

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДСТВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОСНАЩЕНИЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА.
ПРАКТИКУМ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности 1-74 80 07 «Технический сервис
в агропромышленном комплексе»*

Минск
БГАТУ
2020

УДК 631.173.4(07)
ББК 40.72я7
П79

Составители:

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой
«Технологии и организация технического сервиса» *В. Е. Тарасенко*,
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры *Г. И. Анискович*,
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры *А. С. Сай*

Рецензенты:

кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»
Белорусского национального технического университета
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *А. С. Гурский*);
кандидат технических наук, доцент,
заведующий лабораторией научного обеспечения
испытаний и информационно-технических технологий
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации
сельского хозяйства» *В. К. Клыбик*

Проектирование средств технологического оснащения предприятий
П79 технического сервиса. Практикум : учебно-методическое пособие /
сост.: В. Е. Тарасенко, Г. И. Анискович, А. С. Сай. – Минск :
БГАТУ, 2020. – 168 с.
ISBN 978-985-25-0063-0.

Рассмотрены последовательность проектирования средств технологического оснащения предприятий технического сервиса, порядок проведения анализа, определения тенденций развития, выбора прототипа и обоснования основных параметров. Приведены порядок составления функционально-физических моделей средств технологического оснащения, расчеты основных узлов и деталей, нормативно-справочные материалы для проектирования.

Для студентов учреждений высшего образования по специальности 1-74 80 07 «Технический сервис в агропромышленном комплексе», руководителей (консультантов) курсовых и дипломных проектов.

УДК 631.173.4(07)
ББК 40.72я7

ISBN 978-985-25-0063-0

© БГАТУ, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Практическая работа № 1 Составление регламента и справки о патентно-информационных исследованиях по заданному средству для ТО и ремонта машин	9
Практическая работа № 2 Определение тенденций развития средств технологического оснащения сервисных предприятий	20
Практическая работа № 3 Обоснование прототипа и составление принципиальной схемы средств для ТО, ремонта и диагностирования машин	26
Практическая работа № 4 Расчет параметров моющей установки	36
Практическая работа № 5 Основы проектирования параметров пневматического поршневого привода разборочно-сборочного оборудования	44
Практическая работа № 6 Основы проектирования параметров пневматического диафрагменного привода разборочно-сборочного оборудования	58
Практическая работа № 7 Основы проектирования параметров гидравлического привода разборочно-сборочного оборудования	67
Практическая работа № 8 Проектирование и расчет параметров ручного реечного пресса	78
Практическая работа № 9 Проектирование средств для механизации подъемно-транспортных работ.....	89
Практическая работа № 10 Расчет основных параметров винтового домкрата.....	101

Практическая работа № 11	
Расчет основных параметров гидравлического домкрата	108
Практическая работа № 12	
Проектирование и расчет средств диагностирования тормозных систем машин	114
Практическая работа № 13	
Проектирование и расчет основных параметров приспособлений, используемых при ремонте машин.....	130
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	156
ПРИЛОЖЕНИЯ	159

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании оборудования необходимо придерживаться конструктивной преемственности. Современная машина представляет собой результат работы конструкторов нескольких поколений: начальную модель постепенно совершенствуют путем внедрения новых конструктивных решений. Некоторые решения со временем устаревают, другие, забытые, возрождаются через десятки лет на новой технической основе.

С течением времени повышаются технико-экономические показатели машин, их мощность, производительность и эксплуатационная надежность, появляются новые машины одинакового назначения, но с другими конструкторскими схемами.

Таким образом, конструктивная преемственность – это использование при проектировании оборудования предшествующего опыта, который накоплен в рассматриваемой и смежных отраслях машиностроения, для внедрения в разрабатываемый образец всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин.

Процесс конструирования оборудования осуществляется в несколько этапов:

- 1) изучение сферы применения;
- 2) выбор конструкции по аналогам;
- 3) компоновка машины.

Для современных предприятий характерны сокращение производственного цикла и появление новых технологических процессов, которым необходима новая компоновка линий, номенклатура и расстановка оборудования. Соответственно, изменяются требования к показателям машин, возникает потребность в создании новых образцов или коренном изменении старых.

Параметры машины необходимо выбирать исходя из конкретных условий ее применения. Нельзя, например, произвольно увеличивать ее производительность, не учитывая мощность смежного оборудования.

Прогнозирование конструкции следует рассматривать как часть научно-исследовательской работы, направленной на подбор и подготовку исходного материала. Прогнозирование на 5–10 лет является краткосрочным, на 20 лет – среднесрочным, на 30 лет – долгосрочным.

При прогнозировании могут быть использованы следующие методы:

- 1) метод экстраполяции (при краткосрочном прогнозировании);

2) метод экспертных оценок (в случае отсутствия систематизированной информации);

3) метод физического или математического моделирования (для долгосрочного прогнозирования).

На всех стадиях проектирования в случаях, предусмотренных ГОСТ 2.110, необходимо проводить патентную проработку конструкции машины.

При конструировании следует руководствоваться:

1) основными техническими направлениями в проектировании аналогичных изделий с учетом перспективы развития науки и техники;

2) результатами научно-исследовательских работ;

3) передовым опытом в промышленности;

4) действующими нормативными документами по проектированию аналогичных изделий;

5) противопожарными, санитарными и другими нормами и правилами.

Схему конструкции машины выбирают путем параллельного анализа нескольких вариантов с точки зрения конструктивной целесообразности, совершенства кинематической и силовой схем, стоимости изготовления и эксплуатации, надежности и других факторов.

В конструкции машины следует предусмотреть возможность ее дальнейшего совершенствования, форсирования и образования на базе исходной модели производных машин и их модификаций.

Из-за противоречивости выдвигаемых требований часто приходится выбирать компромиссный вариант конструкции с наименьшими недостатками, а не с наибольшими достоинствами.

Компоновка состоит из двух этапов – эскизного и рабочего. На первом этапе разрабатывается основная схема и общая конструкция агрегата, иногда в нескольких вариантах. Их анализ позволяет составить рабочую схему, в которой уточняется конструкция узлов машины.

При компоновке надо идти от общего к частному, а не наоборот. На этом этапе уделять внимание особенностям конструкции не следует. Нельзя также выбирать произвольный образец или принимать за основу шаблонные решения.

На втором этапе компоновки необходимо:

– разработать системы смазки и охлаждения, а также схемы электропитания, разборки–сборки, установки агрегата и присоединения к нему смежных деталей;

– предусмотреть условия для удобного обслуживания, ремонта и управления;

– выбрать материалы для основных деталей.

Компоновочные чертежи и штриховка на них могут выполняться от руки. Типовые детали и узлы (крепежные детали, уплотнения, подшипники качения) изображаются упрощенно.

Исходным материалом для проектирования является техническое задание, выдаваемое заказчиком и определяющее параметры машины, область и условия ее применения [24, с. 48; 31, с. 4–20].

Проектирование выполняется в несколько этапов, устанавливаемых ГОСТ 2.103. При серийном и массовом производстве такими этапами являются:

– разработка технического предложения по ГОСТ 2.118;

– выполнение эскизного проекта по ГОСТ 2.119;

– выполнение технического проекта по ГОСТ 2.120;

– разработка документации для изготовления опытного образца или партии изделий;

– корректировка документации по результатам изготовления и предварительных испытаний опытного образца или партии;

– корректировка документации по результатам изготовления и испытаний первой промышленной партии изделий.

Для единичного производства необходимо выполнить эскизный и технический проекты, разработать документацию для изготовления изделия и скорректировать ее по результатам производства и испытания образца.

Техническое предложение выдвигается в инициативном порядке конструктором и является *первым этапом компоновки изделия*. На данном этапе необходимо:

– рассчитать и выбрать кинематическую и силовую схемы машины;

– выявить форму основных деталей и их рациональное расположение;

– выполнить расчеты деталей на прочность, жесткость, износостойкость;

– определить габариты изделия.

Чертежи образца выполняются на бумаге формата А2 или А1, как правило в масштабе 1:1. Простые узлы изображаются в одной проекции с разрезами по осям валов, сложные – в нескольких проекциях. Типовые детали и узлы (крепеж, уплотнения, подшипники качения) изображаются упрощенно.

Эскизный проект является *вторым этапом компоновки изделия*. На этой стадии необходимо выполнить расчеты подшипников качения по критериям работоспособности, валов на прочность и жесткость, посадок соединений деталей.

Чертеж изделия должен включать две-три проекции, а также дополнительные виды, разрезы и сечения. Симметричные детали вычерчивают во всех подробностях лишь по одну сторону от оси симметрии, а по другую сторону показывают только их наружный контур.

Подшипники качения с указанием типа и конструктивных особенностей изображают лишь с одной стороны от оси вала на обеих опорах, а на другой стороне проводят диагонали сплошными тонкими линиями.

Эскизный проект рассматривается и утверждается, после чего становится основой для разработки технического проекта. При необходимости изготавливаются макеты изделия и проводятся их испытания.

Технический проект должен содержать следующие обязательные документы: чертеж общего вида, ведомость проекта и пояснительную записку.

На чертеже должны быть изображены виды, разрезы и сечения изделия, указаны наименования его составных частей, приведены необходимые размеры, кинематическая и другие схемы. Чертеж следует выполнять с максимальными упрощениями.

Пояснительная записка к техническому проекту включает следующие разделы: содержание; введение; характеристика изделия; основные решения; технико-экономическое обоснование и сметная стоимость капитальных затрат; научно-исследовательские, опытно-конструкторские и экспериментальные работы; указания по реализации проекта; приложения.

К рабочей документации относятся графические документы (сборочный, габаритный, монтажный и другие чертежи) и текстовые (пояснительная записка, технические условия, спецификации на сборочные единицы и т. д.).

Номенклатура рабочих документов на разных стадиях проектирования приведена в справочнике [31, с. 5].

Практическая работа № 1

СОСТАВЛЕНИЕ РЕГЛАМЕНТА И СПРАВКИ О ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ПО ЗАДАННОМУ СРЕДСТВУ ДЛЯ ТО И РЕМОНТА МАШИН

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке проведения патентно-информационных исследований, получить практические навыки по составлению регламента и справки о патентно-информационных исследованиях разрабатываемых (модернизируемых) средств технологического оснащения предприятий технического сервиса.

Магистрант должен знать: состав, содержание и порядок проведения патентно-информационных исследований новых и модернизации существующих средств технологического оснащения.

Магистрант должен уметь: составлять регламент и справку о патентно-информационных исследованиях.

Общие сведения

Исходным материалом для проектирования средств технологического оснащения предприятий технического сервиса (ПТС) может быть техническое задание, определяющее параметры машины, область и условия ее применения. Технические предложения, выдвигаемые проектной организацией, научно-исследовательские работы, изобретательские предложения и копирование с изменениями образцов зарубежной техники носят больше инициативный характер.

В основе проектирования лежит конструкторская преемственность – использование предшествующего опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей, введение в проектируемые средства полезных разработок, задействованных в существующих конструкциях машин.

Для создания конкурентоспособных средств необходимо использовать все факторы, которые удовлетворяли бы выбранным параметрам. Необходимо изучить опыт создания зарубежных и отечественных машин, провести сравнительный анализ их достоинств и недостатков,

выбрать правильный аналог и прототип, выяснить тенденции развития и потребности в данной отрасли.

В агропромышленном комплексе с увеличением числа различных марок и модификаций машинотракторного парка наблюдается тенденция развития средств технологического оснащения ПТС для обслуживания и ремонта узлов и агрегатов этих машин. Средства технологического оснащения непрерывно совершенствуются, соответственно возрастают требования к их производительности и степени автоматизации. Некоторые средства с появлением новых технологических процессов устаревают, возникает необходимость создания новых средств или модернизации существующих.

Этапы конструктивной преемственности неразрывно связаны с патентно-информационным поиском.

Целью патентных исследований при проектировании средств технологического оснащения ПТС является получение технических и технологических исходных данных для совершенствования отдельных видов технических средств, обеспечения их конкурентоспособности и исключения неоправданного дублирования при разработке новой техники.

Порядок выполнения патентных исследований, оформление и использование их результатов устанавливает ГОСТ Р 15.011–96. В полном объеме выполняют патентные исследования при создании средств технологического оснащения ПТС, которые существенно превышают по своим технико-экономическим показателям существующие аналоги, предназначенные для промышленного освоения, и имеют перспективы коммерческой реализации за рубежом. Ограниченные по объему патентные исследования предназначены для опытно-экспериментального производства по темам поискового и внедренческого характера.

При разработке новых средств рекомендуется первоначально выполнять информационный поиск. Как правило, разрабатываемое изделие содержит множество технических решений, которые образуют структуру его узлов, механизмов, деталей или их элементов. Часть этих узлов, механизмов и деталей имеет общеизвестные типоразмеры и устройство, отраженные в соответствующих стандартах, типовых проектах, альбомах внедренных изделий и др.

Использованию общеизвестных технических решений способствуют учебники и справочники, широко распространяющие инфор-

мацию на всех уровнях разработки. Однако существуют технические решения, которые известны немногим разработчикам в силу специфичности изделий: информация о них публикуется в литературе, предназначенной для узкого круга специалистов. Поэтому при проектировании конструкции средств технологического оснащения рекомендуется использовать конструктивную преемственность, т. е. предшествующий опыт данного профиля смежных отраслей.

