладагентам *HFC* (которые не допускают присутствия минеральных масел). Используют галоидные течеискатели, так как поиск утечек с помощью галогенной лампы невозможен (хладагент *HFC* не содержит хлора). Гибкие шланги или трубки, применяемые для холодильного контура с хладагентами *HFC*, характеризуются повышенной герметичностью и химической совместимостью.

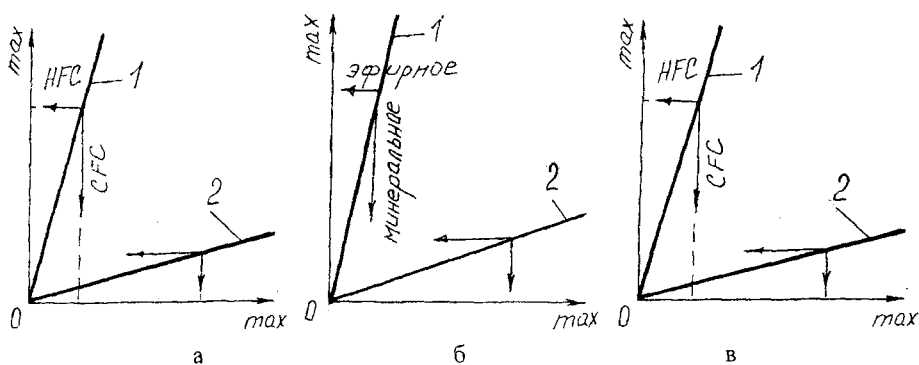


Рисунок-6.4.32 Сравнительная характеристика хладагентов и масел и эксплуатационно-конструктивных требований к установкам:

а) хладагентов (1 - перетекание; 2 - парниковый эффект); б) масел (1 - очищающие свойства; 2 - смешиваемость); в) установок (1 - вакуумная плотность; 2 - допустимые потери)

Чтобы обойти эти сложности, в настоящее время разработаны переходные хладагенты. Переходные хладагенты позволяют переоборудовать холодильные установки с минимальными доработками. Эти промежуточные хладагенты являются смесями хладагентов категории *HCFC* и *HFC*. Их используют для продления эксплуатации существующих установок с минимальными издержками. Общая последовательность действий при переоборудовании холодильной установки (она может претерпевать изменения в зависимости от типа первоначально заправленного хладагента *CFC* и выбранного для замены хладагента *HCFC*) включает шесть пунктов.

1) Уточняют параметры холодильного оборудования (давление, температуру, перегрев, переохлаждение, потребляемый ток) при работе на хладагенте *CFC*. Диагностируют холодильный контур и обеспечивают его герметичность. Индикатор влажности внутри смотрового стекла должен показывать, что контур сухой, а контроль кислотности масла компрессора должен свидетельствовать об отсутствии кислот. Причины их отклонений устраняются до начала переоборудования холодильной установки.

2) Составляют перечень материалов и комплектующих элементов (новый хладагент и компрессорное масло, фильтры и сальники, терморегулирующие вентили) и приборов (течеискатели, термометры, мультиметры, весы, вакуум-заправочная станция, рециклингвые емкости и емкости для старого масла, установка для откачки хладагента) для переоборудования холодильного оборудования.

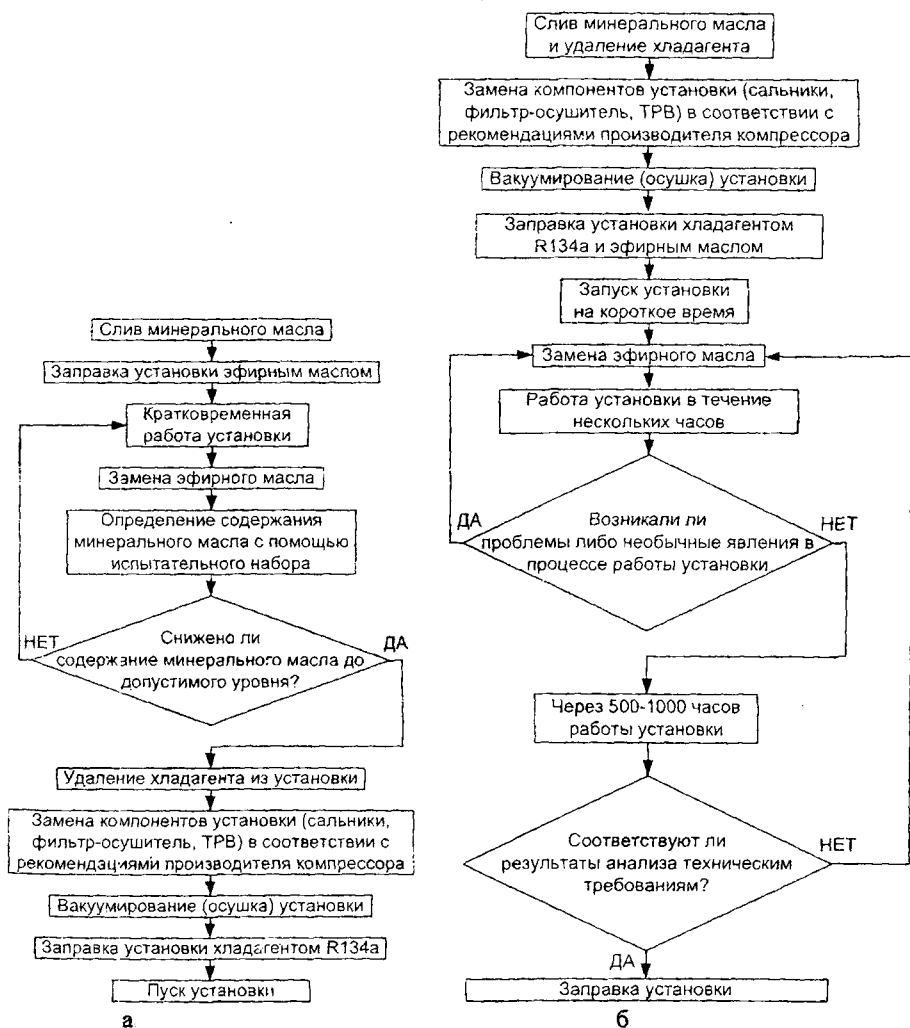
3) Закрывают жидкостной вентиль и перекачивают хладагент в ресивер. Затем сливают для экономии времени хладагент *CFC* в жидкой фазе. После откачки из установки остатков хладагента, находящихся в контуре в газовой фазе, взвешивают весь слитый хладагент (результаты взвешивания понадобятся при выполнении операции заправки). Затем сливают минеральное масло, соблюдая правила обращения с обычными маслами, и очищают все компоненты холодильного контура от минерального масла путем использования эфирного масла и хладагентов (*R12* или *R134a*) или растворителя.

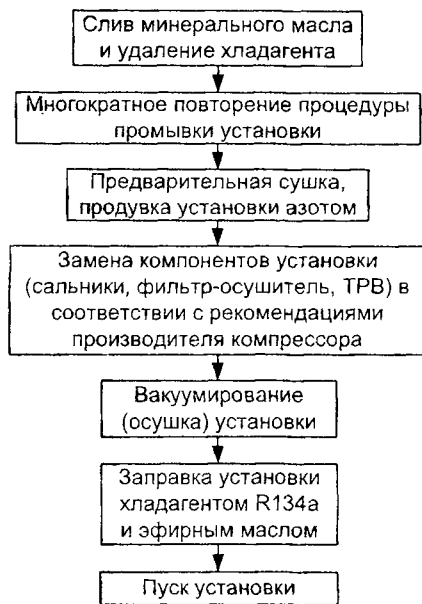
Если применяется первая процедура (рис. 6.4.33а), то после слива минерального масла холодильная установка будет работать в переходном режиме на смеси хладагента и эфирного масла. Для достижения допустимого уровня содержания остатков минерального масла в зависимости от размера установки 2–3 раза меняют эфирное масло. После удаления хладагента *R12* и выполнения всех необходимых замен и регулировок холодильную установку вакуумируют (высушивают) и заполняют хладагентом *R134a*.

Во второй процедуре (рис. 6.4.33б) первым шагом является слив минерального масла и удаление хладагента *R12*. После выполнения всех необходимых замен и регулировок холодильную установку вакуумируют (высушивают) и заполняют хладагентом *R134a*. Затем холодильную установку включают на 2–3 часа и заменяют отработанное эфирное масло свежим. Установку вновь включают и наблюдают за ее работой.

При возникновении отклонений от нормальной работы установку отключают и вновь заменяют эфирное масло. Если же установка работает удовлетворительно, то по прошествии примерно 1/3 сервисного периода ее эксплуатации производят анализ пробы эфирного масла (выполняется в специализированной лаборатории) и необходимости дополнительной его смены.

В третьей процедуре (рис. 6.4.33в) промывку холодильной установки производят растворителем (эфир бензина и другие углеводороды). Использование этих веществ исключает многократную смену эфирного масла. Кроме того, отработанный растворитель можно очистить посредством его дистилляции и использовать повторно. Если применять растворитель на основе хлора (например, CF_2Cl_2), то в холодильной установке после окончания процедуры не должно оставаться его следов: образующиеся свободные ионы хлорида будут вступать в реакцию с маслом и способствовать электроосаждению меди. В настоящее время для промывки контура часто рекомендуется относительно дорогой способ промывки эфирным маслом (или эфиром).





В

Рисунок– 6.4.33 Процедуры удаления минерального масла:
 а) эфирное масло и хладагент R12 ; б) эфирное масло и хладагент R134a ;
 в) промывка холодильной установки растворителем

4) Заливают свежее масло в компрессор (в соответствии с инструкциями разработчика компрессора) в том же количестве, которое было слито.

5) Меняют фильтр-осушитель. Устанавливают фильтр на всасывающей магистрали компрессора. Вакуумируют с целью удаления любых следов *CFC*. Заправляют находящуюся под вакуумом установку смесью *HCFC* в жидкой фазе. Смесей *HCFC* имеют температурный гистерезис (температуру скольжения) при изменении агрегатного состояния. Однако для *HCFC* этот гистерезис вовсе не является малым, поскольку для некоторых переходных смесей, заменяющих R12, он может превышать 8°C (для смесей, замещающих R502, он, как правило, менее 2°C). Поэтому заправка или дозаправка установок хладагентами *HCFC* должна обязательно проводиться только по жидкой фазе (рис. 6.4.34). При работе с такими смесями ремонтник не сможет определить температуру хладагента в испарителе или конденсаторе по показаниям манометра (как он мог это делать при работе с R12, R22, и R502) вследствие неоднозначности соотношения «давление-температура» из-за известного гистерезиса. Следовательно, нужно иметь в распоряжении таблицы производителя (или специальную линейку с номограммами, что более удобно для монтажной площадки), дающие различные зависимости между давлением и температурой для используемой смеси. Однако при данном давлении из-за температурного гистерезиса таблицы (или линейка) дают две разных температуры: точку росы яр и температуру вскипания. Точка росы указывает температуру паров в конце испарения или в начале кон-

денсации (100% паров без всякого перегрева). И, наоборот, точка вскипания представляет собой температуру жидкости в начале испарения или конце конденсации (100% жидкости без всякого переохлаждения).

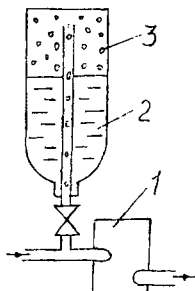


Рисунок-6.4.34 Заправка паров летучего компонента хладагента:
1 – компрессор; 2 – жидкий хладагент; 3 – пары хладагента

Сравним работу на $R12$ (гистерезис равен 0°C) с работой на смеси $HCFC$, которую мы будем называть «X» и гистерезис которой равен, например, 7°C (для максимального упрощения будем считать потери давления в испарителе равными нулю). При избыточном давлении 1,5 бара на выходе из испарителя температура кипения $R12$ равна минус 6°C (рис. 6.4.35а). Это означает, что парожидкостная смесь в испарителе в течение всего процесса испарения жидкости остается при температуре минус 6°C .

Однако в случае смеси $HCFC$ «X» при том же давлении на выходе в испаритель жидкость имеет температуру около минус 11°C (вскипания), постепенно повышаясь по мере испарения и продвижения в испарителе, чтобы в конце него достичь температуру минус 4°C , когда испарится последняя капля жидкости. В обоих случаях после этого температура паров на выходе из испарителя повышается в результате одного и того же перегрева (здесь 6°C), достигаемого в месте крепления термобаллона терморегулирующего вентиля.

При избыточном давлении 10 бар в конденсаторе (рис. 6.4.35) температура конденсации $R12$ равна 45°C . Это означает, что парожидкостная смесь $R12$ остается при температуре 45°C и течение всего процесса конденсации. Однако в случае смеси $HCFC$ «X» при том же давлении температура парожидкостной смеси в начале конденсатора составляет 50°C . А далее по мере продвижения по конденсатору и продолжения конденсации температура постепенно падает, достигая 43°C (вскипания), когда сконденсируется последняя молекула пара. После этого в обоих случаях сконденсировавшаяся жидкость переохлаждается на одну и ту же величину (здесь 5°C) до тех пор, пока не дойдет до выхода из конденсатора.

В случае хладагента с большим гистерезисом перегрев паров нужно оценивать по отношению к точке росы (пар), а переохлаждение жидкости - по отношению к точке вскипания (жидкость). При работе с хладагентом «X» неопытный ремонтник может посчитать, что перегрев повышен, так как составляет $2 - (-11) = 13^{\circ}\text{C}$ вместо 6°C , или переохлаждение повышено, так как составляет $50 - 38 = 12^{\circ}\text{C}$ вместо 5°C , и на основе необычных данных строить предположения о неисправностях. Однако он

может также посчитать, что перегрев завышен, в то время как компрессор «глодает» жидкость, или что переохлаждение нормальное, тогда как оно равно нулю.

На практике на выходе из терморегулирующего вентиля уже имеется парожидкостная смесь (порядка 80% жидкость + 20% пара для большинства установок). Это означает, что реальная температура вскипания достигается внутри терморегулирующего вентиля. Следовательно, температура на входе в испаритель выше, чем температура вскипания, снижая действительный гистерезис (рис. 6.4.35в).

Более того, потери давления в испарителе снижают давление хладагента на выходе из испарителя, а, следовательно, уменьшают и его температуру (действительная точка росы ниже, чем теоретическая), снижая действительный гистерезис. Такое двойное уменьшение приводит к тому, что некоторые хладагенты с небольшим гистерезисом (например, переходные смеси *HCFC* для замены *R502*) можно считать квазиэотропными. Однако переходные смеси для замены *R12* обладают гораздо более значительным гистерезисом (до 8°C), пренебрегать которым невозможно.

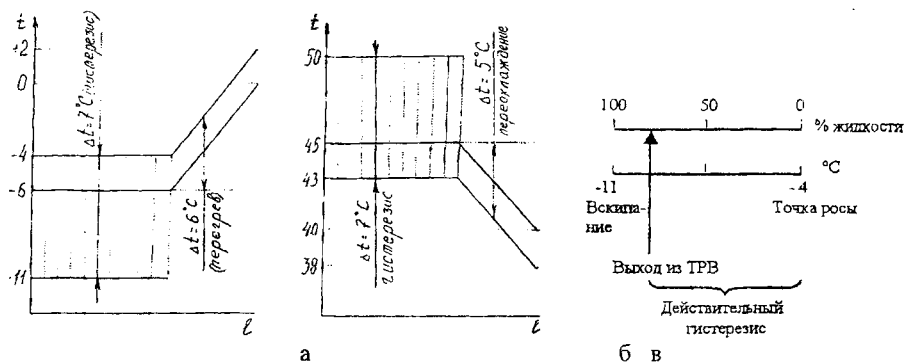


Рисунок-6.4.35 Термодинамические процессы: а) испарителя; б) конденсатора; в) гистерезис хладагента

В зависимости от хладагента заливают в контур через жидкостную магистраль, порядка 70–80% от массы слитого ранее хладагента *CFC*, и запускают компрессор. Во время периода выхода установки на номинальный режим необходимо наблюдать за значением перегрева.

Может случиться так, что терморегулирующий вентиль для хладагента *R12* окажется в составе установки, работающей на хладагенте *R134a*, а терморегулирующий вентиль для хладагента *R502* будет установлен в контуре, заправленном хладагентом *R404a*. В зависимости от используемого переходного хладагента и его температурного гистерезиса может потребоваться настройка перегрева, а иногда и смена сопла терморегулирующего вентиля. Наконец, если потребуются дозаправить установку, делать это нужно всегда только в жидкой фазе.

б) В конце процедуры переоборудования следует проверить настройку задающей аппаратуры (термостаты, прессостаты) и предохранительных устройств, осуществить поиск возможных утечек и обязательно промаркировать установку, указав тип хладагента и марку масла. Рекомендуется также осуществить профилактический контроль характеристик масла с целью предупреждения последующих отклонений.

6.5 Техническое обслуживание и ремонт компрессоров

Все неисправности, возникающие в процессе эксплуатации молокоохладительных установок можно разделить на две основные группы: неисправности электрической схемы и неисправности механической части агрегатов. Перегрузки, возникающие в электрических схемах, могут быть следствием короткого замыкания обмотки электродвигателя, пробоя изоляции, перегорания контактов пускателя, перетянутого ремня вентилятора, заклинивания подшипников.

Проверку предохранителей осуществляют либо в электрической схеме вольтметром, либо вне схемы – омметром. Напряжение проверяют на клеммах каждого предохранителя. Вынутый из схемы предохранитель (рис. 6.5.1а) проверяют омметром на замкнутость цепи между его концами.

Неисправные электрические соединения определяют визуально (рис. 6.5.1б). При обнаружении неисправности производят ремонт или замену проводов или клемм. Низкое напряжение на клеммах электродвигателя может стать причиной его перегрева или повреждения обмотки. Перегрев происходит при избыточной величине тока. Причиной низкого напряжения может быть малое сечение питающих проводов или ослабленное соединение их в клеммах.

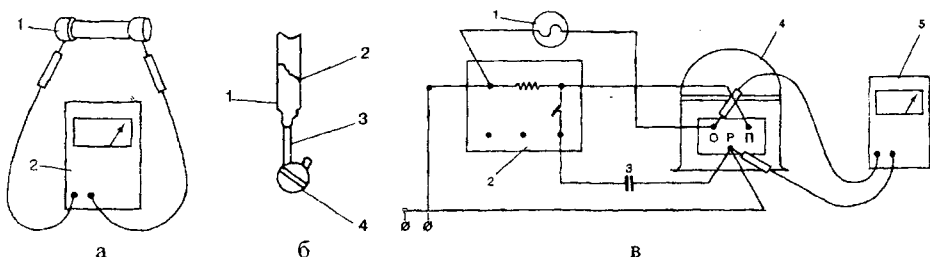


Рисунок – 6.5.1 Диагностика электрических элементов:

а) плавкого предохранителя (1 – предохранитель; 2 – омметр); б) электрического соединения (1 – перегоревшая и хрупкая изоляция; 2 – обесцвеченная изоляция; 3 – обесцвеченный и хрупкий провод; 4 – клемма); в) напряжения на клеммах компрессора (1 – защитное реле; 2 – пусковое реле напряжения; 3 – пусковой конденсатор; 4 – компрессор; 5 – вольтметр)

Для проверки напряжения вольтметр подключают к клемме нулевого провода и клемме рабочей обмотки двигателя компрессора (рис. 6.5.1в). Включают агрегат и фиксируют напряжение. Оно не должно отличаться более чем на 10% от номинального значения. Если напряжение ниже, то проверяют сечение провода. Оно должно соответствовать рекомендациям завода-изготовителя компрессора. Если сечение провода соответствует рекомендациям, а напряжение низкое, то необходимо проверить, нет ли в схеме ослабленных соединений. Их определяют по перегреву или подгоранию изоляции провода.