Источники научно-технической и производственно-технической информации:

- *обзоры*, которые освещают внедренные в производство прогрессивные технические решения и мероприятия по совершенствованию производственно-хозяйственной деятельности предприятий и организаций;

- *техническая литература*, в т. ч. учебники;

- *тематические издания* по распространению передового научно-технического и производственного опыта;

- *реферативные издания*, кратко описывающие новые конструкции машин и оборудования, прогрессивные технологические процессы, результаты научно-исследовательских и проектно-конструкторских разработок, передовой опыт машиностроительных предприятий;

- *экспресс-информация* – ежемесячные издания в виде комплектов кратких рефератов, освещающие последние наиболее важные производственно-технические достижения НИИ, КБ и предприятий, а также зарубежной техники;

- *библиографическая информация* – аннотированные указатели информационных материалов и новой технической литературы, тематические подборки информационных материалов;

- *информационные листки*, содержащие описания сущности производственного опыта;

- *бюллетень технико-экономической информации* – рефераты и аннотации на информационные материалы о передовом производственно-техническом опыте;

- *бюллетень изобретений*, содержащий формулы изобретений с необходимыми иллюстрациями;

- *описания изобретений* к авторским свидетельствам и патентам, содержащие подробную информацию о зарегистрированном изобретении и проиллюстрированные принципиальными схемами и чертежами;

– *материалы конференций* – тезисы докладов, рекомендации, решения, отчеты;

– *каталоги и проспекты*, включающие технико-экономические решения и эксплуатационные характеристики изделий, оборудования и машин с иллюстрациями и чертежами;

– *производственно-техническая информация* – переводы статей и другой информации официальных бюллетеней зарубежных стран; полные комплекты рабочих чертежей в виде светокопий; картотеки калькодержателей с аннотациями внедренных конструкций, копиями чертежей и адресом для оформления заказа; фототеки промышленных образцов, содержащих изображения выпускаемых изделий;

– *типовые и руководящие материалы*, в которых дается компоновка типовых конструкций оборудования, машин, средств механизации и автоматизации, типовые решения отдельных узлов и механизмов, размеры и основные технико-экономические показатели отдельных типоразмеров;

– *справочные материалы* – справочники конструктора (межотраслевые и отраслевые), энциклопедии (универсальные и отраслевые), словари терминологические и разъяснительные, каталоги, отраслевые каталоги продукции, номенклатурные справочники, прейскуранты, справочные картотеки, типаж машин и оборудования, типовые руководящие материалы;

– *нормативно-техническая документация* – государственные стандарты (ГОСТ), отраслевые стандарты (ОСТ), технические условия (ТУ), руководящие технические материалы (РТМ), технические описания (ТО) и др.;

– *графические материалы* – комплекты рабочих чертежей, альбомы общих видов, типовые конструкции, схемы, проекты и др.

В общей структуре информационных потоков важное место занимает патентная информация – совокупность сведений о результатах научно-технической деятельности, содержащихся в описаниях, прилагаемых к заявкам на изобретения или к охраняемым документам (авторским свидетельствам и патентам).

Патентные исследования проводят в несколько этапов:

– разрабатывают регламент поиска;

– проводят поиск и отбор патентной и другой научно-технической информации;

- систематизируют и анализируют информацию;
- обобщают результаты и составляют отчет о поиске.

Для закрепления общетеоретических и практических навыков поиска новых технических решений при проектировании средств технологического оснащения ПТС следует рассмотреть поэтапный процесс проведения патентных исследований.

Методические указания

Составление регламента патентно-информационных исследований

При проектировании необходимо иметь в виду, что в задании название средств технологического оснащения формируется в общем виде и не содержит прямых указаний по использованию объекта разработки. Поэтому целесообразно выявить конкретные цели, стоящие перед ПТС при разработке данного вида средств. В первую очередь необходимо обратиться к имеющимся в одноименных предприятиях сведениям о существующих средствах в интересующем направлении. При недостатке информации следует провести исследования реферативных журналов информационно-издательского центра (РЖ ИнИЦ) и Федерального института промышленной собственности (РЖ ФИПС) на глубину (ретроспективность) не менее пяти лет. Реферативные журналы ФИПС выпускаются в форме официальных бюллетеней российского агентства по патентам и товарным знакам («Изобретения. Заявки и патенты», «Полезные модели. Промышленные образцы»). Ознакомление с РЖ ФИПС и РЖ ИнИЦ позволит выявить организации стран, фирмы, в которых специалисты занимаются решением подобных проблем, разработать регламент поиска, определить предмет исследований. Регламент поиска представляет собой программу, определяющую область проведения исследований по фондам патентной и другой научно-технической информации. Для определения предмета исследований требуется конкретизировать задачу, т. е. обосновать, какие элементы, параметры, свойства и другие характеристики требуется усовершенствовать. Если в задании на проектирование следует разработать устройство, прибор, то предметами исследований могут быть:

- устройство в целом (общая компоновка, принципиальная схема);
- узлы и детали;
- материалы (вещества), используемые для изготовления отдельных элементов устройства;
- технология изготовления устройства;
- область возможного применения.

Если задан способ диагностирования узлов и агрегатов автомобилей, то предметами исследований могут быть:

- технологический процесс обнаружения неисправностей и его этапы;
- оборудование, на базе которого реализуется данный способ диагностирования.

В Республике Беларусь государственный патентный фонд, функционирующий в составе РНТБ, является единственным центром, который обладает полным фондом патентной документации. Деятельность этого фонда по обеспечению патентной информацией потребителей включает:

- формирование (комплектование, учет, обработку и организацию) патентного фонда, состоящего из источников патентной информации и литературы по вопросам изобретательства, патентного дела и патентной информации;
- формирование средств патентного поиска по всем объектам промышленной собственности и справочно-поискового аппарата;
- организацию системы обслуживания, обеспечивающей доступ к источникам информации;
- предоставление информационных продуктов и услуг.

Основная часть фонда состоит из источников патентной информации:

- описаний изобретений и полезных моделей;
- сведений о промышленных образцах и товарных знаках;
- официальных бюллетеней национальных патентных ведомств.

Эффективное использование патентно-информационных ресурсов невозможно без справочно-поискового аппарата (СПА), который является двухступенчатым: централизованный СПА и локальный, создаваемый непосредственно в библиотеке. *Централизованный СПА* состоит из классификационных материалов (систематических, именных и нумерационных указателей, издаваемых патентными ведомствами различных стран мира) и предназначен обеспечивать

доступ к национальным патентным фондам. *Локальный СПА* создается для информационно-библиографического обслуживания потребителей, обращающихся с целью провести различные виды патентного поиска, и включает более 15 различных каталогов и картотек.

Патентные ведомства помимо описаний издают официальные патентные бюллетени (на бумажном и/или электронном носителе). Официальный бюллетень – это официальное издание патентного ведомства, содержащее публикации в отношении прав в соответствии с национальным патентным законодательством или международными договорами. Бюллетень содержит сведения о поданных, выложенных или опубликованных заявках, о выданных охранных документах. Официальный бюллетень является основным и единственным источником информации об изменениях правового статуса документов на всех стадиях патентного делопроизводства. В большинстве случаев для облегчения поиска документов в бюллетене приводятся систематические, нумерационные и именные указатели. В Республике Беларусь Официальный бюллетень с 1999 г. издается по трем разделам:

- изобретения, полезные модели, промышленные образцы (6 выпусков в год);
- товарные знаки (12 выпусков в год);
- сорта растений (2 выпуска в год).

Конкретизация задачи исследований сводится к приближению ее формулировки к наименованиям рубрик международной патентной классификации – МПК (ранее международная классификация изобретений – МКИ), национальной классификации изобретений (НКИ) и международной классификации промышленных образцов (МКПО).

Международная патентная классификация разбита на разделы:

- А – удовлетворение жизненных потребностей человека;
- В – различные технологические процессы;
- С – химия и металлургия;
- Д – текстиль и бумага;
- Е – строительство;
- Ф – прикладная механика; освещение и отопление; двигатели и насосы; оружие и боеприпасы;

G – техническая физика;

H – электричество.

Разделы разбиваются на классы, которые делятся на подклассы, последние же делятся на группы и подгруппы. Таким образом, полный классификационный индекс содержит индексы раздела, класса, подкласса, основной группы или подгруппы.

Например, раздел В – различные технологические процессы; В 60 – транспортные средства; В 60 С – шины; В 60 С 25/00 – устройства и инструменты, предназначенные для крепления, снятия или осмотра шин; В 60 С 25/14 – устройства и инструменты для разжигания шин. Раздел В 60 S – способы и устройства для технического обслуживания, чистки, ремонта, подъема или перемещения транспортных средств; В 60 S 9/00 – домкраты; В 60 S 9/04 – механические домкраты; В 60 S 9/10 – пневмогидравлические домкраты и др.

Регламент поиска (пример)

Наименование работы (темы): Способы и устройства для очистки металлов абразивными частицами

Шифр работы (темы): _____ *Номер и дата утверждения задания:* _____

Этап работы: _____

Цель поиска информации: Составление технического задания (ТЗ)

Обоснование регламента поиска:

Начало поиска: январь 1999 г. *Окончание поиска:* март 2004 г.

Классификационный индекс позволяет определить в реферативном журнале интересующее техническое решение, заключенное в формулу изобретения. Формула изобретения представляет собой краткое словесное изложение признаков, характеризующих изобретение, составленное в виде формального логического определения, и определяет границы прав патентообладателя. На стадии формулирования предмета исследований и выбора источников информации используются рубрики универсальной десятичной классификации (УДК), указатели классов изобретения (УКИ), алфавитно-предметные указатели (АПУ), указатели ключевых терминов (УКТ).

Индексы выявленных классификационных рубрик МПК (МКИ), НКИ, МКПО и УДК заносят в таблицу регламента поиска (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Регламент поиска

Предмет исследования (объект исследования, товар)	Цель поиска	Страна поиска	Патентная информация МПК (МКИ), НКИ, МКПО	Ретроспективность	Научно-техническая информация по УДК	Информационная база (фонд)
Способы и устройства для очистки металлов абразивными частицами	Поиск наиболее экономичного и производительного способа и устройства	РФ США ФРГ	В 24 С 5/04, В 24 С 1/00, С 03 С 23/00, В 24 С 1/06, В 08 В 7/00, В 24 В 1/00, В 24 С 3/22	1999–2004	629.113.004	Информационный бюллетень «Изобретения. Полезные модели»

Для установления тенденции развития данного вида средств технологического оснащения проводят исследования на глубину от 5 до 15 лет.

Составление справки о патентно-информационных исследованиях

Результаты исследований оформляются в виде отчета об информационном исследовании по ГОСТ Р 15.011–96. Упрощенную форму отчета можно представить в виде справки о патентно-информационных исследованиях (прилож. 1).

Затем приступают к отбору и систематизации документации. Отобранная документация на тот или иной объект должна соответствовать предмету исследований. Целесообразно выявить способы применения изучаемого вида устройства, цели изобретений, ссылки на патентные и другие источники, приведенные заявителями в тексте описания. Систематизация отобранной документации осуществляется в соответствии с целью исследований, а также по годам создания. Результаты отбора и систематизации документов представляют в справке о поиске по ГОСТ Р 15.011–96 «Патентные исследования».

В графе 4 прилож. 1 охранные документы обозначаются следующим образом: А. С. – авторское свидетельство; В. З. – выложенная заявка; П – патент; А. З. – акцептованная заявка.

В графе 6 названия иностранных источников даются на языке оригинала. Если первоначальные сведения получены из РЖ ФИПС и другой сигнальной информации, то необходимо указать не только выходные библиографические данные, но и основное содержание реферата (формулы изобретения); если анализируется фирменный проспект, следует указать название фирмы, ее национальную принадлежность, модель изделия, год выпуска проспекта и основные технико-экономические показатели изделия.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Источники научно-технической, производственно-технической и патентной информации.

3. Этапы патентно-информационных исследований.
4. Регламент поиска и справка о патентно-информационных исследованиях по заданному преподавателем объекту поиска.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Из каких рубрик состоят международная патентная классификация – МПК (ранее международная классификация изобретений – МКИ), национальная классификация изобретений (НКИ) и международная классификация промышленных образцов (МКПО)?
2. Каков справочно-поисковый аппарат (СПА) патентно-информационных ресурсов в РБ?
3. Что является источником информации об изменениях правового статуса документов на всех стадиях патентного делопроизводства в РБ?
4. Что такое МПК и УДК?
5. Из каких элементов состоит полный классификационный индекс патентного документа?
6. Что включает в себя регламент поиска?
7. Из каких разделов состоит справка о патентно-информационных исследованиях?
8. Что такое ретроспективность поиска?
9. Каков порядок составления справки о патентно-информационных исследованиях?
10. Каким нормативным документом регламентируются патентно-информационные исследования?

Практическая работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕНДЕНЦИЙ РАЗВИТИЯ СРЕДСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОСНАЩЕНИЯ СЕРВИСНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Цель работы: закрепить знания в определении тенденций развития средств технологического оснащения сервисных предприятий, получить практические навыки по построению графических зависимостей тенденций их развития во времени.

Магистрант должен знать: порядок определения тенденций развития средств технологического оснащения предприятий технического сервиса.

Магистрант должен уметь: строить графические зависимости тенденций развития во времени средств технологического оснащения предприятий технического сервиса и делать из них определенные выводы.

Общие сведения

Развитие определенного вида средств технологического оснащения ПТС по техническому обслуживанию и ремонту машинно-тракторного парка оценивают по темпу изменения потребительских свойств. Однако это не всегда удается из-за отсутствия необходимых данных по количественным показателям потребительских свойств, поэтому тенденцию развития данного вида средств технологического оснащения можно определить по изобретательской активности промышленно развитых стран. Для этого в процессе исследований просчитывают количество охранных документов, выданных организациям, фирмам по годам подачи заявок. Результаты заносят в табл. 2.1 и строят по этим данным график.