Неисправности в электрической схеме герметичного компрессора связаны с нарушениями в электродвигателе и могут быть следствием обрыва обмотки, межвиткового замыкания или замыкания обмотки на корпус. Проверку электродвигателя осуществляют омметром или микрометром. Выход из строя электродвигателя ком-

прессора происходит в результате нарушения качества изоляции провода обмотки. Витки обмотки замыкаются либо между собой, либо происходит их замыкание на корпус. В результате электродвигатель перегревается и перегорает. Для проверки отсоединяют подводящие провода от электродвигателя и определяют обрыв в обмотке омметром (рис. 6.5.2а). Омметр устанавливают на нуль и поочередно проверяют цепи между клеммами. При обрыве в обмотке омметр показывает сопротивление «бесконечность».

Обнаружение короткозамкнутой обмотки производят омметром (рис. 6.5.2б) на электродвигателе компрессора с отсоединенными подводящими проводами. С помощью омметра проверяют цепи между клеммами, а также между клеммами и корпусом. В короткозамкнутой обмотке сопротивление меньше стандартной величины. Если обмотка не замыкает на корпус, то показания омметра между корпусом и клеммами обмоток будут соответствовать «бесконечности».

При нарушении изоляции обмотки (рис. 6.5.2в) может происходить ее замыкание на корпус. Электродвигатель выходит из строя, предохранители перегорают, отключается автоматический выключатель. Обнаружение пробоя обмотки на корпус производят омметром. Отсоединяют все провода от клемм электродвигателя компрессора и последовательно проверяют цепь между корпусом и каждой клеммой. В случае пробоя омметр покажет наличие сопротивления в цепи.

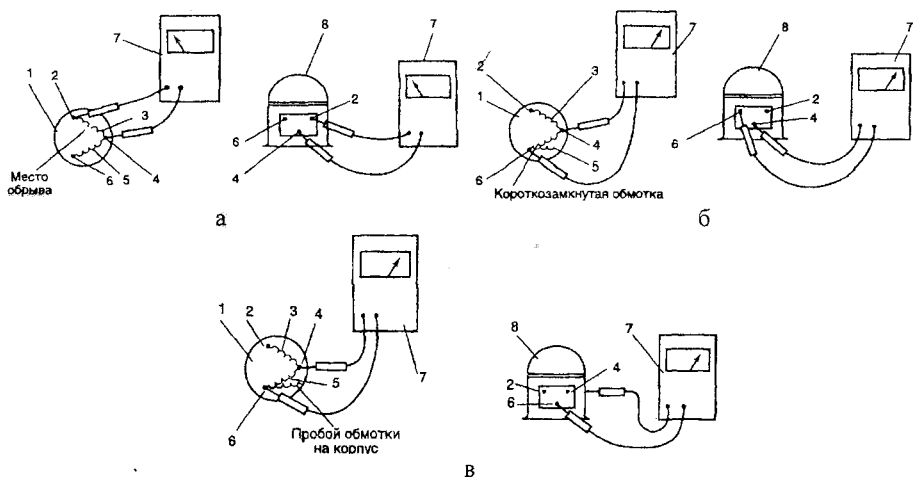


Рисунок- 6.5.2 Диагностика электрической схемы герметичного компрессора:

- а) обрыв обмотки (1 - электродвигатель; 2, 4, 6 - клеммы обмоток электродвигателя; 3 - обмотка, имеющая обрыв; 5 - целая обмотка; 7 - омметр; 8 - компрессор);
 б) замыкание витков; в) пробой обмотки на корпус

Для смазки подшипников отвинчивают крышки электродвигателя, разбирают его и вынимают ротор с подшипниками, промывают их в бензине (при необходимости заменяют), затем смазывают и собирают. Подшипники качения смазывают 1 раз в 6 месяцев жировым солидолом марки Т или универсальной среднеплавкой смазкой УС-3. Если агрегат расположен в помещениях с высокой температурой (более

30°C), то смазывают жировым констаином марки М или универсальной тугоплавкой смазкой УТ-1. Подшипники скольжения смазывают 1 раз в 3 месяца маслом марки «Веретенное-2» или «Индустриальное-12».

При текущем ремонте компрессоры разбирают в объеме, обеспечивающем устранение неисправностей. Для их разборки используют стенд 8738 (рис. 6.5.3а). Компрессор, подлежащий разборке, устанавливают на поворотный стол и фиксируют двумя резьбовыми прихватами. Стол можно поворачивать в горизонтальной плоскости на 360° и в вертикальной на 270°, обеспечивая доступ ко всем деталям компрессора. Комплекующие элементы подвергаются обмеру (рис. 6.5.3б).

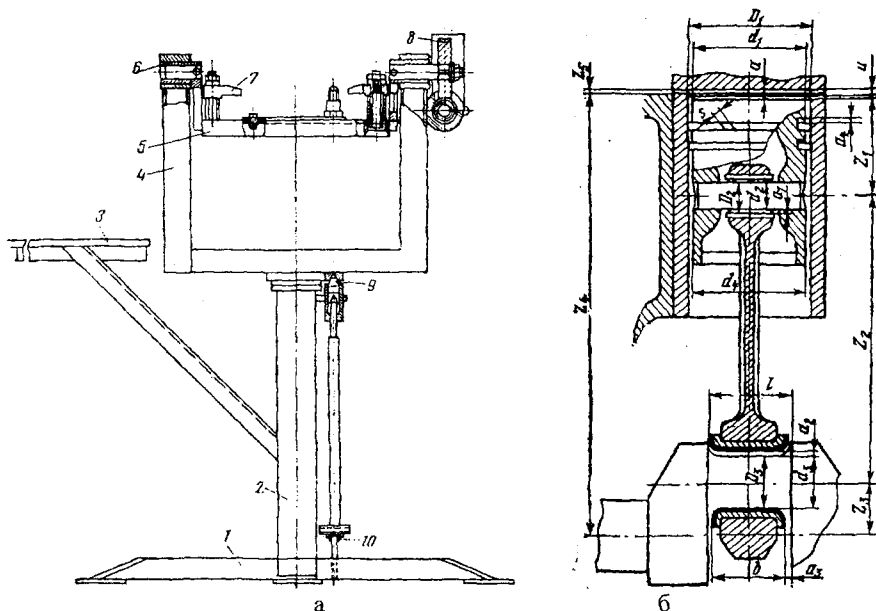
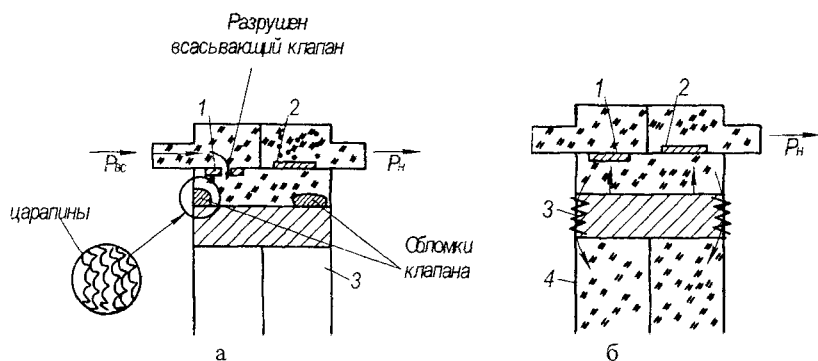


Рисунок- 6.5.3 Технологическое оснащение ремонтных работ компрессора:

а) стенд для разборки и сборки компрессоров (1 – основание; 2 – колонна; 3 – стол для инструмента; 4 – крошштейн; 5 – плита; 6 – подшипниковый узел; 7 – прихват; 8 – редуктор; 9 – фиксатор; 10 – педаль); б) схема обмера шатунно-поршневой группы (D_1, D_2, D_3 – диаметры цилиндра и вкладышей подшипников; d_1, d_2, d_3, d_4 – диаметры поршня, пальца, шейки вала, юбки поршня; a_1, a_2, a_3, a_4 – зазоры; s – тепловой зазор в замке поршневого кольца; z_1 – расстояние между торцом головки поршня и осью поршневого пальца; z_2 – расстояние между осью поршневого пальца и осью шатунной шейки вала; z_3 – радиус кривошипа; z_4 – расстояние между осью коренной шейки вала и верхним торцом цилиндра; z_5 – толщина прокладки между блоком цилиндров и крышкой; u – линейное защемленное пространство)

Клапанные пластинки подвержены поломкам. Обломки пластинок, попав внутрь цилиндра компрессора, образуют царапины стенок цилиндра и головки поршня (рис. 6.5.4а). Инородные тела препятствуют закрытию клапанов, способст-

вля в проникновению паров хладагента между сторонами всасывания и нагнетания. Поврежденная стенка цилиндра пропускает часть паров хладагента в картер компрессора (рис. 6.5.4б). Наличие царапин на верхней части поршня увеличивает общий защемленный объем. В случае нецелесообразности ремонта гильзы цилиндра ее выпрессовывают и заменяют новой. Полосовые пластины изготавливаются из пружинной, термически обработанной ленты углеродистой стали марки У10А.



Рисунок— 6.5.4 Повреждение цилиндра компрессора:

- а) разрушен клапан всасывающий (1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — обломки); б) поврежденная поверхность цилиндра (1 — всасывающий клапан; 2 — нагнетательный клапан; 3 — поршень; 4 — цилиндр)*

Эта лента в состоянии поставки уже имеет твердость не менее 500 единиц по Виккерсу (HV 500), в связи с чем пластины, изготовленные из нее, не нуждаются в дополнительной термической обработке. Ее наружная поверхность полирована. Она не должна иметь таких дефектов, как закаты, расслоения, риски и окалина. Не допускается также обезуглероженный слой на поверхности. Неплоскостность ленты в поперечном направлении, так называемая желобчатость, не превышает 0,03 мм. Для изготовления пластин применяют ленту высокой точности с поперечным сечением 1x10 мм, которая имеет предельное отклонение по толщине — 0,05 мм и по ширине — 0,2 мм. Кромки ленты закруглены шлифованием или изготовлением путем расплющивания проволоки. Размеры поперечного сечения, точность этих размеров, качество поверхности поставляемой ленты таковы, что вся механическая обработка пластин сводится к разрезке ленты на куски и обработке мест разрезки. Механическая обработка основных плоскостей пластины не только не нужна, но и недопустима, так как при этом образуются царапины, которые могут привести во время работы к быстрому выходу пластин из строя. По тем же причинам чистота обработки концов пластины в местах отрезки от ленты должна быть сравнительно высокой. Для предотвращения образования вмятин на ребрах и повреждения рабочих поверхностей клапана все ребра пластин тщательно скругляются.

Механическая обработка пластин сводится к следующему. Из ленты, поставляемой в рулонах, нарезаются куски требуемой длины с припуском на дальнейшую обработку по длине, размером 0,6 мм на каждую сторону. Диаметр рулона не менее чем в 200 раз больше толщины ленты. В связи с высокими требованиями к плоско-

стности пластин, отрезка должна производиться так, чтобы не происходило коробление концов заготовок. Учитывая это, а также небольшие размеры поперечного сечения ленты, заготовки от ленты отрубаются при помощи простейшего штампа, устанавливаемого на штамповочном прессе и представляющего собой подобие гильотинных ножиц. После этого на плоскошлифовальном станке обрабатываются концы заготовки в окончательный размер.

Размеры и форма заготовок позволяет производить их обработку пачками по 130 шт., закрепляемыми в специальном приспособлении. В связи с тем, что приспособление вместе с заготовками во время обработки удерживается на плоскошлифовальном станке силой магнитов, заготовки намагничиваются и начинают притягивать к себе мелкие частицы черного металла (стружку, металлическую пыль и т. п.). Поэтому после обработки на плоскошлифовальном станке заготовки размагничивают, помещая их на несколько секунд в зону действия электромагнитов, питаемых переменным током. Затем зашлифовывают ребра пластин личным напильником и тщательно зачищают абразивным полотном. В заключение производят рихтовку (выравнивание) тех пластин, которые по каким-либо причинам покоробились, например, при транспортировке или хранении. Рихтовка производится ударами деревянного молотка на гладкой чугунной плите.

Цилиндр является одной из главных частей компрессора. Рабочее состояние зеркала цилиндра определяет объемные и энергетические характеристики компрессора. Диагностика цилиндра включает проверку состояния зеркала. Оно должно быть зеркально-гладким. Изнашивание цилиндра происходит за счет истирающего действия поршневых колец. Интенсивность изнашивания усиливает рост давления сжатия паров хладагента в цилиндре компрессора. Рост усилия на стенку цилиндра компрессора сдувает масляную пленку и понижает вязкость масла вследствие повышения температуры в конце сжатия. Кривая нарастания износа вдоль образующей цилиндра представлена на рисунке 6.5.5.

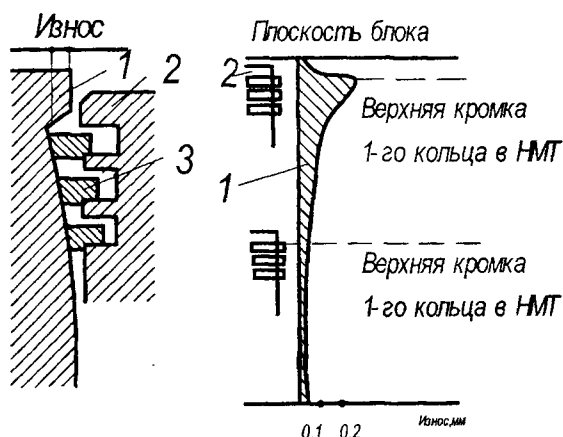
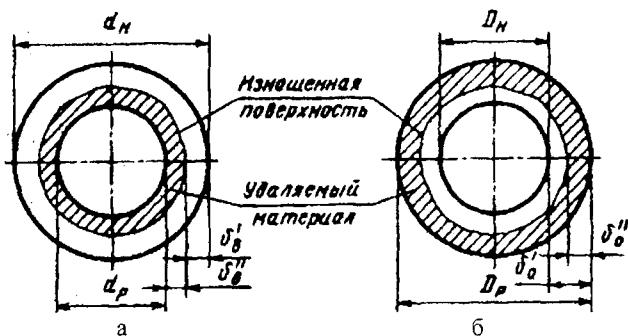


Рисунок- 6.5.5 Кривая износа цилиндра компрессора вдоль образующей:
*ВМТ, НМТ – верхняя и нижняя мертвые точки; 1 – стенка цилиндра;
 2 – поршень; 3 – поршневое кольцо*

Давление поршня на стенки цилиндра компрессора изменяют также монтажные или ремонтные перекосы шатуна или поршня. Цилиндр приобретает по высоте форму неправильного конуса, а в поперечном сечении – форму овала. Если детали или отдельные их элементы невозможно восстановить до прежних размеров либо процесс восстановления экономически нецелесообразен, то ремонт детали производят способом ремонтных размеров (рис. 6.5.6). Наиболее часто этот способ применяют для сопрягаемых деталей типа вал – втулка.



Рисунок– 6.5.6 Схемы определения ремонтных размеров поверхностей по результатам контроля износа вала (а) и втулки (б)

В этом случае из двух сопрягаемых деталей ремонтируют одну, наиболее дорогостоящую или металлоемкую деталь (например, коленчатый вал), а другую (например, шатун в сборе с вкладышем) изготавливают заново. Перевод ремонтируемой детали на ремонтный размер в ряде случаев производят до четырех раз.

Обычно ремонтные размеры для часто ремонтируемых деталей рассчитывают заранее, но можно определить эти размеры и в процессе ремонта. При переводе деталей на следующий ремонтный размер диаметр ремонтируемого вала постепенно уменьшается, а диаметр отверстия ремонтируемой детали постепенно увеличивается.

Очередной ремонтный размер ремонтируемого вала

$$d_{pn} = d_n - 2n_s(\delta_s^i + \delta_s^{ii})$$

где d_n – номинальный диаметр вала новой детали, мм; n_s – порядковый номер ремонтного диаметра вала; δ_s^i – допустимый износ вала (на радиус) за межремонтный период, мм; δ_s^{ii} – припуск на механическую обработку вала за один ремонт (на радиус), мм.

Ремонтный интервал диаметра вала

$$\gamma_s = 2(\delta_s^i + \delta_s^{ii}).$$

При определении ремонтного размера отверстия учитывают, что отверстие при ремонте увеличится. Ремонтный размер отверстия

$$D_{pn} = D_n + n_o \gamma_o,$$

где D_n – номинальный диаметр отверстия новой детали, мм; n_o – порядковый номер

ремонтного размера отверстия; γ_0 – ремонтный интервал диаметра отверстия, мм.

Число ремонтных размеров устанавливают, исходя из предельно допустимого размера сопрягаемых элементов деталей, а именно из минимального диаметра ремонтируемого вала d_{\min} и максимального диаметра ремонтируемого отверстия D_{\max} . Значения D_{\max} и d_{\min} определяют исходя из расчета на прочность и конструктивных особенностей детали. Число ремонтных размеров определяют по формулам для вала для отверстия

$$\begin{cases} n_{pv} = \frac{d_n - d_{\min} - 2\delta_s^*}{\gamma_s} \\ n_0 = \frac{D_n - D_{\min} - 2\delta_0^*}{\gamma_0} \end{cases}$$

При определении ремонтных размеров поверхностей по результатам контроля износа (рис. 6.5.6) под δ_s^* и δ_0^* понимают предельные (максимальные) фактические значения износа вала (отверстие) на радиус за межремонтный период; δ_s^* и δ_0^* – минимально необходимые значения припуска на механическую обработку вала (отверстие) на радиус за один ремонт.

При ремонте одной и изготовлении другой сопрягаемых деталей следует учитывать допуски на размер, определяющие характер посадки в сопряжении.

Способ ремонтных размеров применяют для самых различных сопряжений. Например, при ремонте шестеренных масляных насосов вместо установки компенсационных втулок можно расточить корпус под ремонтный размер, изготовив новые шестерни. Ремонтные размеры можно применять для резьбовых соединений, где при износе увеличивают внутренний диаметр резьбы гайки, а винты заменяют новыми. В частности, подобным образом ремонтируют корпусные детали с резьбовыми отверстиями. Ремонтные размеры цилиндров компрессоров приведены в таблице 6.5.1.

Таблица 6.5.1

Ремонтные размеры цилиндров компрессоров

Показатель	Размер
Номинальный диаметр, мм	67,5 ^{+0,03}
Предельно допустимый диаметр без ремонта, мм	67,625
Ремонтные размеры, мм	
Первый	68,5 ^{+0,03}
Второй	69,5 ^{+0,03}
Третий (гильзование)	67,5 ^{+0,03}
Овальность и конусность допустимые по чертежам	0,015
допустимые без ремонта, мм	0,06

Диагностика поршня включает этап проверки центровки поршня в цилиндре путем измерения радиальных зазоров и определения изменения его основных размеров. Износ поршня уменьшает его наружный диаметр, увеличивает ширину коль-

цевых канавок и диаметр бобышек поршневого пальца. Изношенные поршневые канавки вызывают удары колец при смене направления движения поршня. Наибольшему износу подвергается верхняя канавка из-за ухудшения смазки и больших усилий, передаваемых первым кольцом. Уменьшение диаметра поршня на 0,05 мм, увеличение размера канавок под поршневые кольца по высоте на 0,04 мм требуют его выбраковки. Изношенное более 0,015 мм отверстие под палец в поршне растачивают и запрессовывают втулку. Допустимые величины износа поршней компрессоров различных марок приведены в таблице 6.5.2.