Методические указания

Определение изобретательской активности по созданию средств технологического оснащения

Динамика изобретательской активности может исследоваться по годам создания средств, по странам-разработчикам, по модернизации отдельных элементов, по целям разработки и др. (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Динамика изобретательской деятельности по годам (пример)

Объект	Страна-заявитель	Годы					Итого
		2013	2014	2015	2016	2017	
Машина для мойки деталей	Россия	3	5	2	3	7	20
	США	–	–	3	1	1	5
Качающиеся сопла	Япония	1	3	3	5	4	16
	ФРГ	2	2	2	3	3	12

На рис. 2.1, 2.2 приведена динамика изобретательской деятельности по годам создания машин для мойки деталей и применения вращающихся сопел.

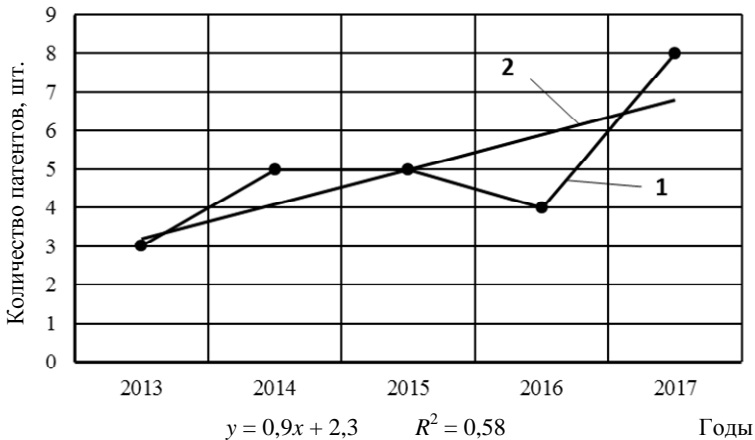


Рис. 2.1. Динамика изобретательской деятельности по созданию и модернизации машин для мойки деталей:
1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая (линейная) кривая

При построении графика необходимо выбрать вид сглаживающей кривой. Можно использовать следующие законы случайных величин: Вейбулла–Гнеденко, нормальный (Гаусса), экспоненциальный и линейный. На рис. 2.1, 2.2 аппроксимация произведена по линейному закону в соответствии с приведенным уравнением. Степень точности описания оценивается показателем R^2 .

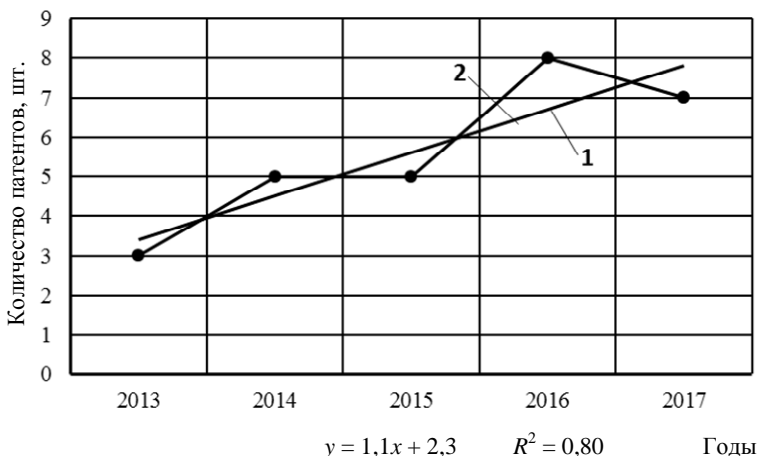


Рис. 2.2. Динамика изобретательной деятельности по применению качающихся сопел:

1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая (линейная) кривая

Экспоненциальный закон является однопараметрическим и наиболее простым для вычислений. Динамика изобретательской деятельности почти для всех видов средств технологического оснащения достаточно достоверно описывается экспонентами вида:

$$N = N_0 e^{bt}, \quad (2.1)$$

где N – число авторских свидетельств и патентов за отрезок времени (месяц, год и т. д.);

e – основание натурального логарифма ($e = 2,7183$);

t – период времени, за который определяется динамика изобретательской деятельности;

N_0, b – параметры экспоненты.

$$b = \frac{\sum_{i=1}^k (\ln N_i - \ln N_{cp})(t_i - t_{cp})}{\sum_{i=1}^k (t_i - t_{cp})}; \quad (2.2)$$

$$N_0 = a_n t_i \ln(N_{cp} - b t_{cp}); \quad (2.3)$$

$$\ln N_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^k \ln N_i}{k}; \quad (2.4)$$

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^k \ln t_i}{k}, \quad (2.5)$$

где i – годы от 1 до k , для которых известно число авторских свидетельств и патентов;

N_i – среднее значение авторских свидетельств и патентов за k -й период времени.

На рис. 2.3 приведена аппроксимация динамики изобретательской активности по применению качающихся сопел по экспоненциальному закону.

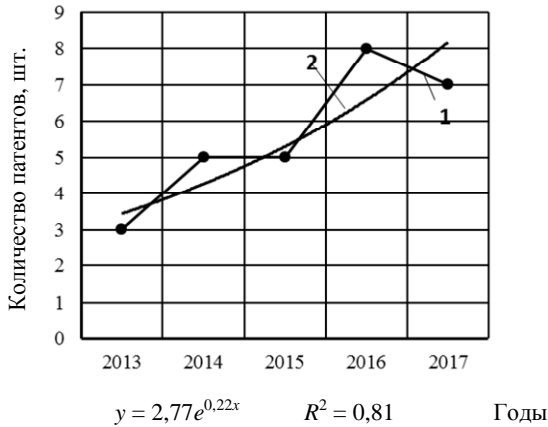


Рис. 2.3. Динамика изобретательской деятельности по применению качающихся сопел: 1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая (экспоненциальная) кривая

Кривая тенденции развития на графике стремится к некоторой постоянной величине N_0 . Следовательно, физически N_0 представляет собой число авторских свидетельств и патентов на период (время) окончания патентного поиска. Чем больше значение коэффициента b , тем выше прогрессивность оцениваемой тенденции. Для построения

и аппроксимации графиков динамики изобретательской деятельности используют программу Microsoft Excel.

О тенденции развития средств технологического оснащения можно судить по целям их создания. В табл. 2.2 приведено количество патентов и заявок с целью создания устройств для смешивания жидкостей.

Таблица 2.2

Динамика изобретательской деятельности
с целью создания устройств для смешивания жидкостей (пример)

Цель создания объекта	Количество опубликованных патентов и заявок по годам									Всего
	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	
Получение однородных смесей и эмульсий	2	–	1	1	2	2	3	4	1	16
Повышение эксплуатационной надежности и безопасности	–	1	–	1	–	–	1	1	–	4
Повышение качества и сокращение времени диспергирования смеси	2	1	1	–	3	2	3	4	2	18
Снижение эксплуатационных затрат и упрощение конструкции	2	1	–	2	–	1	–	3	1	10
Приготовление высокодисперсных сред	–	1	1	–	–	2	–	1	–	5

По данным табл. 2.2, основными целями создания устройств для смешивания жидкостей являются повышение качества и сокращение времени диспергирования смеси и получение однородных смесей и эмульсий.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Справка о патентно-информационных исследованиях по заданному преподавателем объекту поиска.
3. Динамика изобретательской деятельности по заданному объекту.
4. Тенденции развития заданного объекта.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Как оценивается развитие определенного вида средств технологического оснащения ПТС по техническому обслуживанию и ремонту машинно-тракторного парка?
2. Как определяется изобретательская активность по созданию средств технологического оснащения?
3. По каким параметрам может определяться изобретательская активность создания средств технологического оснащения?
4. На основании каких граф прилож. 1 составляется табл. 1.1?
5. С помощью какого документа можно определить цели создания объекта?
6. Как строятся графики динамики изобретательской деятельности?
7. Каков порядок аппроксимации графиков динамики изобретательской деятельности?
8. Как определить, правилен ли выбор закона распределения изобретательской деятельности?
9. Какой закон больше всего подходит для описания динамики изобретательской деятельности?
10. Каким уравнением описывается экспоненциальный закон, его параметры?

Практическая работа № 3

ОБОСНОВАНИЕ ПРОТОТИПА И СОСТАВЛЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ СХЕМЫ СРЕДСТВ ДЛЯ ТО, РЕМОНТА И ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МАШИН

Цель работы: закрепить знания по обоснованию выбора прототипа для разработки средств технологического оснащения сервисных предприятий, получить практические навыки по построению принципиальных схем устройств для ТО, ремонта и диагностирования машин.

Магистрант должен знать: порядок обоснования выбора прототипа для разработки средств технологического оснащения предприятий технического сервиса.

Магистрант должен уметь: строить принципиальные схемы устройств для ТО, ремонта и диагностирования машин.

Общие сведения

Для оценки уровня развития технических решений на основании справки о патентно-информационных исследованиях выбирают не менее четырех аналогов, которые позволяют наиболее успешно решить поставленную задачу по совершенствованию разрабатываемой конструкции. Для каждого аналога приводится формула изобретения, схема, описание и принцип работы или действия.

В качестве показателей уровня развития того или иного вида средств технологического оснащения могут служить эксплуатационные и производственно-технологические показатели. К группе эксплуатационных относятся показатели назначения, надежности, эргономики, эстетики и патентно-правовые. К группе производственно-технологических относятся трудоемкость изготовления, материалоемкость, энергоемкость, блочность, а также показатели стандартизации и унификации.

Методические указания

Оценка уровня технического решения

Оценку технического уровня необходимо осуществлять по показателям назначения – длительности рабочего цикла, потребляемой

мощности, производительности, степени автоматизации, коэффициенту полезного действия. Для этого самостоятельно выбирают два-три показателя. Кроме того, необходимо рассчитать и проанализировать основные производственно-технологические показатели по коэффициентам блочности $K_{\text{бл}}$, применяемости $K_{\text{пр}}$, повторяемости $K_{\text{пов}}$, насыщенности $K_{\text{н}}$, унификации группы изделий $K_{\text{у}}$:

$$K_{\text{бл}} = \frac{N_{\text{сб. с}}}{N_{\text{сб. о}}} = 1 - \frac{N_{\text{сб. н}}}{N_{\text{сб. о}}}, \quad (3.1)$$

где $N_{\text{сб. с}}$, $N_{\text{сб. н}}$ – количество специфицированных и неспецифицированных составных частей изделия соответственно;

$N_{\text{сб. о}}$ – общее количество составных частей изделия (технологического оборудования):

$$N_{\text{сб. о}} = N_{\text{сб. с}} + N_{\text{сб. н}}; \quad (3.2)$$

$$K_{\text{пр}} = \frac{n - n_0}{n}, \quad (3.3)$$

где n – число изделий в группе;

n_0 – число оригинальных типоразмеров. К оригинальным относят составные части, разработанные впервые.

$$K_{\text{пов}} = Nn, \quad (3.4)$$

где N – общее число составных частей, входящих в данный объект исследования технологического оборудования.

$$K_{\text{н}} = \frac{N - n}{n} = \frac{N}{n} - 1; \quad (3.5)$$

$$K_{\text{у}} = \frac{\sum_{i=1}^m K_{\text{пр}i} D_i S_i}{\sum_{i=1}^m D_i S_i}, \quad (3.6)$$

где m – число изделий в группе;

$K_{\text{пр}i}$ – годовая программа для i -го изделия (принимается равной 10);

S_i – оптовая цена или себестоимость изделия.

Если отсутствуют данные о цене или себестоимости изделия, коэффициент унификации можно определить по одной из следующих формул:

$$K_y = \frac{\sum_{i=1}^m K_{\text{нр}i} D_i}{\sum_{i=1}^m D_i}; \quad (3.7)$$

$$K_y = \frac{\sum_{i=1}^m K_{\text{нр}i}}{m}. \quad (3.8)$$

При определении коэффициентов следует исключить из расчетов относительно простые детали: болты, винты, шпильки, шплинты, шпонки, муфты, накидные гайки, прокладки и т. д. По полученным значениям коэффициентов из четырех аналогов выбирается одно наиболее прогрессивное техническое решение, которое в большей степени приводит к достижению поставленной цели или получению желаемого эффекта (аналог № 1).

Далее определяется уровень качества аналога № 1 по отношению к остальным аналогам, выбранным ранее. Для этого используют дифференцированный метод – определение и сравнение безразмерных показателей. Находят среднее значение коэффициентов каждого аналога

$$K = \frac{\sum_{i=1}^m K_i}{m} \quad (3.9)$$

и безразмерные показатели

$$g = \frac{k}{k_a} \quad (3.10)$$

или

$$g = \frac{k_a}{k}, \quad (3.11)$$

где k_a – среднее значение коэффициента для аналога № 1.

Если безразмерный показатель нужно определить для мощности или производительности, то следует использовать равенство (3.10). При необходимости применяют равенство (3.11), например для удельной материалоемкости или расхода энергии.

При использовании дифференцированного метода определения уровня качества средств технологического оснащения могут иметь место три случая: $g > 1$; $g = 1$; $g < 1$.

Первый случай беспорен и указывает на то, что выбранный аналог № 1 может быть использован в качестве прототипа для дальнейшей разработки; в третьем случае выбранный аналог признается устаревшим, значит необходимо искать новое, более эффективное решение. Во втором же случае решить вопрос о дальнейшем использовании аналога относительно сложно. Необходимо распределить все эксплуатационные и технологические показатели на группы по степени их важности. Если по наиболее важным для данного вида технологического оборудования показателям произошло существенное улучшение, то решение может быть положительным, как и в первом случае. Если улучшение коснулось только второстепенных показателей, то выбирают новый аналог.

При выборе схемы технологического оборудования следует обратить внимание на надежность действия кинематической и силовой схемы, габариты, металлоемкость и массу, степень агрегатности, удобство обслуживания, разборки–сборки, осмотра, наладки, регулирования.

После выбора схемы и основных показателей приступают к разработке нового изделия.

Составление функционально-физической схемы средств технологического оснащения

Пример технического решения. Усовершенствованный объект представляет собой мониторинную передвижную моечную установку. Принципиальная схема моечной установки представлена на рис. 3.1.

Установка состоит из промежуточного бака 1, куда из водопроводной сети поступает вода, и трехплунжерного радиально-поршневого насоса высокого давления 3 с приводом от электродвигателя 2. Для ограничения максимального давления жидкости в системе служит предохранительный клапан 4. Давление воды контролируется по манометру 5. Вода подается через гибкий шланг 6 к моечному пистолету 7.

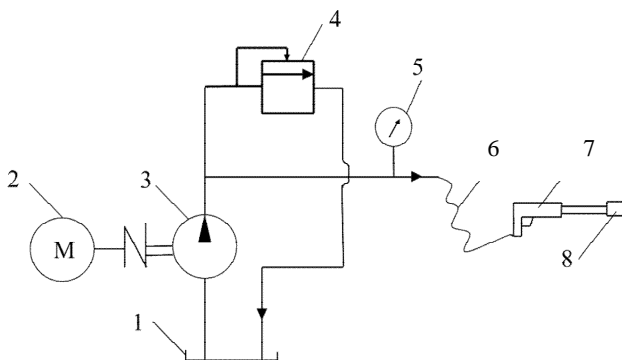


Рис. 3.1. Принципиальная схема моечной установки:

- 1 – промежуточный бак; 2 – электродвигатель; 3 – насос высокого давления;
 4 – предохранительный клапан; 5 – манометр; 6 – гибкий шланг;
 7 – моечный пистолет; 8 – насадка-кавитатор

В качестве гидравлического насоса выбран роторно-поршневой эксцентриковый насос, т. к. он, как и все объемные насосы, обладает рядом преимуществ, обусловленных его принципом действия, перед лопастными насосами:

- герметичность насоса, т. е. постоянное отделение напорного трубопровода от всасывающего (лопастные насосы герметичностью не обладают, являются проточными);

- самовсасывание, т. е. способность объемного насоса создавать вакуум во всасывающем трубопроводе, достаточный для подъема жидкости во всасывающем трубопроводе до уровня расположения насоса (лопастные насосы без специальных приспособлений не являются самовсасывающими);

- жесткость характеристики, т. е. крутизна ее в системе координат, зависящая от напора H (или давления P) и подачи Q . Идеальная подача не зависит от давления насоса (характеристики лопастных насосов обычно пологие);

- независимость давления, создаваемого объемным насосом, от скорости движения рабочего органа насоса и скорости жидкости (для получения высоких давлений с помощью лопастного насоса требуется большая частота вращения колеса и большая скорость жидкости).

Благодаря применению в данном насосе трех плунжеров насос обладает выровненной подачей и имеет незначительный коэффициент неравномерности подачи (пульсации): $\delta = 0,14$.

Особенностью усовершенствованного объекта в сравнении с существующими аналогичными конструкциями является использование кавитации жидкости для увеличения эффективности очистки благодаря применению специального кавитационной насадки к моечному пистолету. Кавитационные пузырьки (каверны), увлекаемые потоком воды из насадки, достигают очищаемой поверхности и схлопываются на ней, вызывая местное повышение давления (микроудары). Благодаря этому эрозионное действие струи на загрязнение усиливается. Гидравлические насадки-кавитаторы очищают от всех видов отложений и накипи с большей производительностью и работают при давлениях ниже тех, которые требуют гидродинамические насадки.

Функциональная схема системы первоначально представляется обобщенно в виде «черного ящика» (рис. 3.2).

На схемах (рис. 3.2–3.9) используются следующие обозначения:

$P_{\text{в}}$ – поток воды;

$P_{\text{вэ}}$ – поток воды с повышенной энергией;

$P_{\text{кэ}}$ – поток кинетической энергии;

$P_{\text{пэ}}$ – поток потенциальной энергии;

$P_{\text{ээ}}$ – поток электрической энергии;

$P_{\text{в}}$ – регулирующее воздействие;

$P_{\text{с}}$ – сигнально-регулирующее воздействие.

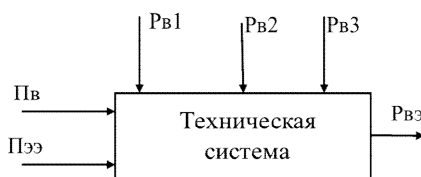


Рис. 3.2. Обобщенная схема установки:

$P_{\text{в1}}$ – включение–выключение; $P_{\text{в2}}$ – регулирование давления;

$P_{\text{в3}}$ – включение–выключение подачи жидкости

Далее систему представляют в виде обобщенной схемы с раскрытием ее структуры (рис. 3.3). Аналогичным образом рассматривается каждая структурная единица и производится ее расчленение на элементарные подфункции, которые они выполняют (рис. 3.4–3.9). При этом используются условные обозначения блоков функционально-физических схем.

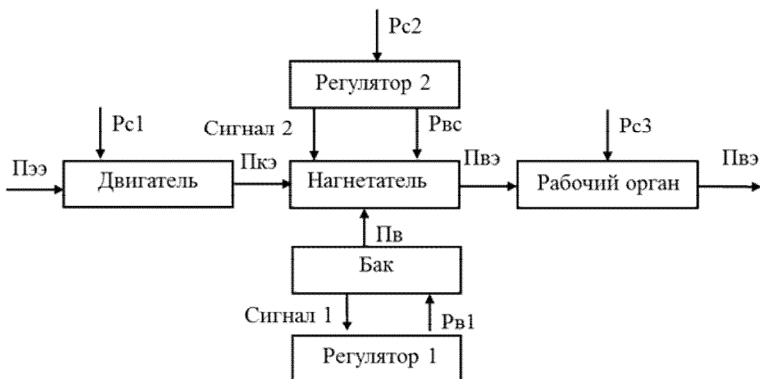


Рис. 3.3. Обобщенная схема установки с раскрытием ее структуры:

- P_{c1} – включение–выключение двигателя;
- P_{c2} – изменение поддерживаемого давления;
- P_{c3} – включение–выключение рабочего органа;
- $P_{в1}$ – открытие–закрытие крана поплавкового устройства;
- $P_{в2}$ – изменение давления



Рис. 3.4. Подфункция «двигатель»

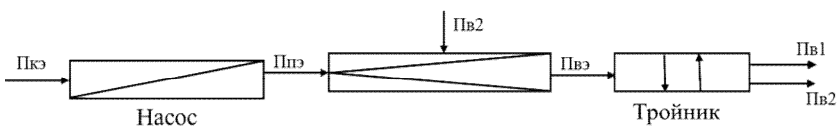


Рис. 3.5. Подфункция «нагнетатель»

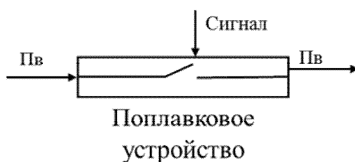


Рис. 3.6. Подфункция «регулятор 1»

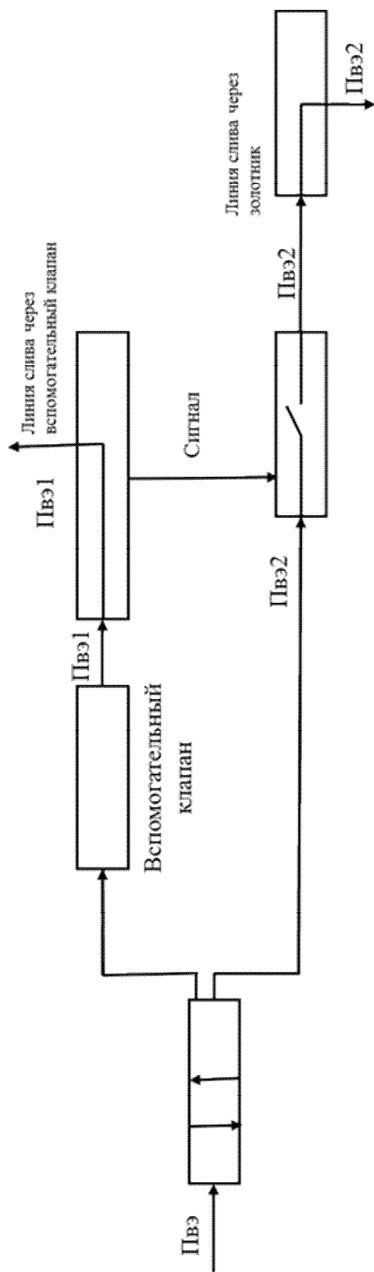


Рис. 3.7. Подфункция «регулятор 2»

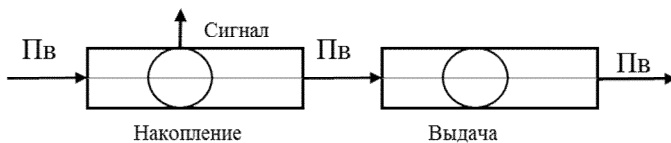


Рис. 3.8. Подфункция «бак»

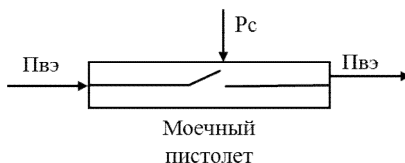


Рис. 3.9. Подфункция «рабочий орган»:

P_c – открывание–закрывание пропускного окна моечного пистолета

Условные обозначения блоков, используемых на рис. 3.4–3.9, приведены в прилож. 3.

Основная цель функционально-физической схемы – поиск как можно большего числа решений поставленной задачи для выбора оптимального в конкретных условиях. С этой целью производится полное абстрагирование от реальной конструкции анализируемого объекта, внимание концентрируется на функции, которую этот объект должен выполнять.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Оценка уровня технического решения заданного средства технологического оснащения и обоснование прототипа для его разработки.
3. Функционально-физическая схема заданного средства технологического оснащения.
4. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Что такое аналог и прототип разрабатываемой конструкции?
2. Какие существуют показатели уровня развития того или иного вида средств технологического оснащения?

3. Какие показатели относятся к группе производственно-технологических?

4. Что такое коэффициент блочности? Как он рассчитывается?

5. Что такое коэффициент применяемости? Как он рассчитывается?

6. Что такое коэффициент повторяемости? Как он рассчитывается?

7. Что такое коэффициент насыщенности? Как он рассчитывается?

8. Что такое коэффициент унификации? Как он рассчитывается?

9. Какие функциональные блоки используются для разработки функционально-физических схем объектов?

10. Как выбирается прототип для разработки конструктивного решения?

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МОЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование средств мойки и очистки машин и их агрегатов на предприятиях технического сервиса.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих средств мойки и очистки машин.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих средств мойки и очистки машин.

Общие сведения

Очистка представляет собой процесс удаления загрязнений с наружных и внутренних поверхностей агрегатов, узлов, деталей до такого уровня, при котором оставшиеся загрязнения не препятствуют выполнению осмотра, ТО, ремонта и последующей эксплуатации машин.

Для удаления всех видов загрязнения применяют несколько стадий мойки и очистки при помощи механического и физико-химического методов.

Механический метод основан на удалении загрязнений путем приложения к ним нормальных и тангенциальных сил воздействия. Он включает следующие способы и приемы очистки:

- пневмодинамический – использование ударного воздействия воздушной волны (пистолеты для обдувки) и вакуума (пылесосы);
- при помощи ударного воздействия твердых тел – применение удара твердых тел о поверхность очистки (гидропескоструйные установки) и очистка за счет упругой деформации (вибраторы);
- гидродинамический – использование эффекта перемещения жидкости (роторные установки, барабаны и ванны), создание струи жидкости (струйные установки), направленного потока жидкости и кавитационной очистки (ванны с низко- и высокочастотными излучателями);

– при помощи силового воздействия твердых тел – соскабливание и протирание (скребки, ерши, ветошь), а также точение, фрезерование, строгание и шлифование деталей (станки).

Физико-химический метод предполагает удаление или преобразование загрязнений за счет молекулярных превращений, растворения и образования эмульсий. Он может быть реализован с помощью следующих способов и приемов:

– травление и обезжиривание кислотными составами; травление и очистка в щелочных растворах и СМС; очистка в растворителях (ванны, циркуляционные и струйные установки);

– термический способ – газопламенная очистка и выжигание (газовые горелки, лампы, печи), пароструйная очистка (пароструйные очистители), сушка и плавление (сушильные печи);

– электрохимический способ – очистка деталей в кислых, щелочных и солевых ваннах;

– термохимический способ – очистка в расплаве солей.

Рекомендации по выбору способов и средств очистки в зависимости от видов загрязнений приведены в издании [30, с. 42–59].

Методические указания

Классификация средств для моечно-очистных работ

Мойку наружных поверхностей и шасси сельскохозяйственной техники производят холодной или подогретой до $t = 25\text{--}30\text{ }^\circ\text{C}$ водой. Чтобы не разрушалась окраска, разница температур между водой и поверхностью машины не должна превышать $20\text{ }^\circ\text{C}$.

По способу выполнения различают мойку ручную, механизированную и комбинированную.

Ручная мойка производится из шланга с брандспойтом или мочным пистолетом струей воды низкого (0,2–0,4 МПа) или высокого (1–3 МПа и более) давления.