Таблица 6.5.2

Величины износа поршней компрессоров

Показатель	Размер
Диаметр отверстия под палец, мм: номинальный; допустимый (без ремонта)	20 ^{+0,023} 20,033
Диаметр наружной поверхности, мм: номинальный; допустимый (без ремонта)	68,5 ^{-0,03} 67,28
Высота канавки поршневых колец, мм: номинальная; допустимая	67,4 ^{+0,03} -0,06 67,28

Поршневые пальцы являются ответственными деталями в сопряжении поршня с шатуном и работают в тяжелых условиях. Палец и поршень в процессе работы компрессора нагреваются, а так как коэффициенты линейного расширения материалов этих деталей различны, то и зазоры в этом сочетании изменяются. Это приводит к тому, что при знакопеременных нагрузках в деталях этого узла возникают дополнительные ударные нагрузки. Ударные нагрузки могут достигать таких значений, при которых происходит отрыв шатунных болтов.

Пальцы изготавливают из сталей 20, 15X, 20X, 12ХНГА, 13ХНЗА с цементацией на глубину 1,0–1,5 мм и закалкой до твердости 59–63 HRC₀. Технологию ремонта поршневых пальцев определяют после осмотра и измерения их размеров, а также измерения сопрягающихся с ними поверхностей отверстий втулок верхней головки шатуна и отверстий под поршневые пальцы. Палец заменяют новым, если отклонения формы на рабочих поверхностях превышают $(d/1000)+0,05$ мм (где d – диаметр пальца).

Разностенность допускается не более 0,5 мм для пальцев с наружным диаметром до 80 мм и не более 0,8 мм – с наружным диаметром более 80 мм. При осмотре во время технического обслуживания и ремонта у некоторых машин поршневые пальцы не имеют фасок или имеют их с одной стороны. Наличие острых кромок может вызвать срезание отогнутых концов стопорных колец, фиксирующих палец в поршне. Это приводит к задирам на зеркале цилиндра и выходу пальца из бобышки поршня, что, в свою очередь, увеличивает повреждение зеркала цилиндра.

Шатунные болты относятся к самым ответственным деталям компрессора. В

результате их разрыва происходят тяжелые аварии, так как сильные удары колена вращающегося вала по неподвижному после обрыва болтов шатуну вызывают его изгиб, повреждение вала, а иногда и разрушение корпусных деталей (блок-картеров и цилиндров), выход компрессора из строя.

Основной причиной обрыва шатунных болтов является усталость металла в результате действия переменных нагрузок вследствие больших зазоров в шатунных подшипниках, увеличенной овальности шеек коленчатого вала; нарушения затяжки гаек. Перечисленные выше дефекты болтового соединения возникают как при изготовлении шатунных болтов, так и при монтаже и эксплуатации. В связи с этим предъявляются высокие требования к технологической дисциплине на этих этапах. Болты вместе с гайками должны иметь маркировку с указанием марки стали и первоначальной длины болта, измеренной с точностью 0,01 мм. При затяжке болтов следует иметь в виду, что на прочность болта влияет поверхностное давление, возникающее в целом по стержню или в отдельных его местах при тугой посадке болта. Гайки должны затягиваться, как правило, одним человеком с определенным усилием на ключе в соответствии с инструкцией завода. На каждый болт необходим паспорт, в котором указаны первоначальная длина болта и его удлинение, установленное при ремонте. Удлинение болтов регламентируется заводом-изготовителем для компрессора определенного типа. Упругое удлинение шатунных болтов из малоуглеродистой стали должно составлять 0,0038, а для болтов из легированных сталей — 0,044 первоначальной длины болта [17]. При превышении указанных пределов остачных удлинений болт бракуют и заменяют новым.

Следует отметить, что на предприятиях, изготавливающих и эксплуатирующих компрессоры, удлинение болтов не измеряют, что является серьезным нарушением правил технического обслуживания. В процессе технического обслуживания и ремонта производят контроль целостности тела болта и резьбы. Выявление рисков, забоин, острых переходов, подрезов осуществляется с помощью лупы 5-кратного увеличения. Мелкие трещины выявляют с помощью дефектоскопического контроля магнитным, цветным или ультразвуковым методом.

Микротрещины выявляют с помощью керосина, раствора мела или краски «Судан IV». Для этого поверхность детали (болта) надо промыть бензином, вытереть насухо и нанести на нее кистью или пульверизатором слой подкрашенной жидкости. Красный раствор готовят из 15 г краски «Судан IV», размешанной в 1 л растворителя, состоящего из 80% керосина и 20% скипидара. Через 8–10 минут жидкость под действием капиллярных сил проникнет во все даже самые мельчайшие трещины. После этого деталь промывают 5%-ным содовым раствором и вытирают насухо. Затем на сухую поверхность наносят тонкий слой белой краски, состоящей из 350 граммов мела, растворенного в 1 л жидкости (60% воды и 40% спирта). Там, где на белой поверхности появятся красные полосы, тонкие штрихи, находятся трещинки.

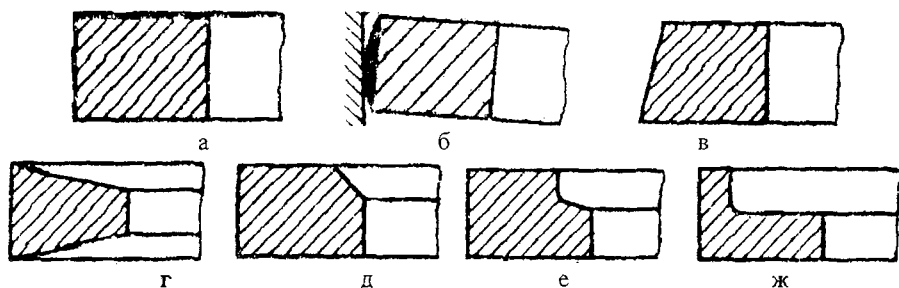
Успешная работа компрессора возможна при условии постоянной герметичности рабочего пространства цилиндра. В связи с этим контролю их в процессе технического обслуживания следует уделять большое внимание. Компрессионные и маслосъемные поршневые кольца ремонту не подлежат, а при износе заменяются новыми. Кольцо заменяют новым также при замене поршня после расточки цилиндра, и после расточки поршневых канавок при ремонте поршня.

Простая геометрическая форма компрессионных колец прямоугольного сечения (рис. 6.5.7а) отвечает требованиям уплотнения при нормальных условиях эксплуатации. Более совершенной масляной пленки, необходимой для смазывания, можно добиться введением колец с бочкообразной рабочей поверхностью.

Бочкообразная форма рабочей поверхности вследствие действия присущего ей масляного клина обеспечивает оптимальное распределение масла по ходу поршня, исключает вероятность давления кромкой кольца и разрыва масляной пленки при перекосе поршня (рис. 6.5.7б). Другим преимуществом бочкообразной формы поверхности является то, что в первоначальный период контакт рабочей поверхности кольца происходит по линии, благодаря чему сокращается процесс приработки.

Компрессионные кольца с конической рабочей поверхностью (рис. 6.5.7в) уменьшают время приработки, а с конической торцевой поверхностью (рис. 6.5.7г) предотвращают опасность «залегания» колец.

Кольца с внутренней фаской или внутренней выточкой (рис. 6.5.7д-е) благодаря одностороннему изменению поперечного сечения при установке в цилиндр приобретают тарельчатую форму и соответственно образуют или усиливают коническую рабочую поверхность по отношению к цилиндру. Компрессионные кольца L-образной формы (рис. 6.5.7ж) надежны в условиях вибрации высокооборотных компрессоров.



Рисунок—6.5.7 Компрессионные кольца:

- а) прямоугольного сечения; б) бочкообразного сечения; в) с конической рабочей поверхностью; г) с конической торцевой поверхностью; д) с внутренней фаской; е) с внутренней выточкой; ж) L-образное

Скребокное маслоъемное кольцо (рис. 6.5.8а) благодаря кольцевой проточке деформируется подобно кольцу с внутренней фаской или с внутренней выточкой, в результате чего кромка скребка плотно прилегает к стенке цилиндра.

Кольцо с дренажными окнами и двумя рабочими поясками (рис. 6.5.8б), торцы которых параллельны, благодаря узким пояскам обеспечивает достижение более высокого давления.

Для дальнейшего повышения давления, а, следовательно, увеличения съема масла рабочие пояски снаружи имеют фаски (рис. 6.5.8в).

При применении колец с односторонними, одинаково направленными фасками (рис. 6.5.8г) увеличивается съем масла по сравнению с кольцами, имеющими встречные фаски.

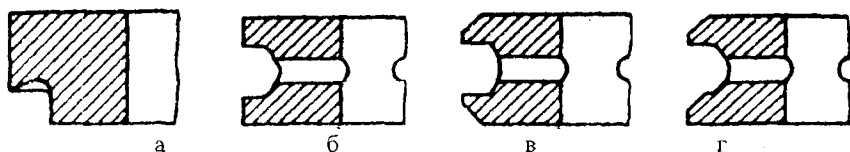


Рисунок-6.5.8 Беспружинные маслосъемные кольца:

а) скребковое; б) с дренажными окнами; в) с встречными фасками; г) с односторонними фасками

Поршневые кольца снимают и устанавливают с помощью специальных клещей разных конструкций. Наиболее совершенными являются клещи, снабженные ограничителями развода колец, что предупреждает образование в них трещин. Для снятия или установки кольца губки щипцов осторожно вводят в зазор замка и кольцо разводят, нажимая на рукоятки до упора их в ограничитель.

Процесс выявления дефектов включает в себя: снятие с поршня колец, промывку и контроль их качества визуально (внешним осмотром), контроль всех размеров в соответствии с техническими условиями на изготовление нового кольца. Масса изношенного кольца, например, составляет менее 90% от первоначальной массы. Поршневое кольцо, имеющее трещины и задиры на рабочей поверхности кольца, требует замены новым кольцом. Нормальная работа кольца возможна только при достаточно свободном его перемещении в канавке, что обеспечивается оптимальным зазором между внутренней поверхностью поршневого кольца и дном канавки (радиальный зазор b на рисунке 6.5.9), а также между торцовыми поверхностями кольца и поршневой канавки (осевой зазор a , рис. 6.5.9).

Неодинаковая толщина (разностенность) колец является причиной их неравномерного давления на стенки цилиндра. Уменьшение толщины (в наиболее изношенном месте) колец, находящихся в эксплуатации, допускается в пределах 10–20% их первоначального размера. Одним из основных факторов, вызывающих износ поршневых колец, является степень полноты прилегания колец к зеркалу цилиндра, определяющая равномерность распределения давления колец на стенки цилиндра.

Наличие просвета между ними вызывает неравномерное и форсированное изнашивание тех и других. Допустимый зазор между цилиндром и кольцом составляет 0,03–0,04 мм (по дуге в 45° не более чем в двух местах). Плотность прилегания сопрягаемых поверхностей устанавливают по внешнему виду. Наличие на наружных цилиндрических блестящих поверхностях колец темных от нагара участков указывает на то, что в этих местах кольца не соприкасались с цилиндром. К зеркалу цилиндра кольцо прижимается не только силой упругости, но и радиально направленной силой – силой давления сжимаемого газа, проникающего в поршневые канавки.

Радиальное давление, пропорциональное кубу ширины кольца, с уменьшением последней чрезвычайно быстро снижается. Упругость кольца резко снижается при износе рабочей поверхности. Блестящие места на внутренних поверхностях колец – результат ударов колец о дно канавки поршня. Большое значение для нормальной работы компрессора имеет величина и характер распределения давления кольца на зеркало цилиндра вдоль осевого периметра кольца. При недостаточном давлении не обеспечивается необходимое уплотнение поршня, в силу чего происходит вынос масла в полость нагнетания.

Давление кольца от сил упругости определяется в приспособлении (рис. 6.5.9). Кольцо устанавливается в приспособление и нагружается силой так, чтобы зазор в замке кольца соответствовал рабочему (0,5 мм). Кольца удовлетворительно работают при потере упругости на 30% первоначального значения при условии равномерного износа по окружности и увеличении зазора в замке в пределах установленной нормы.

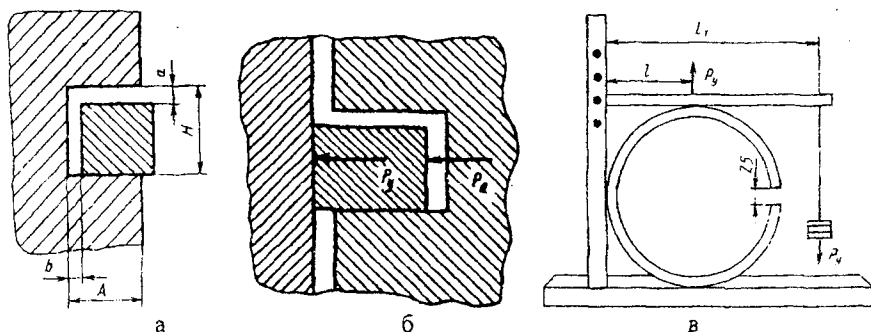


Рисунок – 6.5.9 Схемы зазоров, действующих сил и приспособлений:

- а) зазоры между канавкой и кольцом (A – глубина канавки; H – ширина канавки; a – осевой зазор; b – радиальный зазор); б) схема сил, действующих со стороны кольца на зеркало цилиндра; в) схема приспособления для проверки упругости поршневых колец*

Радиальное изнашивание от трения плоскостей о стенки канавок поршня увеличивает зазор в замке и уменьшает упругость кольца. Радиальное изнашивание не бывает равномерным по контуру. Минимальный износ приходится на участок, противоположный замку, а максимальный – на участки замка.

Повышенное радиальное изнашивание колец у замка происходит вследствие действия в этом месте наибольших давлений от сил упругости. Остаточная деформация кольца не должна превышать 10–12% величины зазора в свободном состоянии.

Торцы колец должны быть темными. Блеск на торцевых поверхностях появляется при их истирании и свидетельствует об износе колец по высоте. Изнашивание по высоте происходит от трения наружных поверхностей колец о канавки поршня. Отклонение от плоскостности торцов кольца допускается не более 0,08 мм. Осевой износ увеличивает зазор между кольцами и канавками поршня. Предельное значение осевого зазора – $2,5h_n$ мм (где h_n – нормальный монтажный зазор, мм). Зазор между кольцом и торцом канавки поршня должен быть менее 0,05–0,06 мм для новых колец и поршней и 0,11 мм у поршней с изношенными торцевыми поверхностями канавок. Поршневое кольцо бракуют при износе по высоте более 0,03 мм.

Признаком изношенности поршневого кольца является, превышение зазора в замке кольца допустимой величины. Номинальный зазор в замке кольца составляет 0,04% от наружного диаметра цилиндра с допуском 0,1–0,2 мм в большую сторону. Увеличение зазора в замке кольца до 1% от диаметра цилиндра свидетельствует о полном износе кольца.

Зазор в замке кольца в рабочем состоянии должен предотвращать смыкание кольца в замке в результате теплового расширения и не допускать потерь в результате негерметичности в этом месте. Если при осмотре торцы колец в замках оказываются натертыми до блеска, значит, они в процессе работы соприкасались и тепловой зазор недостаточен. Удары концов друг о друга приводят к быстрой их поломке. Прямой или косой (под углом 30–45°) замки просты в изготовлении, однако с течением времени и длительных сроках эксплуатации увеличиваются зазоры косоугольного и особенно прямого замков.

Замок «внахлестку» обеспечивает более длительную эксплуатацию даже выработанного цилиндра. Тепловой зазор в замке измеряют, вложив кольцо в контрольное отверстие кольцевого калибра. Диаметр его контрольного отверстия равен номинальному диаметру цилиндра, но выполнен с допуском 1/3 допуска соответствующей посадки кольца. Кольцевой калибр кладут на поверочную плиту, закладывают в него поршневое кольцо и прижимают к плите до упора, после чего щупом измеряют тепловой зазор. Кольца подлежат замене при увеличении теплового зазора в 3–4 раза по сравнению с первоначальным зазором.

Новые кольца, изготавливаемые в основном из серого чугуна СЧ18, СЧ24, имеющего достаточные упругость и износостойкость, для проверки высоты прокатывают по канавкам поршня. Кольцо признается годным, если оно свободно прокатывается на любом участке канавки, имеет небольшую качку (но не смещается по высоте) и полностью погружается в канавку. Зазор по высоте проверяют щупом. Если кольцо входит туго, то его торцы обрабатывают на абразивном бруске или притиркой пастой ГОИ. Малый осевой зазор между ручьем поршня и кольцом может вызвать заклинивание кольца, а большой – удары кольца о поверхность ручья, что ведет к износу торцовых поверхностей ручья, быстрому выходу колец из строя, а также большому выносу масла.

Параметр шероховатости наружной поверхности кольца должен составлять $R_a = 2,5$ мкм. Эта шероховатость колец и цилиндров, меньшая толщины масляной пленки, предотвращает соприкосновение трущихся деталей и возникновение сухого трения. Наружные поверхности колец с параметрами шероховатости $R_a = 2,5$ мкм обеспечивают хорошую приработку к зеркалу цилиндра. Параметр шероховатости торцовых поверхностей должен составлять 0,63 мкм.

Превышение этой величины может вызвать вибрацию кольца и увеличение расхода смазочного материала до полной приработки колец. Тепловой зазор в замке в случае необходимости увеличивают опилкой губок надфилем или плоским напильником.

Для выполнения текущих ремонтов зарубежные фирмы рекомендуют специальную систему колец, состоящую из колец нормальных размеров и колец ремонтных размеров. Кольца нормальных размеров подходят для новых и работавших цилиндров. Они идентичны серийно выпускаемым кольцам, но имеют более высокую маслосъемную способность. Кольца ремонтных размеров применяют в том случае, когда из-за износа цилиндра происходят повышенный расход масла и потеря мощности. Эти кольца компенсируют большой износ цилиндра.

Коленчатый вал – самая ответственная деталь поршневого компрессора. Ремонт его осуществляется при капитальном ремонте компрессора. Коленчатые валы

изготавливают из высококачественной углеродистой стали марок 40 и 45 или легированной стали марки 40X из заготовок, полученных обработкой давлением. Их изготавливают также из высокопрочных чугунов, например ВЧ 50-1,5, используя в качестве заготовки отливку. Основными рабочими поверхностями коленчатого вала являются поверхности коренных и шатунных шеек.

При эксплуатации наиболее сильному изнашиванию подвержены поверхности шатунных шеек (рис. 6.5.10). Изнашивание усиливается вследствие повышенных механических скоростных нагрузок, а также наличия агрессивных сред. Вал подлежит обязательному ремонту, если отклонение формы, а также биение шеек превышает допустимые значения, глубина задиры на шейках более 0,1 мм, высота образовавшихся на шейках кольцевых выступов и впадин более 0,15 мм, имеются выступы и изломы на шейках. Правый (длинный) конец вала имеет конический участок, сопрягаемый со шкивом-маховиком. Коническое сопряжение позволяет значительно лучше центрировать шкив-маховик, чем цилиндрическое сопряжение с зазором.

Другие же посадки (переходные и с натягом) затрудняют или делают невозможным снятие шкива-маховика, которое производят сравнительно часто (особенно при ремонте). Значительная овальность конусного участка (дефект 5) вызывает расшатывание шкива на валу.