Установки высокого давления предназначены для машин всех марок, а также для технологической оснастки и помещений.

Данные установки просты в обслуживании и работе и могут использоваться при подключении к водопроводной системе и источнику электроэнергии для питания двигателя насоса. Мойка осуществляется холодной водой или моющим раствором температурой $40\text{--}90\text{ }^\circ\text{C}$.

Промышленностью выпускаются стационарная, шланговая, двухпостовая установка высокого давления модели М-107 и аналогичная передвижная установка М-125. Схема последней приведена в издании [27, с. 69].

Механизированная мойка осуществляется с помощью струйных, щеточных или комбинированных установок.

Струйные установки применяются при мойке машин со сложной конфигурацией. Их достоинствами являются универсальность; простота конструкции; малая металлоемкость; компактность; отсутствие механического контакта машиной, что исключает возможность повреждения наружных зеркал, антенн, стеклоочистителей и лакокрасочного покрытия; возможность очистки всех наружных поверхностей, а не только тех, где, например, вращаются щетки. К недостаткам этих установок следует отнести большой расход воды и недостаточно высокое качество мойки.

В настоящее время выпускаются: стационарная моющая установка (модели 1152) производительностью 30–40 машин в час; арочная передвижная (модели 631) – 10–15 машин в час; стационарная автоматическая (модели М-129) [27, с. 67] – 50–70 машин в час. Кроме того, производится универсальная стационарная автоматическая установка модели М-121 (для мойки автомобилей снизу) производительностью 30–40 машин в час и другое оборудование.

Основными направлениями совершенствования установок данного типа являются создание устройств с меняющимся углом направления водяных струй, увеличение напора воды до 3 МПа, изготовление подвесных моечных установок, проектирование струйно-щеточных установок.

Щеточные установки используются для мойки легковых автомобилей, автобусов и фургонов. Их преимущества – повышение качества мойки за счет механического воздействия вращающихся щеток на загрязненные поверхности; сокращение в 2–3 раза времени мойки по сравнению со струйными установками; уменьшение расхода воды и моющих средств. Недостатки щеточных установок – сложность конструкции; возможность повреждения лакокрасочного покрытия кузова при мойке, что приводит к потере блеска и образованию рисок; меньшая универсальность.

В настоящее время выпускаются стационарные автоматические пятищеточные установки моделей М-115 [14, с. 122; 27, с. 69] и М-130

производительностью 30–40 и 60–90 машин в час – для мойки легковых автомобилей и микроавтобусов и аналогичные установки моделей И-1126 и М-123 производительностью 30–40 машин в час – для мойки автобусов и фургонов; передвижная арочная трехщеточная установка модели М-124 производительностью 10–12 машин в час и другое оборудование.

Основными направлениями модернизации оборудования данного вида являются создание установок со сложной кинематикой движения щеток, автоматическим изменением направления их вращения и регулированием усилия прижатия к обмываемой поверхности; применение качающихся боковых щеток с изменяющимся углом наклона для повышения качества мойки бамперов, колес и топливных баков; обеспечение возможности быстрой замены щеток.

Расчет гидравлических параметров моечной машины

Качество мойки в значительной мере зависит от правильного выбора рабочего режима, мощности насоса и гидравлических параметров установки [30, с. 26–29].

Мощность насоса N , Вт, определяется по формуле

$$N = \frac{Q_p V H_p}{\eta}, \quad (4.1)$$

где Q_p – расчетная производительность насоса (расход воды на мойку), м³/с;

V – плотность воды, кг/м³;

H_p – расчетный напор перед соплом, м вод. ст.;

η – КПД насоса.

Величина Q_p , м³/с, вычисляется следующим образом:

$$Q_p = \frac{\alpha k \mu F}{10} \sqrt{2gH}, \quad (4.2)$$

где α – коэффициент запас ($\alpha = 1,1-1,3$);

k – количество сопел, шт. (принимается $k = 50-200$);

μ – коэффициент расхода жидкости [30, с. 27];

F – площадь поперечного сечения отверстия сопла, м²;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 H – напор жидкости, м вод. ст. (принимается $H = 25–110$).

Расчетный напор перед соплом H_p , м вод. ст., вычисляется по формуле

$$H_p = 1,1(h_t + h_m + h_c), \quad (4.3)$$

где h_t – потери напора в трубах, м вод. ст.;

h_m – суммарные местные сопротивления трубопровода, м вод. ст. [30, с. 28];

h_c – напор, необходимый для создания определенной скорости истечения жидкости, м вод. ст.

Скорость истечения жидкости V , м/с, определяется следующим образом:

$$V = \frac{4Q_p}{\pi d^2}, \quad (4.4)$$

где d – внутренний диаметр трубы, м.

Вычислив V , можно рассчитать напор h_c , м вод. ст.:

$$h_c = \frac{V^2}{\mu^2 g}, \quad (4.5)$$

где $\mu = 0,95$.

Скорость истечения жидкости проверяется по формуле

$$V = \mu \sqrt{2gh_c}. \quad (4.6)$$

Расчет нагревательных элементов моющей установки

При мойке машин и их агрегатов используют паровые нагревательные элементы [30, с. 22–26].

Полное количество тепла Q_{Σ} , Вт, в единицу времени, необходимое для нагрева жидкости, определяется по формуле

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{пл}} + Q_{\text{пт}}, \quad (4.7)$$

где $Q_{\text{пл}}$ – полезное тепло, расходуемое на нагрев моющей жидкости, Вт;

$Q_{\text{пт}}$ – потери тепла при нагреве жидкости, Вт.

Величина $Q_{\text{пт}}$, Вт, вычисляется следующим образом:

$$Q_{\text{пт}} = \Pi C_{\text{в}} (t_2^{\circ} - t_1^{\circ}), \quad (4.8)$$

где Π – количество воды, подогреваемой в единицу времени, кг/с;

$C_{\text{в}}$ – теплоемкость воды при данной температуре, кДж/кг·°С [30, с. 23];

t_1 и t_2 – начальная и конечная температуры нагрева воды, °С.

Потери тепла при нагреве жидкости $Q_{\text{пт}}$, Вт, определяются по формуле

$$Q_{\text{пт}} = k_1 F_c (t_2^{\circ} - t_1^{\circ}), \quad (4.9)$$

где k_1 – коэффициент теплоотдачи через стенки подогревателя при однослойной изоляции, Вт/м²·°С;

F_c – суммарная площадь стенок резервуара с водой, м².

Коэффициент k_1 , Вт/м²·°С, определяется следующим образом:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.10)$$

где α_1 – коэффициент теплопередачи от жидкости к нагреваемой стенке, Вт/м²·°С;

δ – толщина стенки, м;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м²·°С [30, с. 24];

α_2 – коэффициент теплопередачи от металлической стенки к теплоизолятору, Вт/м²·°С.

Площадь поверхности нагревательных элементов F , м², при газовом подогреве вычисляется по формуле

$$F = \frac{Q_{\Sigma}}{k_2 \left(\frac{t_{\text{п}}^{\circ} + t_{\text{от}}^{\circ}}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right)}, \quad (4.11)$$

где $t_{\text{п}}^{\circ}$ – температура подаваемого перегретого пара, °С;

$t_{\text{от}}^{\circ}$ – температура отработанного пара (конденсата), °С;

k_2 – коэффициент теплопередачи через стальные стенки труб к подогреваемой жидкости [30, формула (6.10)], Вт/м²·°С.

Температура перегретого пара $t_{\text{п}}^{\circ}$, °С, определяется следующим образом:

$$t_{\text{п}}^{\circ} = \frac{Q_{\text{р}} + L_{\text{д}} c_{\text{вз}} t_{\text{в}}^{\circ}}{\Sigma mc}, \quad (4.12)$$

где $Q_{\text{р}}$ – рабочая теплотворная способность топлива, Дж/кг;

$L_{\text{д}}$ – действительный расход воздуха (безразмерная величина);

$c_{\text{вз}}$ – удельная теплоемкость воздуха, Дж/кг·°С;

$t_{\text{в}}^{\circ}$ – температура воздуха, °С;

Σmc – средняя удельная массовая теплоемкость продуктов горения.

Необходимый расход пара q , кг/с, вычисляется по формуле

$$q = 1,2 \frac{Q_{\Sigma}}{A}, \quad (4.13)$$

где 1,2 – коэффициент компенсации расхода и потерь пара в нагревательном котле;

A – теплосодержание 1 кг пара, Дж/кг (определяется из таблиц [30] при соответствующем давлении пара).

Длину змеевика L_3 , м, нагревательного элемента определяется следующим образом:

$$L_3 = \frac{F}{\pi d}, \quad (4.14)$$

где d – внутренний диаметр трубы змеевика, м.

Если нагревательный элемент выполнен в виде спирали, то число витков n , шт.:

$$n = \frac{L_3}{\pi d}. \quad (4.15)$$

Схемы нагревательных устройств приведены в издании [30, с. 20–22].

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация средств для моечно-очистных работ.
3. Принципиальная схема моющей машины.
4. Результаты расчета гидравлических параметров моющей машины.
5. Результаты расчета нагревательных элементов моющей машины.
6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. В каких единицах измеряется производительность моющей установки?
2. Как определяется мощность насоса моющей машины?
3. Что относится к гидравлическим параметрам моющей машины?
4. Как определяется расход воды на мойку машины?
5. Как определяется площадь поверхности нагревательных элементов при газовом подогреве?
6. Как определяется температура перегретого пара для нагрева моющего раствора?
7. Как определяется расход пара?
8. Какие установки применяются для мойки автобусов и фургонов?
9. Для каких машин применяются щеточные моечные установки?
10. В чем состоят преимущества щеточных моечных установок?

Практическая работа № 5

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПОРШНЕВОГО ПРИВОДА РАЗБОРОЧНО-СБОРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование пневматического поршневого привода разборочно-сборочного оборудования на предприятиях технического сервиса.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих пневматических поршневых приводов разборочно-сборочного оборудования.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих пневматических поршневых приводов разборочно-сборочного оборудования.

Общие сведения

На ремонтно-обслуживающих предприятиях выполняется большой объем работ по текущему ремонту агрегатов и узлов различных машин. Текущий ремонт включает две основные группы работ: разборочно-сборочные и ремонтно-восстановительные.

Разборочно-сборочные работы заключаются в замене неисправных агрегатов, узлов и деталей машины на новые или отремонтированные. Неисправные узлы могут быть частично разобраны и отремонтированы без снятия с машины либо со снятием – на участке ремонта агрегатов. Агрегатные работы включают разборочно-сборочные, моечные, диагностические, регулировочные и контрольные операции по различным узлам, снятым с машины для ремонта.

К *ремонтно-восстановительным работам* относится восстановление изношенных, разрушенных и деформированных деталей методом механической и термической обработки, а также сваркой, пайкой, гальванической обработкой, холодной или горячей правкой и другими ремонтными воздействиями.

Оборудование для механизации разборочно-сборочных работ подразделяется на три группы:

- для запрессовки и распрессовки деталей;
- для разборки и сборки резьбовых деталей;
- для закрепления и ремонта деталей, узлов, агрегатов и машин.

Рассмотрим конструктивные особенности данного оборудования и методику расчета его элементов.

Пневматические устройства получили широкое распространение для привода исполнительных устройств гайковертов и прессов разборочно-сборочного оборудования, грузоподъемного оборудования, шиномонтажных стендов, смазочно-заправочного оборудования, систем управления окрасочно-сушильных камер. Сжатый воздух используют для окрашивания воздушным распылением лакокрасочных материалов и для пневматической струйной очистки.

Исходной энергией в пневматических приводах является энергия сжатого воздуха. Широкому внедрению пневматических устройств способствуют их достоинства:

- относительная простота конструкции и эксплуатации, а следовательно, низкая первоначальная стоимость и быстрая окупаемость затрат;
- надежность работы в широком диапазоне температур, влажности и запыленности окружающей среды;
- пожаро- и взрывобезопасность;
- большой срок службы, достигающий 10–50 млн циклов;
- высокая скорость перемещения выходного звена пневматических исполнительных устройств (линейного до 15 м/с, вращательного до 100 000 мин⁻¹);
- легкость получения и относительная простота передачи энергоносителя и возможность снабжения им большого количества потребителей от одного источника;
- отсутствие необходимости в защитных устройствах при перегрузке [5].

Недостатки пневматических приводов:

- недостаточная плавность перемещения рабочих элементов из-за сжимаемости воздуха, особенно при переменной нагрузке;
- сложность позиционирования исполнительных органов пневмодвигателей;
- невысокое давление сжатого воздуха в рабочих полостях (0,4–0,8 МПа) и поэтому относительно большие размеры пневмодвигателей для получения значительных сил.

Пневматический привод представляет собой систему, состоящую из устройств, расположенных в определенной последовательности и находящихся в непосредственном контакте с воздухом. К основным элементам пневматических приводов относят компрессоры, пневматические емкости, пневмодвигатели, пневматические преобразователи, пневматические аппараты, кондиционеры, пневматические линии.

Компрессоры предназначены для создания избыточного давления газа (воздуха). Различают компрессоры поршневые, мембранные, пластинчатые, винтовые, центробежные, осевые.

Пневматические емкости (ресиверы) предназначены для сглаживания пульсации потока воздуха, создания запаса сжатого воздуха и предварительной очистки сжатого воздуха от воды и масел.

Пневмодвигатели предназначены для преобразования потенциальной энергии сжатого воздуха в энергию движения выходного звена (механическую энергию). Различают пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена, поворотные с ограниченным углом поворота выходного звена, поворотные с неограниченным движением выходного звена (пневматические моторы).

Пневматические гидравлические преобразователи предназначены для преобразования энергии потока сжатого воздуха в энергию потока рабочей жидкости, выдачи электрического командного сигнала по достижении в пневматической системе заданного давления, сигнализации о наличии давления на различных участках системы. В эту группу устройств входят пневматические вытеснители, пневмогидравлические усилители, пневмогидравлические насосы, пневмогидравлические аккумуляторы, реле давления и пневматические электрические преобразователи, индикаторы давления.

Пневматические аппараты подразделяют на направляющие и регулирующие.

Направляющая пневматическая аппаратура предназначена для изменения направления потока сжатого воздуха путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения. К этой группе относят пневматические распределители, обратные пневматические клапаны, пневматические клапаны быстрого выхлопа, последовательности, выдержки времени, логические («ИЛИ», «И»).

Регулирующая пневматическая аппаратура предназначена для изменения давления и расхода сжатого воздуха путем регулирования

величины открытия проходного сечения. К этой группе относят пневматические дроссели, редукционные и предохранительные пневматические клапаны.

Кондиционеры предназначены для проведения комплекса мероприятий по очистке и осушке сжатого воздуха, внесению смазочных материалов для подачи их с потоком воздуха к трущимся поверхностям пневматических устройств, борьбе с шумом и загрязнением окружающей среды при выхлопе сжатого воздуха в атмосферу. В эту группу устройств входят фильтры, осушители воздуха, маслораспылители, пневматические глушители.

Пневматические линии предназначены для транспортирования сжатого воздуха в пневматических системах. В состав пневматической линии входят трубопроводы и соединения, обеспечивающие разветвление линии, присоединение трубопроводов к агрегатам, устройствам и элементам пневматических систем, соединения участков трубопроводов между собой.

Основными параметрами пневматических устройств являются условный проход, диапазон давления, расходная характеристика, параметры управляющего воздействия, параметры выхода, утечки, время срабатывания, допустимая частота включений, показатели надежности, размер, масса.

Методические указания

Расчет сил зажимных устройств приспособлений

Зажимные устройства приспособлений разделяются на простые (клиновые, винтовые, рычажные, эксцентриковые и др.) и комбинированные, т. е. состоящие из нескольких простых. Любое зажимное устройство приспособления включает ведущее звено, на которое действуют исходная сила, и несколько ведомых звеньев, кулачков или прихватов, непосредственно зажимающих деталь.

Для размещения обрабатываемой детали в приспособлении определяют необходимые установочные детали (опоры). Опоры подразделяют на основные и вспомогательные.

Основные опоры служат для базирования детали в приспособлении. Они жестко закреплены в корпусе приспособления и определяют положение обрабатываемой детали в рабочей зоне станка относи-

тельно инструмента. Для правильной ориентации детали в приспособлении число основных опорных точек принимают равным шести. Основные опоры используются в виде штырей, пластин, призм, пальцев и т. д.

Вспомогательные опоры в приспособлении применяют для повышения устойчивости и жесткости обрабатываемой детали. Их индивидуально подводят к детали и закрепляют, превращая таким образом в дополнительные жесткие опоры.

Рассмотрим варианты действия на обрабатываемую деталь сил P приложенного воздействия от внешнего источника (например, сил резания), сил зажима W и их моментов (рис. 5.1):

1. Сила зажима Q , приложенная к обрабатываемой детали 1 , и сила воздействия P одинаково направлены и прижимают деталь к опоре 2 приспособления (рис. 5.1, а). Требуется минимальная сила зажима Q_{\min} .

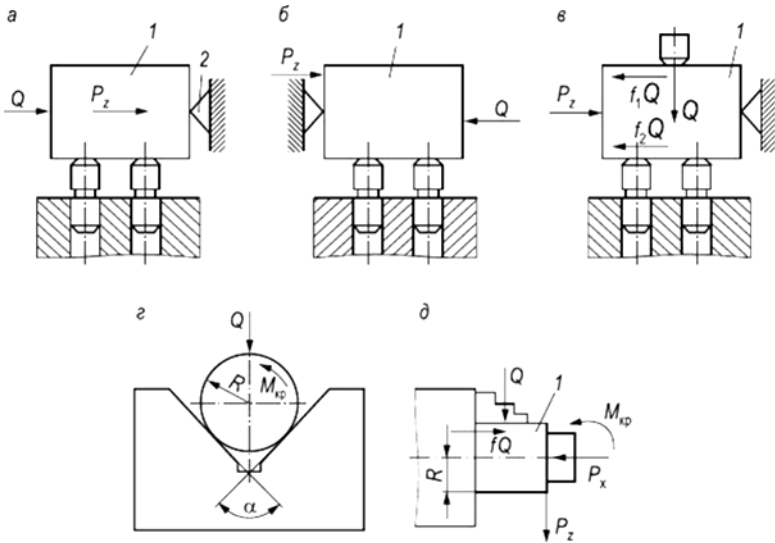


Рис. 5.1. Варианты взаимодействия сил воздействия и сил зажима на деталь, установленную в приспособлении

2. Сила зажима Q и сила воздействия P действуют на обрабатываемую деталь 1 в противоположных направлениях (рис. 5.1, б). Требуемая сила зажима

$$Q = KP. \quad (5.1)$$

3. Сила зажима Q и сила воздействия P действуют на обрабатываемую деталь во взаимно перпендикулярном направлении (рис. 5.1, в). Силе P противодействуют силы трения между нижней базовой плоскостью детали и опорными штырями приспособления, между верхней плоскостью детали и зажимными элементами. Требуемая сила зажима определяется по формуле

$$Q = \frac{KP}{f_1 + f_2}, \quad (5.2)$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты трения между деталью и установочными зажимными элементами приспособления.

4. Сила зажима Q прижимает деталь к опорам, при этом сила P_1 имеет одинаковое направление с силой зажима и прижимает деталь к нижним опорам, а сила P_2 действует в направлении, перпендикулярном силе зажима (рис. 5.1, з). Смещению детали в приспособлении препятствуют силы трения, возникающие на плоскостях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Величину силы зажима определяют при $K > 1$ из соотношения

$$Q = \frac{KP_2 - P_1 f_1}{f_1 + f_2}. \quad (5.3)$$

5. Обрабатываемую деталь устанавливают выточкой на центрирующий жесткий палец приспособления и левой плоскостью прижимают к трем опорным штырям с помощью нескольких прихватов (рис. 5.1, д). При обработке на деталь действуют сдвигающий момент M и осевая сила P . Обрабатываемая деталь удерживается от смещения силами трения, возникающими между поверхностями установочных и зажимных элементов приспособления. В этом случае силу зажима Q определяют по формуле

$$Q = \frac{KM - f_2 P r_1}{f_1 r_2 + f_2 r_1}. \quad (5.4)$$

Если тангенциальная жесткость зажима небольшая (при той же установке), то силы трения между деталью и прихватом не учитываются:

$$Q = \frac{KM - f_2 Pr_1}{f_2 r_1}. \quad (5.5)$$

6. Обрабатываемая деталь наружной цилиндрической поверхностью установлена в призме с углом $\alpha = 90^\circ$ и зажата силой Q (рис. 5.1, з). Повороту детали вокруг ее оси противодействуют силы трения, возникающие на поверхностях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Без учета трения на торце детали

$$Q = \frac{KM - f_2 Pr_1}{f_1 r + f_2 r \sin \frac{\alpha}{2}}. \quad (5.6)$$

Фактические силы зажима детали, создаваемые зажимными механизмами, должны равняться расчетным силам зажима или быть несколько больше их. Величина фактических сил зажима детали зависит от величины исходной силы Q , привода передаточного отношения между фактической силой зажима Q_ϕ и исходной силой Q для конкретного зажимного устройства приспособления. Передаточное отношение i_c между силами Q_ϕ и Q определяется по формуле

$$i_c = \frac{Q_\phi}{Q}, \quad (5.7)$$

где Q_ϕ – фактическая сила зажима обрабатываемой детали, Н.

Определение основных параметров поршневого пневматического привода

Расчет пневматического привода (ПП) принципиально не отличается от расчета гидропривода (ГП). Пневматический привод имеет следующие преимущества:

- возможность использования имеющихся на ремонтных предприятиях линий воздуха, сжатого под давлением $P = 0,4\text{--}0,6$ МПа;

– отсутствие обратных трубопроводов, т. к. отработанный воздух выпускается в атмосферу;

– относительная простота аппаратуры и арматуры [15, с. 112–114; 29, с. 425–452].

Недостатком пневматического привода является низкое (до 1 МПа) давление сжатого воздуха, что вызывает необходимость использования цилиндров большого диаметра, а также применения различных рычажных, эксцентриковых и других механизмов-усилителей. Это усложняет конструкцию, увеличивает массу и габариты пневматического привода. Поэтому, если усилие на штоке пневматического цилиндра $R \geq 10$ кН, применять его нецелесообразно.

Объемные пневмодвигатели подразделяют на поршневые пневматические цилиндры, мембранные пневматические камеры и поворотные пневмодвигатели.

Поршневые пневматические цилиндры могут быть стационарными и вращающимися. Схема пневматического цилиндра приведена на рис. 5.2.

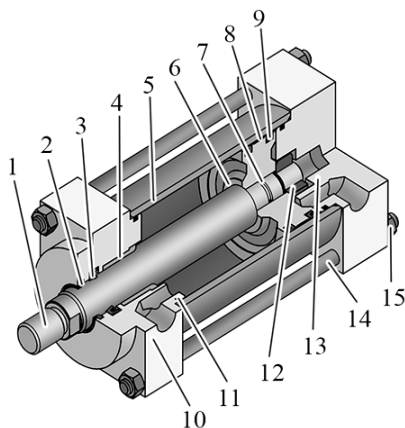


Рис. 5.2. Пневматический цилиндр одностороннего действия со сплошным штоком:

1 – шток; 2 – грязесъемное кольцо; 3 – штоковая манжета; 4 – направляющая втулка; 5 – гильза; 6 – поршень; 7 – резиновое кольцо; 8 – поршневое кольцо;

9 – поршневая манжета; 10 – верхняя крышка; 11 – уплотнение крышки; 12 – гайка поршня; 13 – нижняя крышка; 14 – стягивающая шпилька; 15 – гайка

Шток 1 пневматического цилиндра соединен с поршнем 6 и передает усилие от поршня к объекту. Грязесъемное кольцо 2 не допус-

кает попадания загрязняющих частиц в полость пневматического цилиндра, а манжета 3 обеспечивает герметичность пневматической камеры. Направляющей опорой для штока служит втулка 4, которая изготавливается из антифрикционного материала. Пневматическая камера образована гильзой 5, верхней 10 и нижней 13 крышками, в ней перемещается поршень 6. Внутренний диаметр гильзы определяется диаметром поршня, а длина гильзы – ходом поршня.

В пневматических цилиндрах одностороннего действия (рис. 5.3, б) давление сжатого воздуха действует на поршень только в одном направлении. В другую сторону поршень со штоком перемещается под действием других сил, поэтому их используют в случаях, когда усилие рабочего хода больше усилия хода возврата поршня.

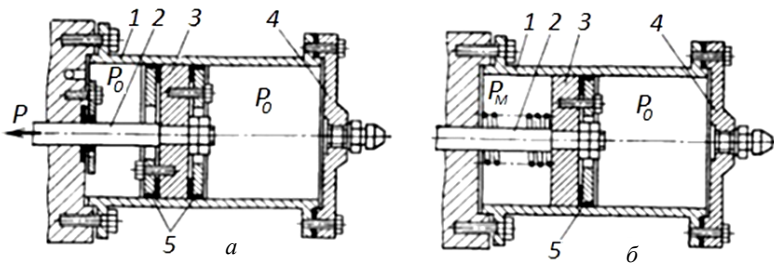


Рис. 5.3. Схемы пневматических цилиндров двустороннего (а) и одностороннего (б) действия:

1 – корпус цилиндра; 2 – шток; 3 – поршень; 4 – крышка; 5 – уплотнения

Пневматические цилиндры с пружинным возвратом обычно применяют для выполнения небольших перемещений – $(0,5-1,5)D$, где D – диаметр цилиндра. Встроенная пружина, сжимаясь, значительно уменьшает усилие, развиваемое поршнем.

В пневматических цилиндрах двустороннего действия (рис. 5.3, а) перемещение поршня со штоком под действием сжатого воздуха происходит в двух противоположных направлениях, поэтому данные цилиндры используют в случаях, когда и при рабочем ходе, и при ходе возврата требуется одинаково большая сила. Технические условия предусматривают изготовление пневматических цилиндров со следующими способами крепления на оборудовании: на удлиненных стяжках, на лапах, на переднем и заднем фланцах, на проушине, на цапфах.

Основной параметр – силу на штоке пневматического цилиндра F , Н, при заданных геометрических параметрах пневматического цилиндра – определяют по формулам:

1) для пневматического цилиндра одностороннего действия:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} P_B \eta - F_n, \quad (5.8)$$

где D – диаметр пневматического цилиндра, м;

P_B – давление сжатого воздуха, Н/м²;

η – КПД (обычно $\eta = 0,85-0,90$; чем больше диаметр пневматического цилиндра, тем выше КПД);

F_n – сила сопротивления возвратной пружины при крайнем рабочем положении поршня, Н;

2) для пневматического цилиндра двустороннего действия:

– толкающая сила

$$F = \frac{\pi D^2}{4} P_B \eta; \quad (5.9)$$

– тянущая сила

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} P_B \eta, \quad (5.10)$$

где d – диаметр штока пневматического цилиндра, м.