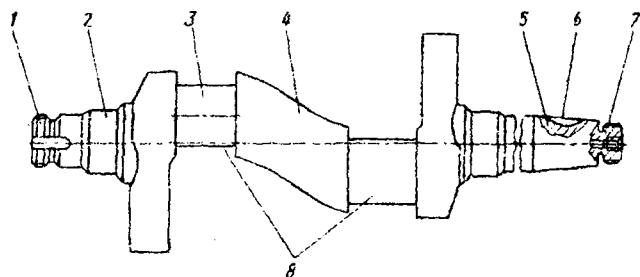


Рисунок- 6.5.10 Схема расположения дефектов коленчатого вала компрессора: 1 - повреждение резьбы; 2 - изменение формы диаметрального размера, риски, задиры на коренных шейках; 3 - изменение формы диаметрального размера, риски, задиры, кольцевые выступы на шатунных шейках; 4 - искривление оси вала; 5 - изменение формы, размеров, риски, задиры на посадочной поверхности под шкив; 6 - снятие шпоночного паза; 7 - повреждение резьбы; 8 - трещины шатунных шеек

Диагностика коленчатого вала включает измерение степени износа шеек вала и степени его биения, выявление деформаций и трещин. Износ шеек коленчатого вала проявляется в уменьшении их диаметра и искажении формы. Большие отклонения от цилиндрической формы коренных и шатунных шеек (дефекты 2 и 3) ускоряют износ подшипников качения и вкладышей нижних головок шатунов. Значительная овальность сальникового участка вала нарушает герметичность сальников. Неравномерный износ шеек вала объясняется действием переменных нагрузок, упругой деформацией вала и различием в условиях смазки всей поверхности шейки. Кроме того, возможно повреждение сопрягаемых поверхностей образующимися рисками, вмятинами, раковинами. Эти повреждения являются следствием дефектов в под-

шипниках или загрязнения смазочного масла. Деформацию вала вызывает перегрузки, возникающие от гидравлического удара. Трещины и изломы появляются главным образом в местах с повышенной концентрацией напряжений. Ремонтные размеры коленчатых валов компрессоров приведены в таблице 6.5.3.

Таблица 6.5.3

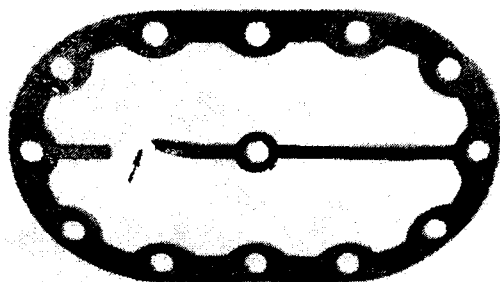
Ремонтные размеры коленчатых валов компрессоров

Показатель	Размер
Шейка коленчатого вала коренная, мм	35 ^{-0,002} (номинальный)
Шейка коленчатого вала шатунная, мм	42 ^{-0,025} _{-0,050} (номинальный)
	41 ^{-0,025} _{-0,050} (первый ремонтный)
	40 ^{-0,025} _{-0,050} (второй ремонтный)
	39 ^{-0,025} _{-0,050} (третий ремонтный)

Признаком износа подшипников является возникновение прерывистого шума при его работе и падение давления масла. При осмотре изношенных подшипников на рабочих поверхностях шариков, роликов, беговой дорожки кольца обнаруживаются глубокие риски и следы выкрашивания металла. В результате износа подшипника качения увеличивается радиальный зазор в рабочей паре, образуя люфт между телами и дорожкой качения. Износ подшипника вызывает утечку масла и нарушение жидкостного трения. Тонкостенные вкладыши подшипников заменяются в том случае, если установлено, что зазор в сопряжении превышает допустимое значение. Замену изношенных вкладышей производят вкладышами ремонтных размеров. При этом зазор в подшипниках обеспечивается за счет шлифования вала под ремонтный размер. Вкладыши заменяются новыми попарно, без подгоночных операций. Установка прокладок между вкладышами и постелями шатуна или крышки недопустима, так как при этом нарушается перпендикулярность осей вала и цилиндра и ухудшается отвод тепла от подшипника к телу шатуна. Изношенные подшипники качения заменяют новыми. Выкрашивание слоя баббита головки и крышки шатуна и разрушение прокладок между головкой и блоком цилиндров компрессора показаны на рисунке 6.5.11.



а



б

Рисунок-6.5.11 Выкрашивание слоя баббита головки и крышки шатуна (а) и разрушение прокладки между головкой и блоком цилиндров компрессора (б)

Определение технического состояния компрессора, а также обкатку его после замены движущихся частей при текущем ремонте проводят на стенде типа 8765 (рис. 6.5.12). Обкатку компрессоров проводят на холостом ходу и под нагрузкой. Снизить продолжительность обкатки и улучшить качество приработки компрессора можно, используя стенды типа ОР-9122 с циркуляционной системой смазки, обеспечивающей температуру масла на входе более 30°C и на выходе из компрессора не выше 70°C.

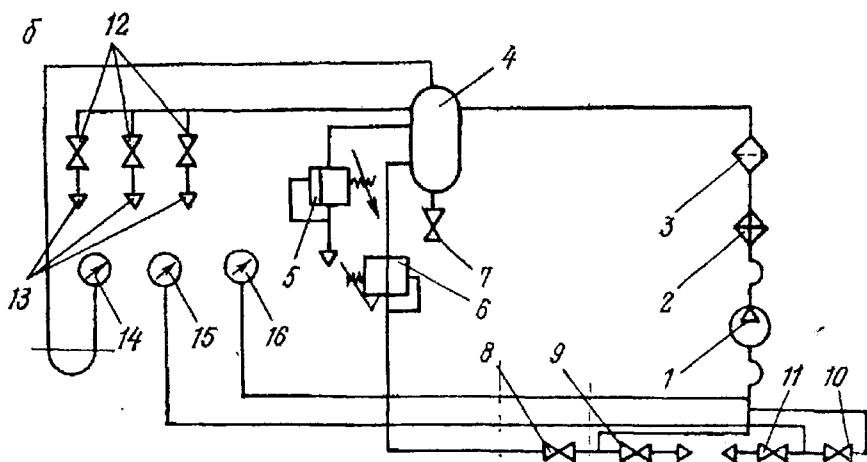


Рис. 6.5.12 Пневматическая схема стенда для обкатки и испытания компрессоров: 1 - компрессор; 2 - конденсатор; 3 - влагоотделитель; 4 - емкость; 5 - предохранительный клапан; 7 - продувка; 6, 8 - настройка; 9 - всасывание; 10 - вакуум; 11 - сброс вакуума; 12 - вентили жиклеров; 13 - жиклеры; 14 - манометр; 15 - вакуумметр; 16 - мановакуумметр

Для оценки технического состояния компрессора могут быть использованы индикаторные диаграммы, снимаемые, например, при испытаниях поршневых компрессоров. По диаграммам могут быть определены: индикаторное давление в рабо-

чей камере компрессора, индикаторная работа и мощность, объемная производительность, а также неисправности и их причины.

Сопоставление диаграмм [83], снятых с работающего компрессора, с нормальной диаграммой позволяет по смещению характерных точек судить о возможных неисправностях и отклонениях (рис. 6.5.13).

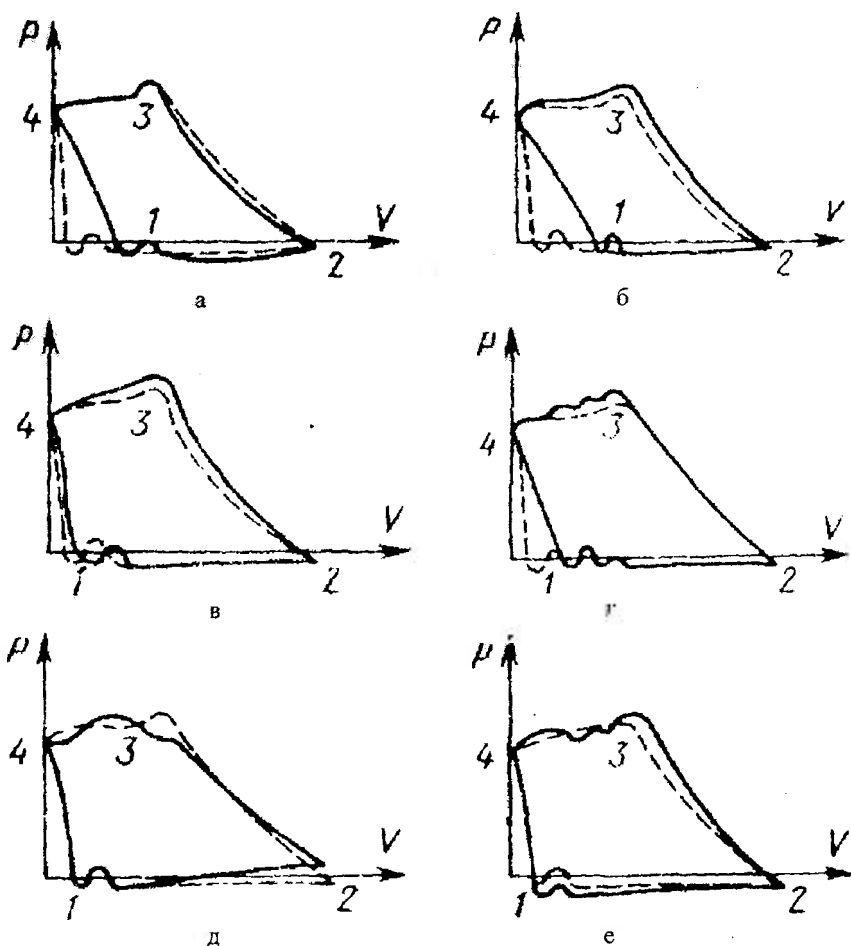
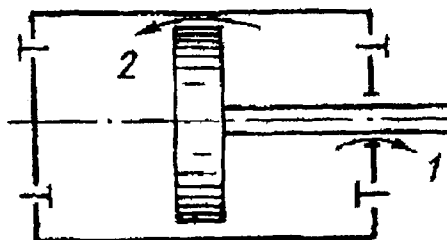


Рис. 6.5.13 Фактическая (сплошная линия) и нормальная (штриховая) диаграммы: а) увеличенный заземленный объем; б) неплотности клапана нагнетания; в) увеличенное сопротивление всасывающего и нагнетательного трубопроводов; г) пропуски газа между поршнем и зеркалом цилиндра; д) неплотность всасывающего клапана; е) жесткие пружины клапанов

Производительность компрессора ($\text{м}^3/\text{мин.}$) определяют при номинальной частоте вращения по времени заполнения воздухом баллона объемом 40 литров до давления 0,5 Мпа. Время заполнения баллона для компрессоров, например, ФУ-12

должно быть не более 15 секунд, ФВ-6 – 30 секунд, САФ-23 – 91 секунда и ФАК-0,7У – 160 секунд [85].

Негерметичность рабочей полости компрессора (рис. 6.5.14) позволяет воздуху перетекать из полости высокого давления в полость низкого. Например, даже при удовлетворительном состоянии поршневых уплотнительных колец через неплотности поршневого уплотнения протекает от 0,5 до 3% всего количества всасываемого воздуха.



Рисунок– 6.5.14 Утечки и перетечки насоса

Неплотности закрытых всасывающих клапанов позволяют протекать части воздуха при сжатии, а неплотности закрытых нагнетательных клапанов – во время обратного расширения и всасывания. Нагнетание воздуха из нагнетательного патрубка в цилиндр равносильно дополнительному увеличению защемленного объема. Неплотности сальникового уплотнения достигают 0,1% производительности насоса. Ошибочная эксплуатация и плохое качество клапанов уменьшают его значение до 30%. Увеличение удельных затрат энергии (более 10–30%) обусловлено перетеканием воздуха из ячеек сжатия в ячейки всасывания.

В зависимости от обнаруженных дефектов холодильную машину отправляют на ремонт полностью или отдельными узлами. Во всех случаях должны быть выполнены следующие требования. Отправленный в ремонт агрегат, электродвигатель или испаритель должен быть соответственно заменен оборудованием обменного фонда. Оставшийся хладагент должен быть сконденсирован в ресивере с таким расчетом, чтобы во всех частях установки оставалось небольшое избыточное давление (20–30 кПа).

Для того чтобы в испарителе и трубках, если они не направляются в ремонт, осталось небольшое избыточное давление, необходимо прекратить отсасывать хладагент из испарителя при давлении 0,1. После этого перекрывают всасывающий и жидкостной вентили агрегата, отсоединяют всасывающий и жидкостной трубопроводы и быстро ставят на них заглушки. Выделившийся из масла хладагент создает необходимое избыточное давление внутри испарителя. Чтобы предотвратить возможность попадания в систему влаги из окружающей среды, на местах соединений должны быть установлены заглушки. Оборудование должно отправляться в ремонт в специальной таре, обеспечивающей полную сохранность его в пути. Концы электропроводки следует изолировать, а магнитный пускатель – обесточить. Вместе с оборудованием отправляют дефектный акт.

Средний и капитальный ремонты малых холодильных машин производят в специально оборудованных цехах или мастерских. Схема ремонта холодильных установок на специализированных ремонтных предприятиях показана на рисунке 6.5.15.

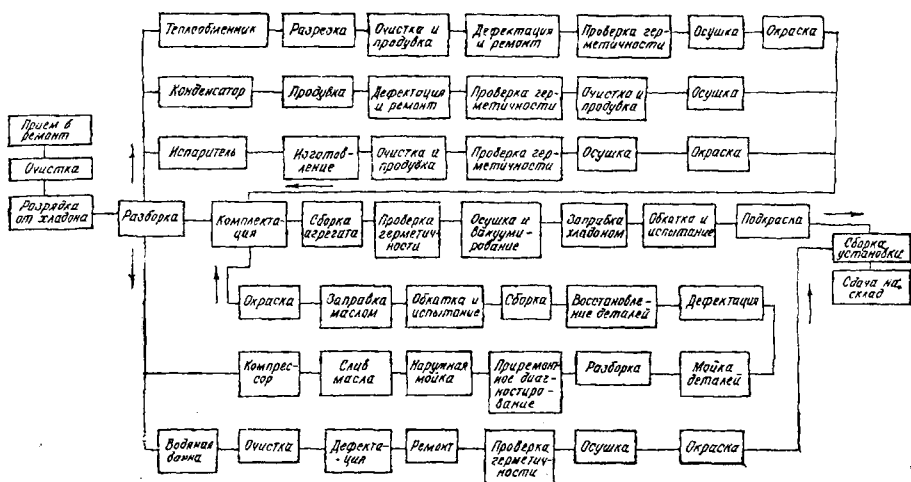


Рисунок-6.5.15 Технологическая схема ремонта холодильного оборудования

Технологический процесс капитального ремонта холодильных агрегатов включает:

- наружную мойку;
- разрядку от хладона (при необходимости);
- разборку на составные части; очистку наружных поверхностей составных частей от загрязнений и старой краски;
- очистку внутренних поверхностей испарителя, конденсатора, ресивера, теплообменника;
- дефектацию узлов и деталей; ремонт компрессора, электродвигателей, водяного насоса, испарителя, конденсатора, ресивера, теплообменника, приборов автоматики и пульта управления;
- обезжиривание и сушку внутренних поверхностей теплообменных аппаратов;
- сборку холодильного агрегата;
- проверку холодильного агрегата на герметичность; вакуумирование, заправку хладоном, обкатку и испытание, окраску холодильного агрегата [85].

Технологическая последовательность ремонтных операций и необходимое для этих целей оборудование приведены в таблице 6.5.4. Кроме этого оборудования, ремонтное предприятие должно быть оснащено универсально-фрезерным, поперечно-строгальным, вертикально-сверлильным станками, электропечью для термообработки деталей, тележками и подъемно-транспортными приспособлениями, набором универсального и специального инструмента и оснастки.

Таблица 6.5.4

Оснащение цеха по ремонту малых холодильных установок

Ремонтные операции	Необходимое оборудование и оснастка
Проверка комплектности и дефектного акта. Обдувка сжатым воздухом для очистки от грязи. Разрядка агрегата от хладагента и масла.	Кран-укосина, тельфер. Обдувочная камера. Установка для разрядки.
Разборка машины на узлы. Мойка. Разборка открытого компрессора. Промывка деталей. Дефектация деталей	Верстаки с набором инструментов. Моющая машина
Ремонт блока цилиндров. Ремонт клапанной доски. Ремонт вала. Ремонт шатунов.	Расточный и хонинговальный станки. Шлифовальный и токарный станки. Электропечь.
Промывка узлов компрессора. Сборка и обкатка открытого компрессора.	Ванночки с бензином. Набор инструментов. Стенды обкаточные.
Разрезка герметичного компрессора. Ремонт компрессора.	Токарно-винторезный станок. Верстак, стэнд
Обезжиривание герметичного компрессора.	Ванна с трихлорэтиленом.
Запрессовка статора, пайка контактов, сборка Компрессора.	Верстак, стол пайки, гидропресс. Высоковольтная установка.
Проверка диэлектрической прочности Компрессора.	Высоковольтная установка.
Сварка кожуха герметичного компрессора. Испытание прочности и герметичности кожуха. Определение мест неплотностей парами хладагента. Пайка или сварка.	Сварочный полуавтомат. Броневазна, сухой воздух, тельфер. Ванна с подогревом. Ацетиленовый генератор.
Продувка внутренних полостей аппаратов. Удаление водяного камня с трубок конденсаторов. Сушка сосудов и аппаратов. Регенерация силикагеля и цеолита.	Сжатый воздух. Установка очистки ингибированной соляной кислотой. Сушильная камера. Электропечь.
Ремонт приборов автоматики.	Стол пайки. Стэнд для зарядки и проверки приборов.
Сборка агрегата. Проверка герметичности парами фреона. Зарядка агрегатов хладагентом и маслом.	Поворотный сборочный стол. Ванна, тельфер. Стэнд для зарядки фреоном и маслом.
Обкатка агрегатов, очистка и осушка. Проверка герметичности. Покраска. Взвешивание агрегата и сдача на склад.	Обкаточный стэнд. Ванна, кран-балка. Покрасочная камера, сжатый воздух. Весы, тележки, стеллажи.

Таблица 6.5.5

Содержание и объемы ремонтных работ компрессора [64]

Содержание ремонтных работ	Ход поршня, мм			
	50	70	80	90
Профилактический ремонт				
Демонтаж всасывающих и нагнетательных клапанов. Разборка с осмотром и заменой деталей, имеющих дефекты. Промывка и очистка деталей. Проверка состояния крепежных деталей и их подтяжка. Смена смазочного масла. Сборка, испытание и проверка герметичности компрессора	+	+	+	+
Демонтаж и разборка шатунно-поршневых групп. Осмотр поршневых колец с заменой колец, имеющих дефекты. Регулировка (перетяжка) шатунных подшипников	-	-	+	+
Малый ремонт (дополнительно к объему профилактического осмотра)				
Демонтаж и разборка шатунно-поршневых групп, всасывающего и нагнетательного запорных вентилях. Осмотр и устранение рисок, натиров, наволакивания металла на поверхности втулок верхних головок шатунов, поршневых пальцев, шатунных вкладышей (баббитовых заливок шатуна), гильз цилиндров. Проверка удлинения шатунных болтов и проверка отсутствия микротрещин. Перезаливка баббита (или перевулканизация резины) седел запорных клапанов. Зачистка шеек коленчатого вала. Промывка и очистка картера, всасывающих и нагнетательных полостей	+	+	+	+
Демонтаж и разборка узла сальника. Замена уплотнительного элемента предохранительного клапана и его тарировка. Осмотр деталей сальника, замена резиновых колец, прокладок и диаграмм (для компрессоров, с ходом поршня 80 мм), притирка деталей сальника	-	+	+	+
Демонтаж и разборка клеммника электродвигателя для бессальниковых компрессоров с заменой деталей, имеющих дефекты, проверка зазора между статором и ротором и проверка изоляции обмоток статора. Замена всех клапанных пластин. Замена части клапанных пружин, направляющих, втулок	+	+	-	-
Замена поршневых колец	-	-	+	+
Средний ремонт (дополнительно к объему малого ремонта)				
Демонтаж и разборка масляного насоса с ревизией его деталей. Замена втулок верхней головки шатуна, поршневых пальцев, деталей сальника. Демонтаж масляных фильтров. Замена части седел, розеток всасывающего и нагнетательного клапанов и буферных пружин, имеющих усадку более 5мм	+	+	+	+
Замена или перезаливка вкладышей шатуна	-	-	-	+
Переливка баббитового слоя шатуна	-	-	+	-
Замена вкладышей шатуна	-	+	-	-
Демонтаж и разборка узла сальника, замена резиновых прокладок и ревизия трущихся деталей. Замена вкладышей шатуна или регулировка зазора между коленчатым валом и шатуном	+	-	-	-
Замена резиновой оболочки муфты	-	+	+	+
Капитальный ремонт (дополнительно к объему среднего ремонта)				
Полная разборка компрессора с демонтажом коленчатого вала и цилиндрических гильз (блок цилиндров). Замена гильз (блок-цилиндров), поршней, клапанных плит, части деталей масляного насоса, имеющих значительный износ. Проверка коленчатого вала на наличие микротрещин, промывка и очистка масляных каналов. Шлифовка шеек коленчатого вала для устранения выработки или под последующий ремонтный размер вкладыша (под последующую перезаливку баббитового слоя шатуна). Замена коренных подшипников качения, болтов противовеса и шатунных болтов	+	+	+	+

6.6 Техническое обслуживание и ремонт приборов контроля и автоматики

Экономичность холодильной установки определяет правильность настройки приборов контроля и автоматики. Холодильные установки имеют высокую степень автоматизации, а малые холодильные машины работают в автоматическом режиме. Обслуживание приборов контроля и автоматики службой эксплуатации включает регулировки и надзор за их исправностью, отклонениях режима от нормального, чистку контактов, включение и выключение регулирующей аппаратуры. С точки зрения обслуживания приборы контроля и автоматики можно разделить на две группы. К первой группе можно отнести непрерывно работающие приборы: регулирующие, сигнализаторы, измерительные и регистрирующие приборы, исполнительные механизмы. Вторую группу составляют приборы, срабатывающие в аварийных ситуациях: приборы предупредительной и аварийной сигнализации, приборы аварийной защиты.