Возвратная пружина в конце рабочего хода поршня должна оказывать сопротивление 5 % от силы на штоке пневматического цилиндра при больших диаметрах пневматического цилиндра и 20 % – при малых. Для обратной задачи приведенные уравнения решают относительно диаметра цилиндра D . При расчете по тянущему усилию диаметр штока d выражают через диаметр цилиндра D (можно принимать $d = (0,325-0,545)D$; чем больше диаметр цилиндра, тем большую долю его составляет диаметр штока). Полученный расчетный диаметр пневматического цилиндра округляют до ближайшего большего значения по стандартному ряду и подбирают стандартный пневматический цилиндр.

При проектировании специальных пневматических цилиндров основные конструктивные параметры устанавливают следующим

образом. Ход поршня определяется в основном требуемым значением перемещения рабочего органа, детали, но при выборе максимального хода следует учитывать технологичность изготовления гильзы и штока, устойчивость штока в максимально выдвинутом положении и др. Максимальное значение хода пневматических цилиндров двустороннего действия рекомендуется ограничивать 8–10 диаметрами поршня.

Диаметр штока d , м, определяется условиями его прочности в наиболее опасном сечении и возможным выходом его из устойчивого положения:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}, \quad (5.11)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение материала штока при растяжении, Н/м².

Определив диаметр штока в наиболее опасном сечении, конструктивно выбирают способ крепления и посадочный диаметр под поршень. Искомый диаметр штока принимают несколько больше посадочного диаметра, округляя его до ближайшего значения по стандартному ряду.

Сжатые штоки рассчитывают на устойчивость. По формуле Эйлера определяют критическую силу $F_{кр}$, Н, выводящую шток из устойчивого положения:

$$F_{кр} \leq \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (5.12)$$

где E – модуль упругости материала штока, Н/м²;

I_{\min} – минимальный момент инерции сечения штока, м⁴;

μ – коэффициент приведения, зависящий от способа закрепления штока и места приложения сжимающей нагрузки;

l – максимальная длина выдвинутой части штока, м.

Если шток не соединен с нагрузкой, то он работает как стержень, жестко закрепленный одним концом, а $\mu = 2$. При соединении штока с нагрузкой и перемещении нагрузки по направляющим допустимая критическая сила возрастает, т. к. в этом случае шток

работает как стержень, закрепленный с двух сторон, для которого μ имеет меньшее значение, лежащее в пределах 0,5–2 в зависимости от способа закрепления конца штока и вида направляющих.

При разработке оригинальных по креплению к оборудованию пневматических цилиндров рекомендуется использовать стандартные гильзы, поршни, штоки и другие детали.

Расход сжатого воздуха Q , м³/с (без учета потерь негерметичных стыков):

– для пневматического цилиндра одностороннего действия:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} L n \frac{P_b}{P_a} \frac{1}{3600}, \quad (5.13)$$

где L – ход штока, м;

n – число двойных ходов поршня за 1 ч работы;

P_a – атмосферное давление, Н/м²;

– для пневматического цилиндра двустороннего действия:

$$Q = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) L n \frac{P_b}{P_a} \frac{1}{3600}. \quad (5.14)$$

Внутренний диаметр воздуховода d_b , м, для подвода сжатого воздуха

$$d = \sqrt{\frac{4QP_a}{\pi V_b \rho}}, \quad (5.15)$$

где ρ – плотность воздуха при нормальном атмосферном давлении P_a и давлении в воздуховоде, кг/м³;

V_b – скорость протекания воздуха по трубопроводу (в магистральных трубопроводах $V_b = 6$ –12 м/с; в подводящих трубопроводах, соединяющих элементы пневматического привода, $V_b = 16$ –40 м/с).

Условием нормальной работы пневматических цилиндров является их герметичность. В современных пневматических цилиндрах применяют два типа уплотнителей:

– манжеты V-образного сечения из маслостойкой резины для уплотнения зазоров в сопряжениях поршней с цилиндрами и штоков с крышками;

– кольца круглого сечения из маслостойкой резины для уплотнения кольцевых зазоров в сопряжениях поршней с цилиндрами, штоков с крышками и неподвижных соединений цилиндров с крышками.

Манжеты обладают следующими достоинствами: высокая долговечность; герметичность; менее жесткие, чем для колец, требования к точности и качеству обработки уплотняющих поверхностей. Недостатками манжет являются относительная сложность изготовления и большой размер уплотнительного узла.

Кольца круглого сечения по сравнению с манжетами более требовательны к точности и качеству обработки уплотняемых поверхностей, однако обеспечивают наименьший размер уплотнительного узла.

К пневматическим цилиндрам предъявляют следующие технические требования:

– герметичность: отсутствие утечек воздуха при давлении воздуха $P_b = 0,58$ МПа;

– прочность при давлении сжатого воздуха $P_b = 0,9$ МПа;

– работоспособность: перемещение поршня со штоком из одного крайнего положения в другое в диапазоне рабочих давлений $P_b = 0,195–0,580$ МПа должно происходить плавно, без рывков;

– осевая сила, развиваемая поршнем со штоком при его перемещении с давлением сжатого воздуха $P_b = 0,58$ МПа, должна составлять не менее 85 % от расчетной силы F ;

– необходимый ресурс уплотнений: для цилиндров с уплотнением поршня манжетами не менее 400 000 двойных ходов при длине хода, равной двум диаметрам цилиндра, для цилиндров с уплотнением поршня кольцами круглого сечения – не менее 150 000 двойных ходов.

При применении V-образных манжет сопряжение поршня с цилиндром производится по посадке $H11/d11$ с шероховатостью поверхности цилиндра $R_a = 1,25$ мкм. В случае использования колец круглого сечения необходимо обеспечить посадку $H7/f7$ с шероховатостью поверхности цилиндра $R_a = 0,32$ мкм.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Основные элементы пневматических приводов и их назначение.
3. Принципиальная схема устройства с пневматическим поршневым приводом.

4. Результаты расчета сил зажимных устройств приспособлений с пневматическим приводом.

5. Результаты расчета основных параметров поршневого пневматического привода.

6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. На каких стендах применяется пневматический привод?
2. Каковы преимущества пневматических устройств?
3. Каковы недостатки пневматического привода?
4. Что представляет собой пневматический привод?
5. Из каких основных элементов состоит пневматический привод?
6. Как определяется сила зажимного устройства?
7. Какие существуют варианты зажимных устройств?
8. В чем отличие пневматических цилиндров одностороннего и двустороннего действия?
9. Как рассчитывается сила на штоке пневматического цилиндра?
10. Из какого условия определяется диаметр штока цилиндра?

Практическая работа № 6

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ДИАФРАГМЕННОГО ПРИВОДА РАЗБОРОЧНО-СБОРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование пневматического диафрагменного привода разборочно-сборочного оборудования на предприятиях технического сервиса.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих пневматических диафрагменных приводов разборочно-сборочного оборудования.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих пневматических диафрагменных приводов разборочно-сборочного оборудования.

Общие сведения

Пневматические камеры применяют в зажимных, фиксирующих, переключающих, тормозных, прессующих устройствах станков, прессов, в приводах арматуры с тяжелыми условиями работы, вызванными загрязненностью окружающей среды.

Достоинствами пневматических камер являются малая трудоемкость при изготовлении, высокая герметичность рабочей полости, отсутствие необходимости в подаче распыленного масла, низкие эксплуатационные расходы. Недостатки пневматических камер – малая величина хода, непостоянство усилия по ходу, относительно низкая долговечность диафрагм.

Диафрагмы могут быть эластичными (из резины, резинотканевых и синтетических материалов) и металлическими (из специальных сортов стали, бронзы и латуни толщиной листа 0,2–0,5 мм).

В пневматических приводах технологического оборудования применяют, как правило, эластичные диафрагмы, которые в зави-

симости от формы поперечного сечения подразделяют на плоские и тарельчатые. Тарельчатые диафрагмы изготавливают в пресс-формах из четырехслойной ткани (белтинг), покрытой с обеих сторон маслостойкой резиной. Плоские диафрагмы вырезают из листовой технической резины с тканевой прокладкой.

Пневматические камеры с упругими диафрагмами бывают одно- и двустороннего действия. В зависимости от способа компоновки с приспособлениями пневматические камеры подразделяют на универсальные, встраиваемые и прикрепляемые.

На рис. 6.1 приведена пневматическая камера одностороннего действия с тарельчатой диафрагмой, служащая для перемещения зажимных устройств в стационарных приспособлениях.

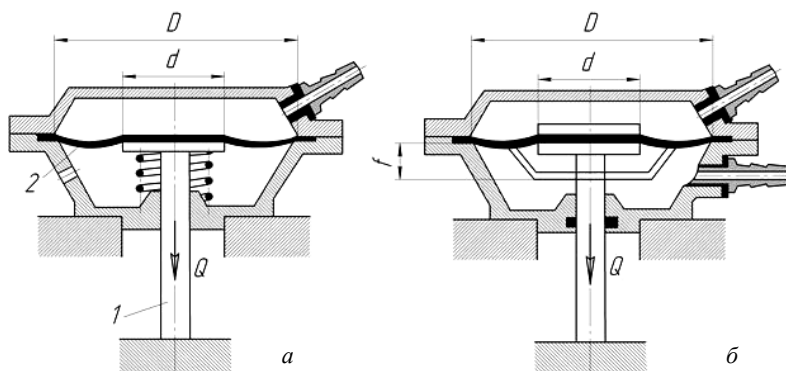


Рис. 6.1. Схема пневматической камеры одностороннего (а) и двустороннего (б) действия:
1 – шток; 2 – тарельчатая мембрана

Пневматическая камера состоит из корпуса и крышки, между которыми зажата тарельчатая диафрагма 2. Диафрагма прикреплена к опорной шайбе, установленной на штоке 1. От распределительного крана сжатый воздух через штуцер поступает в бесштоковую полость пневматической камеры и перемещает диафрагму с опорной шайбой и штоком. Возврат диафрагмы с опорной шайбой в исходное положение осуществляется при помощи пружин. Пневматическую камеру крепят к корпусу оборудования шпильками.

Корпус и крышку пневматических камер изготавливают из серого чугуна, алюминиевого сплава или штампуют из стали.

Методические указания

Определение основных параметров диафрагменного пневматического привода

Основными параметрами, определяющими работу пневматической камеры, являются сила на штоке и длина рабочего хода штока.

В пневматических камерах сила на штоке меняется при перемещении штока из исходного положения в конечное. Если перемещать шток пневматической камеры на всю длину рабочего хода, то в конце хода штока вся энергия сжатого воздуха будет расходоваться на упругую деформацию диафрагмы, а полезное усилие на штоке уменьшится до нуля. Поэтому используют не всю длину рабочего хода штока диафрагмы, а только ее часть, чтобы сила на штоке в конце рабочего хода составляла 80–85 % от силы при исходном положении штока. Оптимальная длина хода штока пневматической камеры, при которой сила на штоке меняется незначительно, зависит от диаметра диафрагмы, ее толщины, материала и формы, а также от диаметра опорной шайбы диафрагмы.

При подаче сжатого воздуха через ниппель мембрана 2 оказывает давление на опорную шайбу 3 и перемещает шток 4 с усилием $R_{\text{прав}}$.

После прекращения подачи воздуха шток 4 возвращается в исходное положение под действием пружины.

Из справочника выбираются диаметр пневматического цилиндра D в зависимости от требуемого усилия на штоке R [29, с. 426], диаметр пневматической камеры [29, с. 450], габариты пневматических цилиндров [29, с. 427–448], аппаратура и арматура для пневматических приводов [29, с. 452–459].

Усилие на штоке пневматической камеры R , Н, определяется по формуле

$$R_{\text{прав}} = \frac{\pi d^2 P \eta}{4}, \quad (6.1)$$

где D – диаметр пневматической камеры, м;

P – давление подаваемого сжатого воздуха, Па;

η – КПД пневматической камеры ($\eta = 0,90$ – $0,95$ при $D = 150$ – 200 мм).

В пневматической камере одностороннего действия в конце рабочего хода усилие на штоке $R_{\text{прав}}$ уменьшается на величину

силы сжатия пружины P_3 , которая определяется по справочнику [29, с. 212–222].

При подаче сжатого воздуха со стороны штока пневматической камеры усилие на ней $R_{\text{лев}}$, Н, также уменьшается:

$$R = \frac{\pi(D^2 - d^2)P\eta}{4}, \quad (6.2)$$

где d – диаметр штока, м.

При выпуклой мембране ход штока L , м, пневматической камеры

$$L = 2h, \quad (6.3)$$

где h – величина выпуклости диафрагмы (см. рис. 6.1).

Для плоской мембраны значение L , м, вычисляется по формуле

$$L = 1,7 \cdot 10^{-5} \frac{PD^4}{S^3}, \quad (6.4)$$

где S – толщина диафрагмы, м.

Толщина S , м, рассчитывается из условия прочности мембраны:

$$S = \frac{D}{4} \sqrt{\frac{3P}{[\sigma_{\max}]}}, \quad (6.5)$$

где $[\sigma_{\max}]$ – наибольшее допустимое напряжение в тканевой основе диафрагмы, Па (принимается $[\sigma_{\max}] = 40$ МПа).