За работой приборов первой группы следят в процессе эксплуатации и проводят поверку, регулировку, настройку и ремонт в зависимости от их состояния. Об исправности приборов второй группы при нормальной работе холодильных установок судить трудно, так как они срабатывают только в аварийных ситуациях. Поэтому приборы второй группы ремонтируют только в планово-предупредительном порядке. Проверку осуществляют на действующем оборудовании. Для реле приборов уровня жидкостных аппаратов ежедневно в дневную смену проверяют работу сигнализаторов, ежедекадно – срабатывание, а для реле контроля смазки, давления нагнетания и всасывания, температуры нагнетания, протока воды срабатывание проверяют один-два раза в месяц. При обслуживании приборов измерения давления персонал следит, чтобы все манометры были в рабочем состоянии, не истек срок поверки, на шкале была проставлена красная черта (на предельных параметрах), класс точности был не менее 2,5, диаметр шкалы был достаточным для наблюдения.

При обслуживании приборов регулирования давления периодичность определяется конкретными условиями в зависимости от функционального назначения. В автоматизированных холодильных установках используются одно- и двублочные реле давления (РД) различных типов. При регулировании производят настройку, обеспечивающую заданный технологический режим. При работе реле в составе защиты требуется повышенная надежность, так как настройка производится на предельные параметры.

Основные неисправности: обгорание контактов, ослабление соединений в системе рычагов, засорение отверстий в штуцерах, выход из строя микропереключателя, сильфона и нарушение регулировки реле. Контроль за давлением выключения реле низкого давления ведут по мановакуумметру, подключенному к линии всасывания, закрывая вентиль на линии от всасывающего коллектора к компрессору.

Точность срабатывания реле высокого давления контролируют, прекращая подачу воды по манометру, подключенному к линии нагнетания. При осмотре и проверке контактных групп обращают внимание на то, чтобы замыкание контактов было мгновенным и чтобы вспомогательные контакты замыкались раньше основных. Регулирование последовательности замыкания контактов в реле давления проводят регулировочным винтом основного контакта. Отверстия в штуцерах реле можно прочищать только проволокой из мягкого металла. При негерметичности сильфонов

датчики реле заменяют. После проверки крышки реле должны быть закрыты, винты настройки законтрены шайбами. Проверку срабатывания реле давления на точность производят ежемесячно.

Реле контроля смазки проверяют ежемесячно на точность срабатывания, на отсутствие ложных срабатываний, заданную разность давлений при размыкании контактов, вибрацию корпуса и соединительных трубок. При проверке открывают байпас масляного насоса, а разность давлений в момент размыкания контактов и остановку компрессора определяют по показаниям манометров на линии подачи масла и на линии всасывания компрессора. В реле потока воды проверяют дважды в месяц чистоту от отложений накипи, плотность закрытия соленоидного вентиля, при остановках, стабильность расхода воды, четкость срабатывания, надежность креплений, отсутствие вибрации. Регулировку и настройку проводят на уменьшение потока воды до 20% номинального.

В приборах измерения и регулирования температуры следят, чтобы все термометры были защищены звернутыми в гильзы щитками, а гильзы были заполнены для улучшения контакта незамерзающей жидкостью. Шкала термометра должна выступать из гильзы, чтобы показания можно было видеть в прорези щитка. Ртутные контактные термометры должны включаться в цепь исполнительного механизма через промежуточное реле с силой тока, которая бы не вызывала электрической дуги во избежание отложения ртутной амальгамы на стенках капилляра и подвижном контакте. Логометры, электронные мосты, приборы манометрического типа, машины автоматического управления и регулирования температуры проверяют и ремонтируют один раз в год.

Терморегулирующие вентили (ТРВ) регулярно осматривают, проверяя целостность капиллярной трубки и правильность закрепления термочувствительного баллона. Первоначально ТРВ настраивают на обеспечение заданного перегрева из положения полного закрытия. При устойчивом режиме постепенно открывают ТРВ, добывая заданного перегрева. Следят за наличием масла в гильзе термобаллона, чистотой фильтра и арматуры. Обмерзание до места включения ТРВ свидетельствует о засорении.

Соленоидные вентили дважды в месяц проверяют на четкость срабатывания вентиля. Раз в квартал проверяют сопротивление катушки. Профилактический ремонт магнитного пускателя производят не реже 1 раза в 3 месяца. Пускатель отключают рубильником, автоматом АП-50, а при необходимости еще и тумблером в цепи управления, затем снимают крышку, очищают от пыли и грязи и подтягивают винты крепления деталей и контактных зажимов. Нажатием руки на якорь пускателя убеждаются в свободном ходе его подвижной системы и исправности возвратных пружин. При снятии усилия якорь должен свободно возвращаться в исходное положение. При наличии нагара на поверхности контактов их зачищают тонкой шкуркой, промывают спиртом или ацетоном и вытирают чистой сухой тканью. Если контакты одной из фаз сильно изношены (так в основном и бывает в эксплуатации), их необходимо заменить запасными, независимо от состояния контактов других фаз.

Для безопасности эксплуатации корпус охлаждаемого объекта, щиток с электропусковыми приборами и холодильный агрегат должны быть заземлены. Для проверки прочности заземляющих проводов и их сопротивления холодильный агрегат отключают от сети рубильником или автоматом АП-50. При проверке сопротивле-

ния один провод ампервольтметра подключают к заземленному объекту, а второй к одной из входных клемм рубильника или автомата АП-50. Если сопротивление более 4 Ом, то машину необходимо отключить и срочно вызвать электрика для устранения повреждения заземляющего устройства. При профилактическом осмотре кроме указанных выше, выполняют следующие работы: подтягивают все винты крепления деталей электрооборудования, электросхемы и уплотнение соединений фреоновых трубопроводов, натягивают или заменяют клиновидные ремни, заменяют потрескавшуюся уплотнительную резину, неисправные петли и замки и очищают все оборудование от пыли и грязи.

Проверяют и настраивают приборы автоматики холодильных машин (терморегулирующие клапаны, реле температуры, термодатчики, реле давления), а также заправляют хладоном силовые элементы терморегулирующих клапанов и реле температуры на стенде ОР-8726М (рис. 6.6.1)

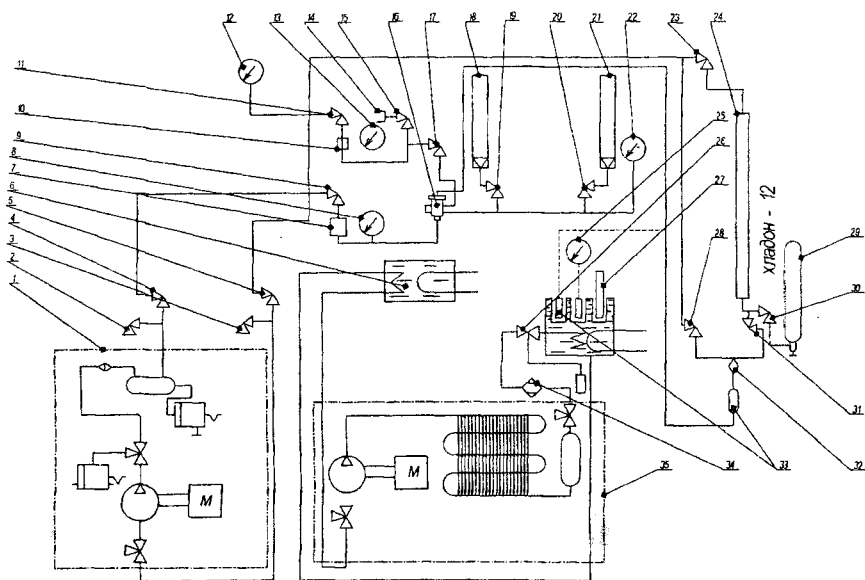


Рис. 6.6.1 Схема стенда для проверки, ремонта и настройки приборов автоматики: 1 - компрессор; 2-5, 9, 11, 15, 17, 19-20, 23, 28, 30-31 - вентили; 6 - ванна; 7, 10 - редукторы; 8, 13, 22 - манометры; 12 - мановакуумметр; 14 - штуцер; 16, 26 - термовентили; 18, 21 - ротаметры; 24 - трубка мерная; 25 - термометр; 27 - калориметр; 29 - баллон; 32 - ниппель; 33 - термобаллон; 34 - фильтр-осушитель; 35 - агрегат холодильный

При проверке работы терморегулирующего клапана проверяют его максимальный и минимальный перегрев и производительность клапана. При проверке на максимальный перегрев полностью сжимают пружину клапана. Открывают клапан, измеряют расход сжатого воздуха через клапан и контролируют давление после терморегулирующего клапана. Оно должно быть 0,12 МПа. При проверке минимального перегрева это давление должно составлять 0,2 МПа. При проверке производительности

терморегулирующего вентиля открывают вентиль ротаметра и контролируют расход воздуха через него. Поток воздуха для ТРВ-0,5М составляет 27 литров в минуту, для ТРВ-1М – 54 литров в минуту, для ТРВ-2М – 108 литров в минуту (рис. 6.6.2).

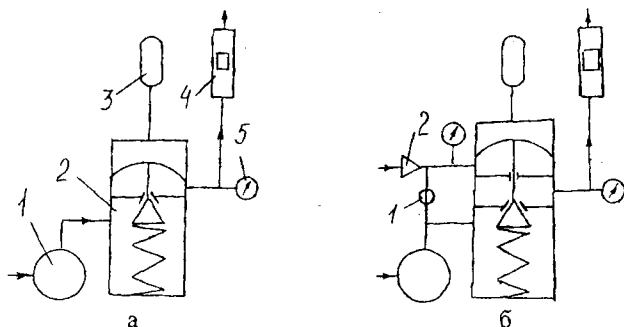


Рисунок-6.6.2 Схема проверки перегрева и производительности термовентилей:
а) с внутренним выравниванием; б) с внешним выравниванием

Терморегулирующие вентили, имеющие повреждения силовой системы, восстанавливают ремонтom с помощью пайки или заменой поврежденных деталей. Паяют на специальном верстаке модели ПТ-2888, оборудованном местной вентиляцией и местным освещением, электрическим паяльником мощностью 200 Вт с применением припоя ПОС-40 или ПОС-61. При пайке применяют только бескислотные флюсы. Из них наиболее распространены флюсы на основе солянокислого гидразина, марки ФПЭт и на основе канифоли (табл. 6.6.1).

Таблица 6.6.1

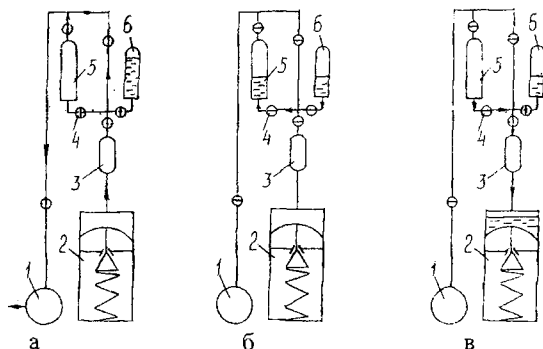
Состав флюсов

Составляющие флюса	ГОСТ или ТУ	Содержание во флюсе, %
Флюс на основе солянокислого гидразина (после приготовления флюс нейтрализуют водным раствором аммиака до pH7)		
Гидразин солянокислый чистый	ГОСТ 5856-65	5
Глицерин	ГОСТ 6824-54	35
Вода дистиллированная		60
ФПЭт (смолу растирают в фарфоровой ступке и растворяют в этилацетате)		
Смола полиэфирная марки ПН-9 или ПН-56	ТУП 416-65 ТУП 567-68	20-30
Этилацетат	ГОСТ 8968-59	80-70
Флюс на основе канифоли (канифоль измельчают и растворяют в этиловом спирте)		
Канифоль	ГОСТ 19113-73	33, 35
Этиловый спирт	ГОСТ 17299-71	66, 65

Их применяют при пайке мягкими припоями с температурой плавления ниже 300 С для черных и цветных металлов. Для заправки силовых систем приборов автоматики хладоном выпаивают старый технологический конец капиллярной трубки термобаллона и запаивают новый длиной не менее 250 мм. После пайки остатки

флюса удаляют кистью, смоченной в ацетоне, и силовую часть приборов проверяют на герметичность. Приборы, прошедшие испытания на герметичность, заправляют хладагентом. У терморегулирующих вентилей с внешним уравниванием проверяют уплотнение штока клапана и герметичность разъемных соединений. После этого проверяют работу вентилей. Проверку герметичности силовой системы терморегулирующего вентиля осуществляют по отсутствию воздушных пузырьков в воде поддона с закрепленным в нем вентилем.

Зарядка хладагентом силовой системы производится путем вакуумирования мерного стекла (рис. 6.6.3а), подачи в него (рис. 6.6.3б) жидкого хладагента из баллона, вакуумирования силовой системы (рис. 6.6.3в) и заправки в него хладагента (рис. 6.6.3г). Для заправки силовой системы прибора необходимым количеством хладагона по таблице определяют количество хладагона, необходимое для заправки данной марки прибора (табл. 6.6.2)



Рисунок— 6.6.3 Этапы ремонта терморегулирующего вентиля:

а) вакуумирование мерного стекла и силовой системы термовентилей; б) заправка мерного стекла хладагентом; в) заправка термосистемы хладагентом

Таблица 6.6.2

Количество хладагона, заправляемого в силовую систему приборов

Показатели хладагона	Тип прибора			
	ТРВ-0,5, ТРВ-1М, ТРВ-2М	ТРВ-7, Турб40, ТМХ-3,5	ТРВК-20	ТР-1
Метка по мерному стеклу	15	10	6-7	6-7
Масса, г	1,8-2,1	0,9-1,1	0,5-0,7	0,5-0,7

В практике значения производительности терморегулирующего вентиля определяют испытанием при номинальных значениях давления конденсации и кипения и строят статистическую характеристику зависимости производительности терморегулирующего вентиля от величины перегрева в испарителе (рис. 6.6.4).

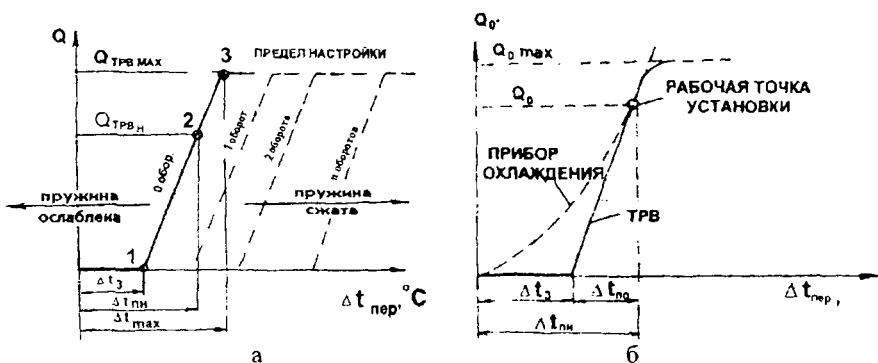


Рисунок- 6.6.4 Терморегулирующий вентиль:

а) статическая характеристика; б) рабочие характеристики регулятора и испарителя

Выполненная при отпавке с завода настройка терморегулирующего вентиля соответствует большинству установок. Если возникает необходимость дополнительной регулировки, нужно использовать регулировочный винт (рис. 6.6.5а-б). Терморегулирующие вентили зарубежного производства имеют шток, как правило, сбоку. Настройка терморегулирующего вентиля (рис. 6.6.5а) также осуществляется при помощи специального ключа для вентиляей, которым вращается настроечный шток. При вращении винта вправо (по часовой стрелке) перегрев повышается, при вращении влево (против часовой стрелки) – понижается. Полный оборот винта меняет температуру перегрева примерно на $0,5-4^{\circ}\text{C}$ при температуре испарения 0°C . Чтобы избежать переполнения испарителя жидкостью, действуют следующим образом. Вращая регулировочный винт вправо (по часовой стрелке), повышают перегрев до прекращения колебаний давления (рис. 6.6.6б). Затем понемногу вращают винт влево, до точки начала колебаний. После этого поворачивают винт вправо, примерно на 1 оборот. При такой настройке колебания давления отсутствуют, и испаритель работает в оптимальном режиме. Изменения перегрева в диапазоне $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ не рассматриваются как колебания.

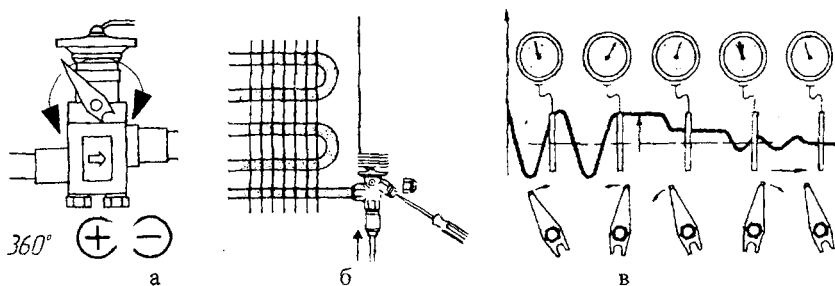


Рисунок- 6.6.5 Настройка терморегулирующих вентиляей:

а) схема; б) регулировка; в) последовательность действий

Если в испарителе имеет место чрезмерный перегрев, это может быть следствием его недостаточной подпитки жидкостью. Снизить перегрев можно, вращая регу-

лировочный винт влево (против часовой стрелки), постепенно выходя на точку колебаний давления (рис. 6.6.6а). После этого повернуть винт вправо, на $\frac{1}{4}$ – 1 оборот. При такой настройке колебания давления прекращаются, и испаритель работает в оптимальном режиме. Если не удастся найти режим настройки, который устраняет пульсации давления, не исключено, что пропускная способность терморегулирующего вентиля слишком велика. В этом случае, чтобы снизить расход, нужно заменить терморегулирующий вентиль или сменить патрон с отверстием (рис. 6.6.7б). Если перегрев в испарителе слишком большой, пропускная способность терморегулирующего вентиля мала. Тогда, чтобы повысить расход, нужно также поменять патрон.

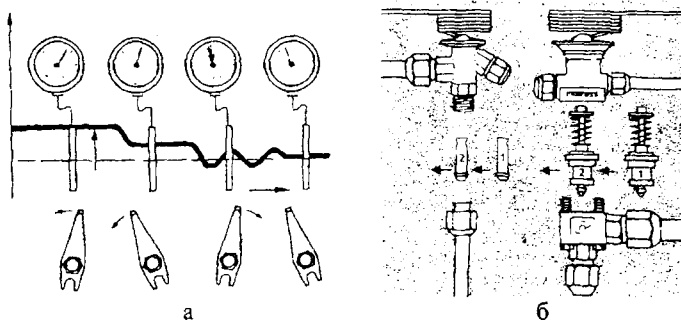


Рисунок – 6.6.6 Настройка терморегулирующих вентилях:
а) последовательность действий; б) схема

Удобнее регулировать терморегулирующий вентиль по измеряемой разности температур кипящего в испарителе хладагента и его пара, всасываемого в компрессор. Винты проворачивают специальным комбинированным ключом, позволяющим также подтягивать сальниковые гайки прибора. Предлагается также следующий метод настройки терморегулирующего вентиля. Дополнительно устанавливают электронный термометр, датчик которого закрепляют на термобаллоне ТРВ (рис. 6.6.7). Чтобы сохранить стабильность настройки во времени, ее производят при температуре в охлаждаемом объеме, близкой к температуре отключения компрессора (настройка, обеспечивающая стабильность при температуре 25°C , может привести к пульсации при температуре 20°C). Рекомендуемая технология настройки заключается в том, что сначала выводят ТРВ на предельный режим, при котором начинаются пульсации. Для этого при постоянной величине перегрева (показания термометра и манометра НД не меняются) медленно открывают ТРВ до тех пор, пока не начнутся пульсации. Если при этом появляются пульсации перегрева (пульсации показаний термометра и манометра), закрывают ТРВ до тех пор, пока пульсации не прекратятся. Регулировочный винт вращают меньше, чем на один оборот (предельный режим, приводящий к пульсациям, может наступить при вращении винта на $\frac{1}{4}$ или даже на $\frac{1}{8}$ оборота). После каждого изменения настройки (поворота регулировочного винта) выжидают не менее 15 минут (в дальнейшем это позволит сэкономить время на настройку). Когда установка выйдет на пульсирующий режим, достаточно слегка закрыть ТРВ (например, на пол-оборота). В этом случае ТРВ будет настроен на ми-

нимально возможный перегрев, который обеспечивается данной установкой, заполнение испарителя жидким хладагентом будет оптимальным, а пульсации прекратятся. В течение настройки давление конденсации должно оставаться относительно стабильным, но его величина должна быть максимально приближена к номинальным условиям работы, так как от нее зависит производительность ТРВ. При настройке могут возникнуть две сложности. Во-первых, не удается добиться пульсаций. Это означает, что ТРВ, будучи даже полностью открытым, имеет производительность ниже, чем производительность испарителя. В общем случае это может происходить по следующим причинам: либо проходное сечение ТРВ слишком мало, либо в установке не хватает хладагента, либо на вход в ТРВ поступает недостаточно жидкости. Во-вторых, не удается исключить пульсации после их возникновения. Это означает, что ТРВ, будучи даже полностью закрытым, сохраняет производительность выше, чем пропускная способность испарителя. В общем случае это связано с тем, что проходное сечение ТРВ слишком велико, либо испарителю не хватает производительности. Настройка прекращается, когда перегрев достигает слишком большого значения (это наступает, когда ТРВ практически перекрыт, давление испарения аномально малое, и полный перепад температур слишком большой). Это означает, что испаритель производит меньше паров, чем способен поглотить компрессор, то есть мощность испарителя недостаточна. Во всех случаях настройки ТРВ, обязательно в качестве меры предосторожности отмечают начальную настройку (начальное положение регулировочного винта) и точно подсчитывают число оборотов регулировочного винта, которое сделано (точная регулировка может быть обеспечена поворотом винта всего на 1/8 оборота).

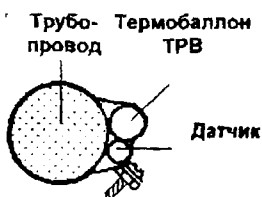


Рисунок-6.6.7 Крепление электронного термометра при настройке термовентиля

Одним из методов настройки терморегулирующего вентиля является открытие его на среднюю производительность (шток винчен наполовину) и в зависимости от полученной температуры (ниже или выше необходимой) постепенным вывинчиванием или винчиванием штока по пол-оборота осуществляется настройка необходимой температуры. Следует учесть, что настройка терморегулирующего вентиля – длительный и трудоемкий процесс, длящийся зачастую несколько дней.

Встречающиеся отказы терморегулирующего вентиля – засорение фильтра, замерзание влаги в дроссельном отверстии, негерметичность вентиля. Для снятия и прочистки фильтра участок системы от закрытого жидкостного вентиля на ресивере агрегата до всасывающего вентиля компрессора вакуумируется. Это можно сделать в том случае, если фильтр засорен не полностью и частично пропускает хладагент. Вакуумирование следует выполнять до обмерзания и последующего оттаивания жидкостного трубопровода, так как при этом почти сохраняется хладагент, запол-

няющий участок трубопровода от жидкостного вентиля до терморегулирующего вентиля. Накладную гайку с входного штуцера терморегулирующего вентиля можно отворачивать только после подогрева трубопровода до температуры окружающей среды после вакуумирования. Это предотвратит конденсацию влаги на внутренних холодных частях прибора и трубопровода. Вынутый фильтр тщательно промывают в бензине, продувают (например, паром хладагента), высушивают и после этого устанавливают во входной штуцер терморегулирующего вентиля, проверив предварительно наличие и исправность уплотняющей медной шайбы. При замерзании влаги в дроссельном отверстии терморегулирующего вентиля сначала обмерзает корпус прибора, а в испарителе снижается давление. Установка работает короткими циклами, так как в испарителе еще сохраняется часть хладагента. Испаритель же и всасывающий трубопровод постепенно оттаивают. Затем установка выключается на длительное время и за счет теплого холодильного агента, подходящего из ресивера, поверхность размораживается. Чтобы убедиться в том, что в терморегулирующем вентиле замерзает влага, нужно подогреть корпус прибора. При этом через определенное время жидкий холодильный агент прорывается в испаритель, что можно определить по повышению давления на всасывающей стороне компрессора и характерному шипящему звуку.

Одним из наиболее опасных дефектов в работе терморегулирующего вентиля является утечка холодильного агента через сальниковое уплотнение (например, в приборах типа ТРВ-2М). Поэтому после регулирования прибора необходимо поджать сальниковую гайку и проверить герметичность прибора. Только после этого регулировочный винт закрывают колпачковой гайкой с медной прокладкой. Обмерзание всасывающего трубопровода и даже всасывающей стороны компрессора при включении холодильной установки обусловлено ошибочным выбором места крепления термобаллона или негерметичностью закрытия клапана вентиля.

В обоих случаях во время остановки компрессора жидкий холодильный агент протекает из конденсатора в испаритель. Если производительность терморегулирующего вентиля превышает требуемую для данной системы, то он не сможет поддерживать постоянное давление всасывания, так как в испаритель будет проходить слишком много жидкого хладагента. Колебания давления всасывания будут составлять от 70 до 100 кПа. В этом случае необходимо заменить терморегулирующий вентиль или его клапан. Если производительность терморегулирующего вентиля низкая, то в испаритель будет поступать недостаточное количество жидкого хладагента. При большой тепловой нагрузке на испаритель перегрев будет значительным, а холодопроизводительность аппарата – низкой. При использовании терморегулирующего вентиля недостаточной производительности создается низкое давление всасывания. В этом случае заменяют терморегулирующий вентиль или его клапан. Если происходит утечка наполнителя из термосистемы, то терморегулирующий вентиль закрывается, прекращая тем самым подачу хладагента. Для проверки термосистемы останавливают компрессор, снимают термобаллон с трубопровода и погружают его в ледяную воду. После этого включают компрессор, вынимают термобаллон из ледяной воды и нагревают его рукой. Одновременно проверяют, снижается ли температура во всасывающем трубопроводе. Если жидкий хладагент проходит через терморегулирующий вентиль, то термосистема работает нормально. При этом необходимо предотвратить поступление жидкости во всасывающий трубопровод, так как

оно может привести к повреждению компрессора. Такое расположение термочувствительного патрона исключает влияние температуры частиц жидкости, выбрасываемых во всасывающий трубопровод, и слоя масла, поступающего из испарителя в компрессор.

Монтаж патрона (рис. 6.6.8а) снизу всасывающего трубопровода нарушает это условие. Капиллярная трубка, выходящая из чувствительного патрона, должна быть выведена кверху от него, над трубопроводом, а не идти параллельно. Она не должна касаться поверхности всасывающей трубки. Нужно проследить также за тем, чтобы были исключены резкие изгибы капиллярной трубки (рис. 6.6.8б). На вертикальных участках трубопроводов термобаллон располагать запрещено (рис. 6.6.8в). Если баллон может быть установлен только на вертикальном участке, то необходимо закрепить его таким образом, чтобы капиллярная трубка опускалась сверху вниз. Терморегулирующие вентили с внешним уравниванием имеют уравнивательную линию. Ее присоединяют после термобаллона по ходу движения холодильного агента на расстоянии не менее 100 мм. Если уравнивательная трубка присоединена к всасывающему трубопроводу до места крепления термобаллона, последний при негерметичности сальников терморегулирующего вентиля воспринимает температуру влажного пара, прикрывает клапан терморегулирующего вентиля, что приводит к недостатку хладагента в испарителе. Электронные терморегулирующие вентили монтируют аналогично, но вместо термобаллона и уравнивательной трубки на выходе из испарителя в том же порядке закрепляют термодатчик и датчик давления от блока управления терморегулирующего вентиля.

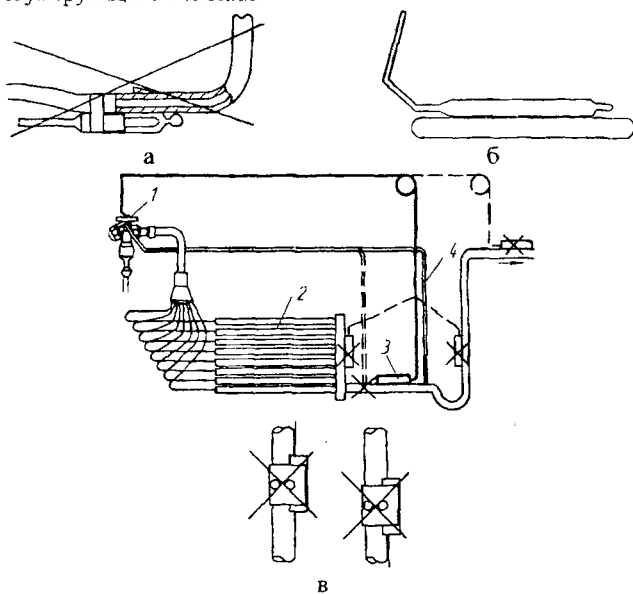


Рисунок- 6.6.8 Запрещенные способы крепления термобаллона

Капиллярное расширительное устройство может полностью или частично закупориваться. Главным образом это происходит после перегорания двигателя компрессора или после ремонта контура, когда он был проведен с отступлениями от

правил. Если капилляр закупорен, в испаритель попадает мало жидкости. Следовательно, холодопроизводительность падает, перегрев сильно возрастает и герметичный кожух нагревается до высокой температуры. Следует учитывать, что точно такие же признаки появляются при нехватке хладагента в контуре. Однако при нехватке хладагента его недостает также и в конденсаторе, снижая переохлаждение.

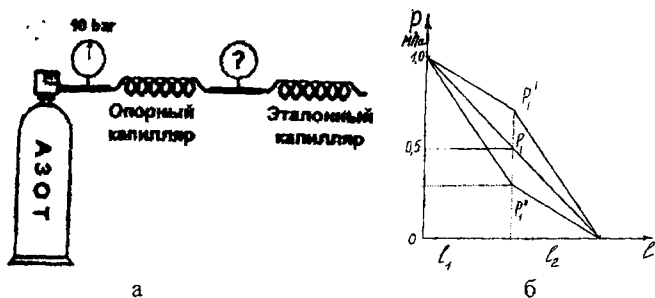
В то же время при закупоренном капилляре недостаток хладагента в испарителе обязательно сопровождается его избытком в конденсаторе. Поэтому при закупоренном капилляре переохлаждение вполне нормальное. Есть еще один признак, позволяющий точно установить закупорку капилляра. Действительно, при остановке компрессора давление в контуре должно быстро выравниваться. Если капилляр закупорен, выравнивание давлений в контуре при остановках компрессора больше не происходит (при частичной закупорке выравнивание происходит тем медленнее, чем сильнее забит капилляр). Всегда можно попытаться прочистить капилляр, например, его продувкой сжатым азотом высокого давления в направлении, обратном потоку жидкости. Можно также попробовать укоротить капилляр на несколько сантиметров со стороны входа в него, надеясь, что пробка находится именно там и будет исключена. Зачастую, однако, это не дает успеха, и тогда капилляр, так же как и расположенный выше по потоку фильтр, заменяют (если бы фильтр соответствовал своему назначению, капилляр не закупорился бы) [103].

Если есть новый капилляр завода-изготовителя, соответствующий засоренному капилляру, операция по замене производится достаточно просто. Однако если ремонтник хочет сам изготовить капилляр для замены, это может стать источником многочисленных неприятностей. В самом деле, для данной модели агрегата точное определение размеров капилляра является длительной и дорогостоящей операцией, в значительной степени связанной с проведением большого числа испытаний (поэтому использование капилляра оправданно только в массовом и крупносерийном производстве).

Более того, если каждая модель данной серии агрегатов имеет различную холодопроизводительность, то параметры используемого в каждом из моделей капилляра, будут тоже различными (по длине, а иногда и по диаметру). Неопытный ремонтник будет думать, что достаточно измерить длину и диаметр засорившегося капилляра, чтобы изготовить другой, точно такой же [103]. Если длину капилляра измерить достаточно легко, то определение диаметра, как правило, более сложная задача. В самом деле, существует по меньшей мере десяток типоразмеров внутренних диаметров, заключенных между 0,66 и 2,29 мм, а также десяток наружных диаметров, расположенных между 1,83 и 4,76 мм.

Все, кто когда-либо уже пробовал точно измерить диаметр капилляра, легко поймут, что ремонтник, располагая, как минимум, даже калибровочным инструментом, сможет измерить, зачастую приблизительно, только наружный диаметр. Но для одного и того же наружного диаметра существует возможность выполнения капилляра с разными внутренними диаметрами. Например, для наружного диаметра капилляра 2,4 мм выпускаются капилляры с внутренними диаметрами 0,6; 0,8; 1,2 мм. Точно так же при наружном диаметре 3 мм существуют капилляры с внутренними диаметрами 1,0; 1,5 и 1,8 мм. Поэтому измерение длины и наружного диаметра никоим образом не может позволить изготовить для замены капилляр, который будет работать точно так же, как первоначально установленный [103].

В работе [103] предложен практический способ, позволяющий в точности скопировать имеющийся эталонный капилляр. Дополнительно к набору обычных инструментов холодильника применяют баллон со сжатым азотом марки *R* (предназначенным для использования в холодильной технике, то есть полностью обезвоженным), два манометра высокой точности и большой выбор капилляров с различными внутренними диаметрами. Вначале среди различных имеющихся в распоряжении внутренних диаметров нужно выбрать такой, который в точности соответствует диаметру эталонного капилляра (для этого следует использовать капиллярный калибр). Затем изготавливают из него опорный (базовый) капилляр той же длины, что и эталонный капилляр. После этого собирают монтажную схему (рис. 6.6.9а) и настраивают азотный редуктор таким образом, чтобы обеспечить давление 10 бар на первом манометре. Если два капилляра абсолютно одинаковы, перепад давления на них будет обязательно одним и тем же, потому что расход азота через них одинаковый. В этом случае, поскольку эталонный капилляр сообщен с атмосферой (избыточное давление 0 бар), промежуточный манометр должен показывать давление $P_1 = 5$ бар. Если промежуточный манометр показывает давление выше $P_1 = 5$ бар (рис. 6.6.9б), это значит, что сопротивление опорного капилляра ниже, чем эталонного, то есть оно короче, либо имеет больший диаметр. И, наоборот, если промежуточный манометр показывает давление меньше $P_1 = 5$ бар, это значит, что сопротивление опорного капилляра выше, чем эталонного, следовательно, он либо длиннее, либо имеет меньший диаметр. Рекомендуется избегать применения кусачек (бокоров) для укорачивания капилляра в местах откусывания. Лучше просто сделать надрез трубки в желаемом месте тонким ножовочным полотном, а затем вручную отломить отрезаемый кусок.



Рисунок— 6.6.9 Копирование эталонного капилляра:

а) монтажная схема; б) графическая интерпретация (L_1 — длина опорного капилляра; L_2 — длина эталонного капилляра)

Для проверки реле низкого давления устанавливают мановакуумметр на всасывающем вентиле компрессора (рис. 6.6.10). Реле низкого давления отсоединять или выключать не следует. В процессе работы компрессора закрывают всасывающий вентиль и в тот момент, когда реле остановит компрессор, фиксируют величину давления по мановакуумметру. Если это давление не соответствует уставке, то реле регулируют. Для проверки реле высокого давления устанавливают манометр на нагнетательном вентиле компрессора (рис. 6.6.10), выключают вентилятор воздушного

конденсатора или водяной насос. Включают компрессор и в тот момент, когда реле его остановит, фиксируют показания манометра. Если фактическое давление не соответствует уставке, то реле регулируют.

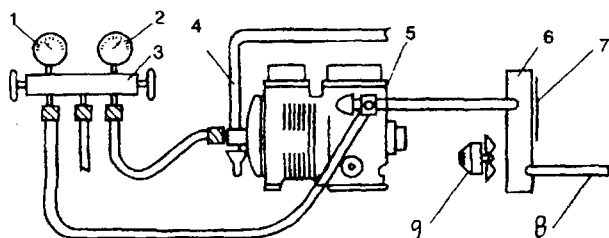


Рисунок- 6.6.10 Проверка реле высокого давления:

- 1 - манометр; 2 - мановакуумметр; 3 - манометровый коллектор; 4 - трубопровод;
5 - компрессор; 6 - конденсатор; 7 - перегородка; 8 - жидкостный трубопровод;
9 - вентилятор конденсатора

Регулировку реле давления осуществляют с помощью мановакуумметра и манометра, которые устанавливают соответственно на всасывающей и нагнетательной сторонах компрессора. По заданному давлению выполняют предварительную регулировку прибора. Блок низкого давления регулируют, медленно перекрывая тройник всасывающего вентиля. При этом наблюдают за давлением, при котором замыкаются контакты прибора, и, следовательно, отключается компрессор. При необходимости настройку прибора изменяют основным регулировочным винтом, вращение которого по часовой стрелке приводит к увеличению, а против часовой стрелки — к уменьшению величины давления отключения. После отключения компрессора давление на всасывающей стороне начинает возрастать. По достижении определенного давления, величину которого устанавливают по мановакуумметру, контакты прибора замыкаются и компрессор включается. Давление замыкания регулируют винтом дифференциала, вращение которого по часовой стрелке уменьшает, а против часовой стрелки увеличивает разность между давлением отключения и давлением включения. Блок высокого давления можно отрегулировать, медленно прикрывая нагнетательный вентиль либо искусственно повышая давление в конденсаторе. После регулировки блока низкого давления на основной регулировочный винт обязательно устанавливают стопорную шайбу, предотвращающую разрегулировку прибора в процессе эксплуатации. Регулировка приборов, имеющих установочные шкалы блока низкого и высокого давления и дифференциала, упрощена. Настройку осуществляют, вращая регулировочные винты до совмещения острия указательных стрелок с рисками, соответствующие требуемым значениям (%) давлений срабатывания дифференциала. Устанавливать на систему мановакуумметр и манометр в этом случае не требуется. Однако для обеспечения особой точности поддержания режима давления работу прибора и соответствие его шкал контролируют мановакуумметром.

При пуске холодильной установки после зарядки ее системы хладагентом настраивают приборы автоматики. Эти операции эффективно выполняют с помощью манометрового блока М2-6-Н, электронного прибора Т1F-4000 и электронного термометра WM-150 швейцарской фирмы «Рефко» (рис. 6.6.11). Манометровый блок

(3) подвешивают с помощью крюка (11), например, на трубопроводе. Гибким шлангом штуцер вентиля (8) соединяют со штуцером всасывающего вентиля компрессора, а штуцер вентиля (4) – со штуцером нагнетательного (жидкостного) вентиля компрессора. Электронный прибор TIF-4000 также подвешивают с помощью крюка (18). Один из его датчиков (16) закрепляют с помощью прижима на трубопроводе между ТРВ и испарителем, второй датчик (17) – на всасывающем трубопроводе непосредственно на выводе из испарителя. Щуп (7) электронного термометра WM-150 вводят в охлаждаемый объем. При работе холодильной установки, следя за показаниями мановакуумметра (10) и манометра (2) манометрового блока M2-6-N, регулируют соответственно уставки (давления размыкания и замыкания контактов) блока низкого и высокого давлений реле давления РД. При техническом обслуживании холодильного оборудования с помощью манометрового блока M2-6-N проверяют не только настройку реле давления, но и определяют наличие воздуха, устанавливают, достаточно ли хладагента в системе. Для дозарядки хладагента гибкими шлангами соединяют штуцер (6) манометрового блока с вентилем баллона и с хладагентом и штуцер (7) со штуцером всасывающего вентиля компрессора. При работе последнего открывают вентиль (6) и вентиль баллона.

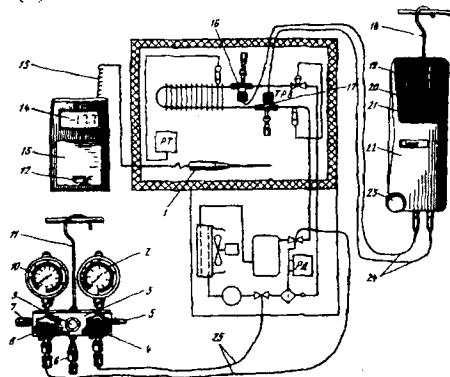


Рисунок- 6.6.11 Настройка приборов:

- 1 – щуп; 2 – манометр; 3 – манометровый блок M2-6-N; 4, 8 – вентили; 5– 7 – штуцера;
 9 – смотровое стекло; 10 – мановакуумметр; 11, 18 – крюки; 12 – переключатель,
 13 – термометр WM-150; 14 – цифровая шкала; 15 – гибкий провод; 16, 17 – датчики;
 19 – динамик; 20 – переключатель; 21 – индикаторный светодиод; 22 – прибор TIF-4000;
 23 – регулировочная рукоятка; 24 – провода; 25 – шланги; РТ – реле температуры;
 ТРВ – терморегулирующий вентиль; РД – реле давления

Дозарядку хладагентом производят до тех пор, пока не исчезнут пузырьки пара хладагента в смотровом стекле на жидкостном трубопроводе холодильной установки. Предварительно, погрузив датчики (16) и (17) в две ванночки с жидкостью, разность температур в которых соответствует настройке перегрева ТРВ, электронный прибор TIF-4000 включают переключателем (20) (его готовности к работе сигнализирует свечение индикаторного светодиода (21) и с помощью рукоятки (23) регулируют таким образом, чтобы частота звуковых сигналов динамика составляла 100–120 в минуту. Затем, закрепив датчики на трубопроводах испарителя, настраи-

вают терморегулирующий клапан ТРВ по величине перегрева паров хладагента, выходящих из испарителя.

Если в схему холодильной установки не входит регенеративный теплообменник, то ТРВ регулируют на перегрев 7°C (при испарителе конвективного охлаждения) или 12°C (при воздухоохладителе). При наличии в схеме холодильной установки регенеративного теплообменника ТРВ настраивают на перегрев 2°C , если перед ним имеется электромагнитный клапан, или на 5°C , если электромагнитного клапана на трубопроводе жидкого хладагента нет. В процессе эксплуатации приборов (теплового реле, реле давления) особое внимание обращают на работу контактной группы, осматривать которую нужно периодически. При подгорании и окислении контактов, а также в случае нарушения регулировки наблюдается нечеткое срабатывание исполнительного устройства – магнитного пускателя (или промежуточного реле). Обнаружив указанный недостаток, контакты тщательно зачищают. Затем снова проверяют их работу. Контакты могут подгорать и в результате ослабления силы магнита. Это, в свою очередь, может быть вызвано электрическими замыканиями на корпус прибора при регулировке винта дифференциала или смещением магнита. Если четкую работу механизма мгновенного действия наладить не удастся, магнит следует заменить. Следует наблюдать за герметичностью сильфонов. В случае негерметичности реле возможен значительный или полный выход хладона из системы. В процессе эксплуатации возможно также засорение отверстий штуцеров реле давления, что приводит к размыканию контактов прибора. В этом случае отверстия прочищают мягкой тонкой латунной или медной проволокой.

Диагностику шкалы термореле (рис. 6.6.12а) можно проверить с помощью термостата. Прибор укрепляют на кронштейне (6). Сосуд (1) емкостью 10 литров заливают холодным рассолом температурой на $2\text{--}3^{\circ}\text{C}$ ниже температуры проверяемой точки шкалы прибора. В сосуд помещают стакан (3) диаметром 50–100 мм. Высота стакана больше длины термобаллона (5). Стакан заливают рассолом с температурой на $2\text{--}3^{\circ}\text{C}$ выше, чем температура проверяемой точки шкалы. Термометр (4) крепят к термобаллону так, чтобы можно было наблюдать температуру по его шкале, не извлекая термометр из стакана. Стакан ставят на деревянную подставку (7) в сосуде с рассолом. Уровень рассола в сосуде должен быть выше, чем уровень рассола в стакане. Не погружая термобаллона в термостат, подводят стрелку прибора к крайней точке шкалы. У исправного прибора контакты должны замкнуться и сигнальная лампа (8), включенная в цепь понижающего переносного трансформатора, будет гореть. Устанавливают минимальное значение дифференциала. Термобаллон с термометром погружают в стакан с рассолом. Помещивая рассол в стакане, понижают в нем температуру. В момент размыкания контактов регистрируют температуру по термометру. После этого стакан с рассолом и термобаллоном вынимают из сосуда. Помещивая рассол в стакане, повышают температуру. В момент замыкания контактов регистрируют температуру по термометру. Разность температур включения и выключения контактов и является дифференциалом прибора. Каждую точку шкалы прибора проверяют два-три раза. Обязательно проверяют крайние точки шкалы и две-три промежуточные. Если на шкале имеется деление, соответствующее 0°C , то эту точку проверяют, погрузив термобаллон в стакан с тающим льдом. На основании результатов проверки устанавливают степень расхождения шкалы с действи-

тельной температурой выключения прибора. Прибор считают пригодным, если расхождение не превышает класса точности. Например, для прибора ТРД-3 со шкалой $-25-0^{\circ}\text{C}$, то есть с диапазоном в 25°C , расхождение не должно превышать $\pm 4\%$, что соответствует $\pm 1^{\circ}\text{C}$, поскольку прибор относится к классу 4,0. Для проверки реле контроля смазки мановакуумметры присоединяют к выходному и входному штуцерам масляного насоса. Проверяют присоединение реле контроля смазки. Вольтметр подключают к клеммам (6) и (7) реле (рис. 6.6.126). Включают компрессор и наблюдают за показаниями приборов.

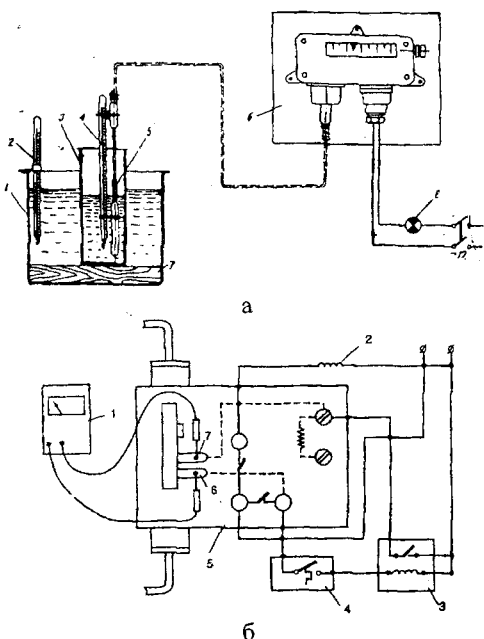


Рисунок- 6.6.12 Проверка реле:

а) температуры (1 - сосуд; 2 - термометр; 3 - стакан; 4 - термометр; 5 - термобаллон; 6 - кронштейн; 7 - подставка; 8 - сигнальная лампа); б) контроля смазки (1 - вольтметр; 2 - катушка реле; 3 - катушка; 4 - реле задержки; 5 - реле контроля смазки; 6-7 - клеммы)

При достижении разности давлений между показаниями двух мановакуумметров не менее $0,07\text{ МПа}$, должны разомкнуться контакты между клеммами (6) и (7) и вольтметр покажет наличие напряжения. Если же при достижении указанного разряжения контакты реле контроля смазки не разомкнулись, то реле времени остановит компрессор из-за неисправного реле контроля смазки. Его необходимо заменить.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В соответствии со стратегией развития животноводства в Республике Беларусь в предстоящий период наращивание объемов производства молока будет происходить преимущественно за счет повышения продуктивности коров и снижения удельных затрат ресурсов. Молочное скотоводство должно развиваться на основе стойлово-пастбищной системы содержания коров, что позволит более активно осваивать как естественные угодья, так и культурные пастбища. В перспективе будет использоваться привязное, комбинированное и беспривязное содержание коров при ускоренном распространении технологии с беспривязным содержанием, доением на доильных площадках и в доильных залах. Повышение продуктивности коров и качества молока, в первую очередь, зависит от применения новейших технологических процессов доения. Действующие доильные установки с доением в лереносные ведра и в линейный молочный трубопровод (АДМ-8 и АДС200) диаметром 40 мм не удовлетворяют современным требованиям по затратам труда, получению молока высокого качества и обеспечению здоровья животных.

2. Перспективной тенденцией развития молочного скотоводства в XXI веке становится распространение адаптивных автоматизированных энергосберегающих технологий содержания животных. Такие технологии базируются на реализации «добровольного самообслуживания» скота, автоматизированного мониторинга показателей продуктивности, физиологического состояния животных и программного управления всеми технологическими операциями получения молока с помощью компьютерного управления производством. Примером этому служит эксплуатация на высокопродуктивных фермах ряда европейских стран программно-управляемых манипуляторов (роботов) различных конструкций, обладающих расширенными функциональными связями с обслуживаемыми лактирующими коровами. В среднем доение коров происходит четыре раза в сутки. Такая частота обеспечивает увеличение продуктивности животных на 10...14%. Создание новых автоматизированных доильных систем типа «Роботы» следует отнести к точным технологиям машинного доения коров, технике будущего поколения в молочном животноводстве.

Эта техника позволяет дифференцировать обслуживание отдельного животного или их однотипных групп, способна поднять на фермах продуктивность и численность обслуживаемых животных (затраты труда на I корову в год при привязном содержании и доении в ведра составляют 150 чел.-ч – в молокопровод – 125 чел.-ч, в доильных залах при беспривязном содержании коров – 75 чел.-ч и комбинированном – 100 чел.-ч). Общим для большинства перечисленных ферм является то, что оборудование отслужило 2–3 нормативных срока и требует полной замены. Дальнейшая эксплуатация устаревшего оборудования ведет к повышению трудозатрат, потере до 40% молока и делает ферму нерентабельной. Кроме того, капитального ремонта, как правило, требуют и помещения. Поэтому целесообразно модернизировать весь комплекс, изменив технологию содержания скота и организацию труда.

3. Анализ конструкций, поставляемого на рынок отечественного и зарубежного доильного и холодильного оборудования позволяет определить тенденции и наметить перспективы развития оборудования в молочном животноводстве. Основными из них являются: системы компьютерного управления стадом; эффективные системы санитарно-ветеринарного ухода за животными и технического сервисного об-

служивания оборудования; быстрое охлаждение и хранение молока; постоянный контроль за ходом технологического процесса доения коров с помощью современных телекоммуникационных средств предотвращения аварийных ситуаций; автоматизированный мониторинг показателей продуктивности, физиологического состояния животных и программного управления всеми технологическими операциями получения молока с помощью компьютерного управления производством; разработка доильных аппаратов, адаптированных к животным; применение вакуумных трубопроводов повышенной проводимости и централизованных вакуумных систем доильных установок и унифицированных вакуумных агрегатов на базе ротационных пластинчатых, водокольцевых и двухроторных насосов.

4. В обеспечении надежности функционирования доильного и холодильного оборудования значительную роль играет качество выполнения монтажных работ на вновь строящихся и реконструируемых молочных фермах. Одной из причин длительных параметрических отказов доильного и холодильного оборудования являются нарушения технических требований на монтаж. Низкое качество монтажа снижает ремонтпригодность и безотказность оборудования.

5. При длительной эксплуатации без соответствующего технического обслуживания и ремонтов постепенно ухудшаются основные технические характеристики доильных и холодильных машин: заметно снижается производительность, увеличиваются удельная потребляемая мощность и расход смазочного масла, недопустимо повышается уровень шума и вибрации, что снижает экономичность оборудования и ухудшает условия труда. Кроме того, при отсутствии или неправильно выбранной периодичности профилактических осмотров и ремонтов учащаются отказы оборудования, что увеличивает убытки от их простоев. Но частые профилактические осмотры, сводя к минимуму затраты от снижения эксплуатационных свойств и простоев, неэкономичны вследствие преждевременной замены деталей, повышения стоимости разборочно-сборочных работ и увеличения износа сопряжений при повторных приработках. Применяя разные методы технического обслуживания, воздействуют на потоки отказов и показатели надежности холодильного оборудования.

6. Для поддержания высокого уровня технической готовности оборудования необходимо в процессе эксплуатации обеспечить целенаправленное управление его техническим состоянием с использованием современных диагностических средств и методов теории надежности технических систем. Борьба с частыми отказами и длительными простоями оборудования – одна из важнейших проблем молочного животноводства. Так среднее время безотказной работы по доильным установкам не превышает 400 часов работы. При этом издержки от простоя оборудования основных технологических линий на ферме 400 коров достигают 150 у.е./ч. (или 0,38 у.е./ч. на одну корову). Совершенствования системы технического обслуживания и ремонта оборудования можно достичь с помощью системы планового диагностирования, осмотров и ремонтов по потребности вместо планово-предупредительных ремонтов. Обеспечение рационального использования и работоспособности оборудования возможно на основе совершенствования агрегатного метода ремонта, применения стратегии управления его техническим состоянием с помощью периодического диагностирования и показателей систем непрерывного контроля, формирования системы резервирования составных частей оборудования как непосредственно на фермах, так в сервисных службах.

7. Развитие системы технического сервиса в молочном животноводстве базируется на создании необходимой ремонтно-обслуживающей базы, установлении определенных методов выполнения функциональных обязанностей с рациональным распределением работ по уровням в соответствии с конкретными условиями и целевым назначением производств. Наиболее эффективной формой организации технического обслуживания и ремонта оборудования является совместная интеграция усилий хозяйств и районных агросервисных предприятий, которые частично выполняют операции периодического технического обслуживания, обеспечивают своевременное выполнение сложных ремонтов и регулировку оборудования. В зависимости от производственных условий приемлемыми могут быть различные варианты как централизованного сервисного обслуживания с созданием соответствующих специализированных подразделений мобильных и стационарных технических средств, так и варианты дилерского обслуживания, а также обслуживания на местах силами персонала фермы. Успешно функционирующая в дореформенный период трехуровневая структура ремонтно-обслуживающей базы должна быть основой развития системы технического сервиса на перспективу. В настоящее время, когда новое доильное и холодильное оборудование в хозяйствах немногочисленно, создание дилерских технических центров в каждом районе экономически не оправданно. Целесообразно развитие региональной дилерской системы технического сервиса поставщиками (изготовителями) одновременно с созданием государственных межрайонных универсальных сервисных центров. Такой переходный этап в развитии технического сервиса будет способствовать менее затратному как для изготовителей (особенно в гарантийный период), так и для хозяйств внедрению современного оборудования. По мере оснащения хозяйств новыми доильными установками (при достижении их количества 500 и более) и создания межрайонных сервисных центров (не менее 40) в республике появятся условия для расширения и создания оптимальной по зоне обслуживания дилерских предприятий.

8. Технологическое обеспечение технического сервиса доильного и холодильного оборудования базируется на внедрении в производство рациональных технологий технического обслуживания и ремонта. Определяющей статьёй затрат на технический сервис доильного и холодильного оборудования является стоимость ремонтов и обслуживания, зависящая от показателей надежности и степени автоматизации оборудования. Рациональная структура затрат такова: на содержание ремонтного персонала 20–25%, на запасные части и вспомогательные материалы 10–20%, на устранение отказов оборудования 3–7, на содержание обслуживающего персонала 40–60%. Одним из направлений ресурсосбережения является организация рынка подержанной техники, что позволяет повысить эффективность использования дорогостоящего оборудования. Модернизация техники в процессе ремонта – перспективное направление в развитии технического сервиса. Она экономит финансовые ресурсы и стабилизирует численный состав парка оборудования за счет восстановления прошедшей сроки амортизации техники. Вторичный рынок, модернизация и капитально-восстановительный ремонт оборудования, позволят компенсировать недостаточный уровень обновления его парка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агеев, Л.Е. Эксплуатация технологического оборудования ферм и комплексов /Л.Е. Агеев, В.И. Квашенников, С.В. Мельников и др.; Под ред. С.В. Мельникова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1986. – 367 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. учеб. заведений).
2. Андреев, П.В. Техническое обслуживание машин и оборудования животноводческих ферм/ П.В. Андреев. – Л.: Агропромиздат, 1977. –240 с.
3. Бабицкий, В.Г. Техническое обслуживание машин на животноводческих фермах и комплексах /В.Г. Бабицкий, Г.С. Недельчев, П.С. Проданов и др.; [Пер. с болг. Г.В. Черникевич]. – Мн.: Ураджай, 1986. – 240 с., ил.
4. Колончук, М.В. Доильное и холодильное оборудование: особенности конструкций и технический сервис: пособие. М.В. Колончук, В.П. Миклуш, В.Г. Самосюк. – Мн.: УМЦ Минсельхозпрода РБ, 2006. – 342 с.
5. Шляхтунов, В.И. и др. Скотоводство и технология производства молока и говядины / В.И. Шляхтунов, В.С. Антонюк, Д.М. Бубен – Мн.: Ураджай, 1977. – 464 с.
6. Арзуманян, Е.А. Скотоводство /Е.А. Арзуманян, А.П. Бегучев, А.А. Соловьев. – М.: Колос, 1984. – 399 с.
7. Басовский, Н.З. Популяционная генетика в селекции молочного скота – М.: Колос, 1983. – 255 с.
8. Красота, В.Ф. и др. Разведение сельскохозяйственных животных / В.Ф. Красота, В.Т. Лобанов, Т.Г. Джебаридзе – М.: Агропромиздат, 1990. – 463 с.
9. Панов, Б.П., Петухов, В.Л. Проблемы селекции сельскохозяйственных животных. – Новосибирск: Наука, 1977. – 283 с.
10. Дмитриев, Н.Г. Племенная работа: справочник /Н.Г. Дмитриев, Н.З. Басовский, Б.В. Александров – М.: Агропромиздат, 1988. – 559 с.
11. Стрекозов, Н.И. и др. Интенсификация молочного скотоводства России: монография /Н.И. Стрекозов, А.К. Чернушенко, В.И. Цысь. – Смоленск, 1977. – 240 с.
12. Эрнест, Л.К. и др. Племенное дело в животноводстве. /Л.К. Эрнест, Н.А. Кравченко, А.П. Солдатов. – М.: Агропромиздат, 1987.– 287 с.
13. Попков, Н.А. и др. Система ведения молочного скотоводства Республики Беларусь /Н.А. Попков, П.Н. Шагов, И.П. Шейко. – Мн.: БелНИИЖ, 2002. – 207 с.
14. Шалак, М.В. и др. Технология производства и переработки продукции животноводства: Учебное пособие /М.В. Шалак, В.В. Малашко, Н.В. Казаровец. – Мн.: Ураджай, 2001. – 437 с.
15. Ефименко, М.В. Преобразования генофонда пород. – Киев: Урожай, 1990. – 352 с.
16. Казаровец, Н.В. и др. Племенная работа и воспроизводство стада в молочном скотоводстве: монография /Н.В. Казаровец, Г.Ф. Медведев, Н.И. Гавриченко. – Горки: БГСХА, 2001. – 212 с.
17. Казаровец, Н.В. и др. Селекционно-племенная работа, контроль и управление воспроизводством маточного поголовья молочного скота: монография

- /Н.В. Казаровец, Г.Ф. Медведев, Н.И. Гавриченко и др. – Мн.: Учебно-методический центр МСХ и П, 2004. – 240 с.
18. Басовский, Н.З. Племенная работа: справочник / Н.З. Басовский, Н.Г. Дмитриев, Б.В. Александров. – М.: Агропромиздат, 1988. – 559 с.
 19. Плященко, С.И. Содержание коров на фермах и комплексах /С.И. Плященко, А.Ф. Трофимов. – Мн.: Ураджай, 1979. – 182 с.
 20. Трофимов, А.Ф. Интенсивная технология производства молока. – Мн.: Ураджай, 1990. – 168 с.
 21. Хазанов, Е.Е. Реконструкция молочных ферм /Е.Е. Хазанов. – Л.: Агропромиздат, 1988. – 256 с.
 22. Ходанович, Б. Молочные фермы с беспривязным содержанием. – Животноводство России, №9, 2003. – С.12–13.
 23. Казаровец, Н.В. Технология содержания высокопродуктивных коров: метод. рекомендации. – Мн. БГАТУ, 2006. – 64 с.
 24. Рапопорт, А. Модернизация молочных ферм. – Животноводство России, №5, 2002, – С.34.
 25. Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий крупного рогатого скота (ОНТП) – М.: Гипронисельхоз, 1988. – 118 с.
 26. Журнал «International Poultry Production»/ Оптимальные характеристики животноводческих помещений //Сельскохозяйственный вестник. – №2, 2003. – С.32.
 27. «Ай-Пи-Си Лайвсток», учебный центр «Управление молочной фермой», Голландия//сельскохозяйственный вестник. – №10–11, 2002. – С. 17–18.
 28. «Ай-Пи-Си Лайвсток», учебный центр «Управление молочной фермой», Голландия//сельскохозяйственный вестник. – №12, 2002. – С. 21–22.
 29. Механизация животноводства: Учеб. для с.-х. вузов/Под ред. В.К. Гриба. – Мн.: Ураджай, 1977. – 640 с.: ил. – (Учебники и учебные пособия для сельскохозяйственных вузов).
 30. Липински, М., Чарноцински, Ф., Винницки, С., Романюк, В. Влияние применения работа для доения коров на функционирование животноводческой фермы. /Научно-технический прогресс в животноводстве – перспективные ресурсосберегающие технологии. – Сборник научных трудов, том 15, часть 2. – Подольск, 2005. – С.80–82.
 31. Винницки, С., Романюк, В., Букальски, А. Современные решения в доильной технике, предлагаемые фирмой “Полянес”, – /Научно-технический прогресс в животноводстве – перспективные ресурсосберегающие технологии. – Сборник научных трудов, том 15, часть 2. – Подольск. 2005. – С.64.
 32. Автоматизация процессов доения на животноводческих комплексах /Г.Р. Носов, В.А. Кондратец, В.Ф. Пашенко, В.М. Калич. – К.: Вища шк., Головное изд-во. 1985. – 215 с.
 33. Rabold, K. Cyclic vacuum fluctuations in milking machines. Schweden.1980.
 34. Основы вакуумной техники: Учебник для техникумов /А.И. Пипко, В.Я. Плисковский, Б.И. Королев, В.И. Кузнецов.–2-е изд., перераб. и доп.– М.: Энергоиздат, 1981. – 432 с, ил./
 35. Левин, Г. Основы вакуумной техники, пер. с англ., – М.: Энергия, 1969. – С. 34.

36. Вакуумная техника. Справочник (Е.С. Фролов, В.Е. Минайчев, А.Г. Александрова и др.) – М.: Машиностроение, 1985. – 359 с.
37. Механические вакуумные насосы /Е.С. Фролов, И.В. Автономова, В.И. Васильев и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 288 с.: ил.
38. Розанов, Л.Н. Вакуумная техника: Учеб. для вузов по спец. “Вакуумная техника”. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 1990.– 320 с.: ил.
39. Шумский, К.П. Вакуумные аппараты и приборы химического машиностроения. – М.: Машиностроение. – 1974. – 576 с.
40. Тетерюков, В.И. Ротационные вакуум-насосы и компрессоры с жидкостным поршнем. – М.: Машгиз. 1960. – 251 с.: ил.
41. Головинцов, А.Г., Румянцев, В.А., Ардашев, В.И. и др. Ротационные компрессоры. – М.: Машиностроение, 1964. – 315 с.: ил.
42. Руткевич, И.Г. Вакуум-насосные установки в пищевой промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1971. –151с.
43. Колончук, М.В. Использование вакуумных систем в АПК. “Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва”. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: Випуск 42, 2005. – С.83–87.
44. Perednya, Vladimir, Kolonchuk, Mihail. Water ring multistroke machines – reality and outlook. Proceedings of the International Conference “Progressive eco-friendly technological processes in agricultural engineering”. – Raudondvaris.: Lithuanian Institute of Agricultural Engineering, 19-20 September, 2002. – pp. 7–13.
45. Передня, В.И., Колончук, М.В. Выбор жидкостно-кольцевых машин. Подольск: сборник научных трудов (Научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства “Концепции развития механизации и автоматизации животноводства в XXI веке”, том 11, часть 3), 2002 г. – С.142...149.
46. Передня, В.И., Колончук, М.В. Исследование параметров вакуумных насосов. Научно-технический прогресс в животноводстве – перспективные ресурсосберегающие машинные технологии, – Сборник научных трудов, Том 15, часть 2. – Подольск: ГНУ ВНИИМЖ, 2005. – С.106–115.
47. Хлумский, В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы. –М.: Машиностроение, 1971. – 128 с.
48. Кириллов, И.И. Теория турбомашин. И.И. Кириллов. – М.: Машиностроение, 1964. – 512 с.: ил.
49. Диксон, С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова, М.И. Осипова. – М.: Машиностроение, 1981. – 213 с.: ил.
50. Зеленецкий, С.Б., Рябков Е.Д., Микеров А.Г. Ротационные пневматические двигатели. С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976. – 240 с.
51. Малов, Н.Н. Основы теории колебаний. Пособие для учителей. –М.: Машиностроение, 1971.
52. Пособие инженеру по механизации трудоемких процессов для подготовки слесарей молочнотоварной фермы. – Мн.: ВНИИТИМЖ, 1990. – 118 с.: ил.

53. Лукьянов, Н.Я. Теория и расчет молочных сепараторов. Изд. 2-е, перер. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 72 с.
54. Бабакин, Б.С. Хладагенты, масла, сервис холодильных систем: Монография. – Рязань: Узорочье.– 2003. – 470 с.
55. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes; Chlorine Atoms catalyzed destruction of ozone. Nature, 1974. Vol. 249. P.810–814.
56. Rowland, F.S. and Molina, M.I. 1974, Chlorofluoromethanes in the environment. Atomic Energy Commission Report No 1971–1. Univ. of California, Irvine.
57. Сапожников, Ф.Д., Кольга, Д.Ф., Колончук, В.М., Коновалов, С.П., Колончук, М.В. Безразборная диагностика холодильной установки. Методические указания к лабораторно-практической работе. Учебное издание. – Мн.: БГАТУ, 2006. –16 с.
58. Монтаж и наладка оборудования животноводческих ферм. Под ред. В.И. Дубовика. – М.: Колос, 1977. – 416 с. : ил.
59. Мельников, С.В., Николаев, Д.И. Сетевое планирование монтажных работ в животноводстве. – Л.: 1975.
60. Техническое обеспечение производства молока: практическое пособие /О.А. Борисенко [и др.] – Гомель: ЧУП «ЦНТУ «Развитие», 2006. – 188 с.
61. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Том I. Теория и расчет /2-е изд., перераб. и доп.– М.: Колос, 2000. – 456 с.: ил. – (Учебники и учеб. пособия для студентов высших учебных заведений).
62. Колончук, М.В. Импульсная устойчивость низковакуумной системы. – Агропанорама, №1. – 2001. – С.16...18.
63. Колончук, М.В. Централизованные вакуумные системы – потенциал энергоресурсосбережения на молочных комплексах. – Агропанорама – №1 – 2002. – С.18...24.
64. Передня, В.И., Романюк, В., Колончук, М.В. Эффективность централизованных вакуумных систем доения коров. Материалы Международной научно-технической конференции посвященной 55-летию Республиканского унитарного предприятия “Белорусский научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства” – “Научно-технический прогресс в области механизации, электрификации и автоматизации сельского хозяйства” (Минск, 12-14 июня 2002 г.), том 2, – Мн.: УП “БелНИИМСХ”, 2002. – С. 143...153.
65. Колончук, М.В. Потери мощности и энергии вакуумной установкой за пределами номинального режима работы. – Агропанорама. – №2. – 2001. – С. 22...26.
66. Колончук, М.В. Диагностика герметичности доильных установок. – Известия Белорусской инженерной академии. – №2. – 2001. – С. 47...50.
67. Колончук, М.В. Энергоресурсосберегающая технология диагностирования функциональной готовности вакуумной системы доильной установки. – Мн.: УП “Технопринт”, Материалы международной научно-технической конференции “Аграрная энергетика в XXI веке”. (Минск, 25-26 сентября 2001 г.), 2001. – С.117...119.
68. Миклуш, В.П., Колончук, М.В., Колончук, В.М. Экспресс-диагностика технического состояния доильных и молокоохладительных установок. –

- “Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва”. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків.: Випуск 42, 2005. – С.92-95.
69. Полевой, А.А. Монтаж холодильных установок: Учеб. пособие для вузов. – СПб.: Политехника, 2005. – 259 с.: ил.
70. Шпыро, А.В. и др. Устройство, монтаж, эксплуатация холодильных машин и установок молочнотоварных ферм /А.В. Шпыро, Г.А. Карачун, Е.А. Колесень. – Мн.: Ураджай, 1999. – 304 с.: ил.
71. Лэнгли, Б. Руководство по устранению неисправностей в оборудовании для кондиционирования воздуха и холодильных установках (перевод с английского) /под ред. Гальперина А.Д. – М.: “Евроклимат”, издательство, 2003. – 220 с.
72. Бабакин, Б.С., Выгодин, В.А., Кулагин, В.Н. Диагностика работы малых холодильных компрессоров. Учебное пособие. – Рязань.: “Узорочье”. – 2001. – 302 с.: ил.
73. Кожемяченко, А.В. Техника и технология ремонта бытовых холодильных приборов. Учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А.В. Кожемяченко, С.П. Петросов; Под ред. И.В. Болгова, – М.: Издательский центр “Академия”, 2003. – 192 с.
74. Якшаров, Б.П., Смирнова, И.В. Справочник механика по холодильным установкам. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние. 1989. – 312 с., ил.
75. Кругляк, И.Н. Справочная книга механика по ремонту домашних холодильников. – М.: Легкая индустрия, 1971. – 216 с.
76. Методические рекомендации по оценке, нормированию и обеспечению надежности машин и оборудования животноводческих ферм и комплексов. – Мн.: ВНИИТИМЖ, 1982, – 114 с.: ил.
77. Михлин, В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники.– М.: Колос, 1984. – 335 с.: ил.
78. Холодильные компрессоры. Справочник «Холодильная техника». – М.: Легкая и пищевая промышленность. 1981. – 280 с.: ил.
79. Миклуш, В.П. Организация технического сервиса в АПК: Монография /В.П. Миклуш – Мн.: БГАТУ, 2004.– 290 с.
80. Методические рекомендации по организации и повышению эффективности функционирования дилерской системы технического сервиса в АПК /Сайганов А.С. [и др.]. – Минск: Ин-т экономики НАН Б, 2007.– 80 с.
81. Колончук, М.В. Экономичная модель технического сервиса машин. Мн.: БГАТУ, Материалы 3-ей международной научно-технической конференции “Моделирование сельскохозяйственных машин”. (Минск, 13-15 ноября 2002 г.), часть 2, – Мн.: БГАТУ, 2002. – С. 69...71.
82. Миклуш, В.П., Колончук, М.В. О продлении сроков службы машин и оборудования в животноводстве. предпринимательство в АПК: проблемы эффективности и управления [Текст]: сборник статей международной научно-практической конференции (16-18 февраля 2006 г.). В 2-х частях. Ч.1 /редкол. Г.И. Гануш [и др.]. – Мн.: БГАТУ, 2005.– 208 с.: ил., схемы.
83. Миклуш, В.П., Колончук, М.В., Колончук, В.М. Оценка затрат на техниче-

- скую эксплуатацию животноводческого оборудования. “Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва”. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків.: Випуск 42., 2005. – С.96-100.
84. Колончук, В.М., Колончук, М.В., Сапожников, Ф.Д., Тимошенко, В.Н. Безразборная диагностика доильных установок. Методические указания для студентов специальностей I-74 06 01, I-74 06 03, I-74 06 05, I-74 06 06 и слушателей ИПК и ПК АПК. Учебное издание. – Мн.: БГАТУ, 2006. – 17 с.
85. Колончук, М.В. Гидроаэродинамика шелевых потоков воздуха вакуумного насоса. – Агропанорама. – №2. – 2006. – С.29...33.
86. Колончук, М.В. Математическая модель расхода воздуха через щели механических вакуумных насосов. Мн.: БГАТУ, Материалы 3-ей международной научно-технической конференции “Моделирование сельскохозяйственных машин”. (Минск, 13-15 ноября 2002 г.), часть 1, – С. 78...80.
87. Колончук, М.В., Колончук, В.М. Обоснование допустимых зазоров и протечек воздуха в вакуумных насосах. “Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва”. Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків.: Випуск 42., 2005. – С.87-95.
88. V. Perednja, W. Romaniuk, M. Kolonczuk. Badania przepływu powietrza w pompie próżniowej. Warszawa, 26-27 wrzesnia 2006, Institut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa.: Materiały na XII Międzynarodowa Konferencja Naukowa “Problemy intensyfikacji produkcji zwierzecej z uwzględnieniem ochrony środowiska i standardów ue”, pp. 379...384.
89. Житомирский В.К. Механические колебания и практика их устранения. – М.: Машиностроение, 1966. – 176 с., ил.
90. Колончук, М.В., Передня, В.И. Термодинамика воздушных потоков ротационного насоса. Методы исследований и результаты разработок техники для ресурсосберегающих технологий сельского хозяйства: в 2т. /Под общ. Ред. В.Н.Дашкова. – Мн.: 2005.– (Сб. Ст. Международной науч.-практич. Конф. молодых ученых/ РУНИП “ИМСХ НАН Беларуси”) Т.2. – С.177-183
91. V. Perednya, W. Romaniuk, M. Kolonczuk. Badania mechaniki pompy próżniowej. Warszawa, 21-22 wrzesnia 2004, Institut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa.: Materiały na X Międzynarodowa Konferencja Naukowa “Problemy intensyfikacji produkcji zwierzecej z uwzględnieniem ochrony środowiska i standardów ue”, pp. 390...396.
92. Колончук, М.В. Механика вибрационного трения деталей пластинчатого вакуумного насоса. – Агропанорама, №2, 2003. – С.15...21.
93. Колончук, М.В. Исследование приработки лопаток ротационного вакуумного насоса доильной установки при текущем ремонте. – Агропанорама, №6, 2006. – С. 28-32.
94. V. Perednya, M. Kolonczuk. Mathematical models of milking machine elements. Proceedings “The 4TH reseach and development conference of central and eastern European institutes of agricultural engineering (CEE Ag Eng) ” (Moscow, VIESH, May12-13, 2005), pp. 209-218.
95. V. Perednya, W. Romaniuk, M. Kolonczuk. Badania przyczyn zużycia

- cylindrow pomp próżniowych. Warszawa, 27-28 września 2005, Instytut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa.: Materiały na X Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Problemy intensyfikacji produkcji zwierzęcej z uwzględnieniem ochrony środowiska i standardów UE", pp. 365...370.
96. Колончук, М.В., «Ротационная пластинчатая машина». Положительное решение по заявке «а20060149» от 22 февраля 2006 года.
 97. V. Perednya, W. Romaniuk, M. Kolonchuk. Optymalizacja parametrów łopatek w pompach podciśnieniowych cieczerwopierscieniowych. – Warszawa 21-22 września 2004, Instytut Budownictwa, Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa.: Materiały na X Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Problemy intensyfikacji produkcji zwierzęcej z uwzględnieniem ochrony środowiska i standardów UE", pp. 397...400.
 98. Передня, В.И., Колончук, М.В. Гидродинамика жидкостного кольца ротационных машин. Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник /Под общ. Ред. В.Н.Дашкова. – Мн.: РУНИП "ИМСХ НАН Беларуси". Вып. 38. 2004, (Научное издание), – С. 181...187
 99. Колончук, М.В. "Жидкостно-кольцевая машина". Патент РБ № 6140.
 100. Колончук, М.В., Козорез, А.С. «Жидкостно-кольцевая машина». Положительное решение по заявке «а20060220» от 13 марта 2006 года.
 101. Передня, В.И., Колончук, М.В., Колончук, В.М. Влияние способа подачи воды на энергетические характеристики ротационного насоса "Фундаментальные и прикладные проблемы повышения продуктивности сельскохозяйственных животных в изменившихся условиях системы хозяйствования и экологии" – Материалы международной конференции посвященной 70-летию юбилею заслуженного деятеля наук РФ, профессора В.Е.Улитко. 14-16 января 2005 г. – Ульяновск, 2005. – С.137-139.
 102. Ястребова, Н.А. и др. Техническое обслуживание и ремонт компрессоров/ Н.А. Ястребова, А.И. Кондаков, Б.А. Спектор. – М.: Машиностроение, 1991. – С.49.
 103. Котзаогланиан. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильных установок с конденсаторами воздушного охлаждения. /Пер. с франц. – М.: ЗОА «Остров», 2000.
 104. Зуев, И.М., Шушкевич, А.А. Справочник по ремонту машин для животноводства. – Мн.: Ураджай, 1990. – 255 с.: ил.
 105. Физический энциклопедический словарь /Гл. ред. А.М. Прохоров. Ред. кол. Д.М. Алексеев, А.М. Бонч-Бруевич, А.С. Боровик-Романов и др. – М.: Сов. энциклопедия, 1983. – 928 с., ил, 2 л. цв. ил.
 106. Леплаев, Д.А., Коляда, В.В. Ремонт холодильников. – М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 432 с.: ил. – (Серия «Ремонт», выпуск 35). –С. 227–229.
 107. Back W.D. *Milchwissenschaft*, 28(1973), s. 628...636.
 108. Tolle A. *Milchwissenschaft*, 27(1972), s. 427.
 109. Колончук, М.В. Исследование конструктивных и режимных параметров водокольцевого вакуумного насоса для доильных установок. – Агропанорама, №4, 2007. – С. 25-34.