Силу на штоке пневматической камеры одностороннего действия с плоскими или тарельчатыми резинотканевыми диафрагмами F , Н, приблизительно определяют по формулам:

– в исходном положении штока:

$$F = \frac{\pi D^2 P_{\text{в}}}{16} (1 + 2k + k^2) - F_{\text{п}}, \quad (6.6)$$

где D – диаметр диафрагмы (в месте заделки), м;

$P_{\text{в}}$ – давление сжатого воздуха, Н/м²;

k – коэффициент, $k = D_1 / D$ (D_1 – диаметр опорной шайбы, м);
 F_n – сила сопротивления возвратной пружины в конце рабочего хода, Н;

– после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских диафрагм:

$$F = \frac{0,75\pi D^2 P_b}{16} (1 + 2k + k^2) - F_n. \quad (6.7)$$

Коэффициент k обычно принимают в пределах 0,6–0,8. При меньших значениях k усилие, развиваемое пневматической камерой, более равномерно в пределах хода штока, но эффективная площадь диафрагмы и развиваемая сила на штоке уменьшаются. Рекомендуются размеры пневматических камер приведены в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Рекомендуемые размеры пневматических камер

Расчетный диаметр диафрагмы D , мм	125	160	200	250	320	400
Толщина диафрагмы δ , мм	3–4	3–4	4–5	5–6	6–8	8–10

Не рекомендуется выбирать $k > 0,8$, т. к. это приводит к уменьшению хода штока и увеличению нелинейности статической характеристики диафрагмы. При проектировочном расчете пневматических камер приведенные зависимости решают относительно диаметра D .

Определение основных параметров пневматических двигателей

По виду рабочего элемента пневматические двигатели подразделяют на шестеренные, пластинчатые, поршневые, мембранные, винтовые и турбинные. В зависимости от возможности получения вращения выходного вала в обе стороны или в одну пневматические двигатели соответственно подразделяют на реверсивные и неревверсивные.

Ни один тип пневматических двигателей не является безукоризненным, пригодным для любого случая. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки, поэтому выбор типа мотора в каждом конкретном случае должен сопровождаться всесторонней оценкой его особенностей. Основные параметры пневматических двигателей различных типов представлены в прилож. 3.

Наибольшую частоту вращения способны развивать турбинные пневмомоторы, наименьшую – пластинчатые, винтовые и шестеренные. Мембранные и радиально-поршневые пневматические двигатели являются самыми тихоходными. Радиально-поршневые пневматические двигатели рекомендуется применять при рабочих скоростях вращения ниже 25–30 % от скорости холостого вращения, т. к. при этой скорости вращения они лучше регулируются и потребляют меньше воздуха.

Пластинчатые, винтовые и турбинные пневмомоторы развивают стабильный крутящий момент, а у мембранных, поршневых и шестеренных момент пульсирующий.

Наиболее высокий адиабатический КПД (наименьшие утечки сжатого воздуха) имеют поршневые и мембранные пневматические двигатели. У пластинчатых и шестеренных пневмомоторов КПД гораздо ниже из-за значительных утечек. Снижает КПД также установка глушителей шума. У турбинных пневмомоторов КПД высок лишь при большой мощности.

Масса на единицу мощности наиболее низка у пластинчатых, турбинных и аксиально-поршневых пневматических двигателей, поэтому их используют в приводах ручного инструмента.

Турбинные и пластинчатые пневматические двигатели отличаются от мембранных, поршневых, шестеренных и винтовых минимальными размерами. Все типы пневматических двигателей, кроме мембранных и шестеренных с шевронными зубьями, могут быть выполнены с реверсированием (с переменной направления подачи воздуха). Пневматические двигатели с реверсированием менее мощны и потребляют больше воздуха, но характеризуются лучшим стартовым крутящим моментом и более быстрым достижением полной скорости.

Пневматические двигатели выбирают на основании механических характеристик, представляющих собой зависимость момента M на валу пневматического двигателя, его мощности N и расхода Q сжатого воздуха от установившейся частоты вращения вала n . Максимальная мощность пневматических двигателей, как правило, достигается при их работе на частоте вращения, составляющей приблизительно 50 % от частоты вращения, соответствующей скорости холостого хода для конструкций без регулятора скорости, и 80 % – для конструкций с регуляторами скорости.

Все пневматические двигатели регулируются изменением рабочего давления на входе. Каждое изменение давления дает изменение

рабочих характеристик пневмомотора – новую пару кривых мощности и крутящего момента. Пневматические двигатели не имеют жесткой характеристики, при изменении нагрузки изменяют частоту вращения и могут быть остановлены под нагрузкой на любое время без опасности повреждения или нагрева их деталей.

Пневматические двигатели часто используют совместно с шестеренными редукторами, что повышает крутящий момент на величину передаточного отношения и уменьшает эффект влияния изменения нагрузки на частоту вращения.

Из рассмотренных типов наиболее распространенными среди средств технологического оснащения предприятий технического сервиса являются пластинчатые пневматические двигатели. Их применяют в качестве привода ручного пневматического инструмента: сверлильного оборудования, ключей, гайковертов, щеток напильников, ножниц и др. Пластинчатые пневматические двигатели применяют также для привода пневматических талей и других подъемных устройств.

Пластинчатый пневматический двигатель широко распространенной конструкции состоит из эксцентрично расположенных статора 4 и ротора 1, в продольных пазах ротора перемещаются несколько пластин 3 (рис. 6.2).

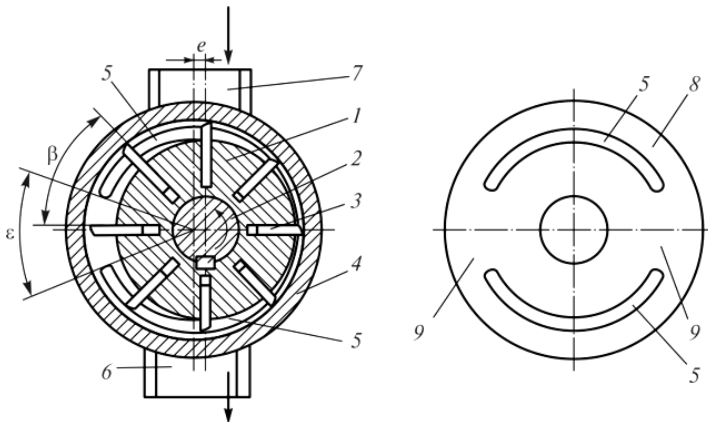


Рис. 6.2. Схема пластинчатого пневматического двигателя:

1 – ротор; 2 – приводной вал; 3 – пластина; 4 – статор;

5 – окна; 6 – линия нагнетания; 7 – линия всасывания;

8 – распределительный диск; 9 – уплотнительные перемычки

При вращении ротора пластины под действием центробежной силы, пружин или под давлением жидкости, подводимой под их торцы, выдвигаются из пазов и прижимаются к внутренней поверхности статора. Благодаря эксцентриситету объем рабочих камер вначале увеличивается – происходит всасывание, а затем уменьшается – происходит нагнетание. Жидкость из линии всасывания через окна распределительных дисков вначале поступает в рабочие камеры, а затем через другие окна вытесняется из них в напорную линию.

При изменении эксцентриситета e изменяется подача насоса. Если $e = 0$ (ротор и статор расположены соосно), пластины не будут совершать возвратно-поступательных движений, объем рабочих камер не будет изменяться и, следовательно, подача насоса будет равна нулю. При перемене эксцентриситета с $+e$ на $-e$ изменяется направление потока рабочей жидкости (линия 7 становится нагнетательной, а линия 6 – всасывающей). Таким образом, пластинчатые насосы однократного действия регулируются и реверсируемы.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Преимущества пневматических камер и их применение в пневматических приводах.
3. Принципиальная схема устройства с пневматическим диафрагменным приводом.
4. Результаты расчета основных параметров устройств с пневматическим диафрагменным приводом.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. На каких стендах применяется пневматический диафрагменный привод?
2. Каковы преимущества устройств с диафрагменным пневматическим приводом?
3. Каковы недостатки пневматического диафрагменного привода?

4. Как устроена пневматическая камера одностороннего действия?
5. Каковы основные параметры пневматической камеры?
6. Как определяется усилие на штоке пневматической камеры?
7. Как определяется ход штока пневматической камеры?
8. Как классифицируются пневматические двигатели?
9. Каковы основные параметры пневматических двигателей различных типов?
10. Чем руководствуются при выборе пневматических двигателей?

Практическая работа № 7

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА РАЗБОРОЧНО-СБОРОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование гидравлического привода разборочно-сборочного оборудования на предприятиях технического сервиса.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих гидравлических приводов разборочно-сборочного оборудования.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих гидравлических приводов разборочно-сборочного оборудования.

Общие сведения

Большое количество технологических средств для технического обслуживания и текущего ремонта (прессы, съемники, грузоподъемные устройства и др.) имеют гидравлический (ГП) или пневматический (ПП) приводы, методики расчета которых не имеют существенных отличий [18, с. 5–10]. Основанием для разработки схемы ГП являются требования к гидроприводу и условия его работы.

Принципиальная схема ГП разрабатывается на основе типовых схем и определяет состав его элементов и связи между ними. Условные обозначения отдельных элементов ГП приведены в справочнике [26, с. 495–502].

При проектировании гидравлической схемы рекомендуется применять нормализованную гидроаппаратуру, т. к. использование специальных узлов и деталей увеличивает стоимость ГП.

Рассмотрим схему гидропривода поступательного движения, в которой выходным элементом является гидроцилиндр, скорость перемещения поршня которого и его положение при необходимости могут регулироваться (рис.).

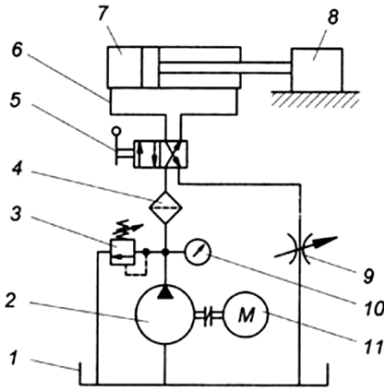


Рис. Принципиальная схема гидропривода поступательного движения:
 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – клапан; 4 – фильтр; 5 – распределитель;
 6 – кран управления (золотник); 7 – цилиндр; 8 – рабочий орган;
 9 – регулируемый дроссель; 10 – манометр; 11 – электродвигатель

На гидравлической схеме показан гидропривод, в котором насос 2, приводимый электродвигателем 11, всасывает рабочую жидкость из бака 1 и через фильтр 4 подает ее в гидросистему, причем максимальное давление ограничено регулируемой силой пружины предохранительного клапана 3 (контролируется манометром 10). Во избежание ускоренного износа или поломки давление настройки предохранительного клапана не должно быть выше номинального давления насоса.

В зависимости от положения рукоятки распределителя 5 рабочая жидкость по трубопроводам (гидролиниям) 6 поступает в одну из камер (поршневую или штоковую) цилиндра 7, заставляя перемещаться его поршень вместе со штоком и рабочим органом 8 со скоростью v . Причем жидкость из противоположной камеры через распределитель 5 и регулируемое сопротивление (дроссель) 9 вытесняется в бак.

При расчете ГП необходимо задать давление жидкости, создаваемое гидронасосом P_n , которое обеспечит необходимое усилие R на штоке гидроцилиндра.

Величина давления P_n определяет размеры элементов гидропривода: высокое давление уменьшает размеры, но требует применения дорогостоящих насосов и обеспечения высокой герметичности соединений.

Исследования показали, что минимальная стоимость ГП достигается, если величина рабочего давления насоса в среднем составляет:

- для станочных ГП: $P_n = 6,3$ МПа и ниже;
- для ГП валочных и трелевочных машин: $P_n = 10$ МПа;
- для ГП строительно-дорожных машин: $P_n = 32\text{--}40$ МПа.

По ГОСТ 12445 величину рабочего давления гидронасоса P_n , МПа, следует выбирать из ряда: 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Номинальный расход жидкости Q_n , л/мин, определяется скоростью перемещения поршня гидроцилиндра и размерами гидронасоса и выбирается по ГОСТ 13825–80 из ряда: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800.

При правильно выбранном расходе жидкости общие потери давления в гидросистеме не должны превышать 5–6 % от давления гидронасоса.

Методические указания

Определение основных параметров гидроцилиндра

Исходные данные для расчета:

- усилие, создаваемое на штоке поршня гидроцилиндра, $R = 10\text{--}70$ кН;
 - ход поршня $S = 320\text{--}800$ мм;
 - время рабочего хода поршня $t_p = 5\text{--}15$ с;
 - отношение времени холостого (обратного) хода поршня к рабочему времени $t_x / t_p = 0,6\text{--}0,8$;
 - длина трубопроводов, соединяющих все элементы ГП, $l_1 = l_2 = 2\text{--}9$ м;
 - температура масла в гидросистеме $T_M = 50\text{--}70$ °С [18, с. 13–20].
- Диаметр гидроцилиндра D , м, определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(\frac{R + T}{P_n - \Delta P_{31} - \Delta P_1 - \frac{t_x}{t_p} (\Delta P_{32} + \Delta P_2 + \Delta P_{др} + \Delta P_{ф})} \right)}, \quad (7.1)$$

где T – сила трения между поршнем и гидроцилиндром, Н (принимается $T = (0,02-0,10)R$);

P_n – номинальное давление, создаваемое гидронасосом, Па (определяется в зависимости от типа выбранного насоса [18, с. 16–18]);

$\Delta P_{з1}, \Delta P_{з2}$ – перепады давления на золотнике, Па;

$\Delta P_1, \Delta P_2$ – перепады давления в трубопроводах, Па;

$\Delta P_{др}$ – перепад давления на дросселе, Па;

ΔP_{ϕ} – перепад давления в фильтре, Па.

На схеме гидропривода, представленной на рисунке, предусмотрен нерегулируемый насос. В качестве такого насоса можно выбрать: шестеренчатые насосы типа НШ или Г11, БГ11; пластинчатые насосы Г12 или БГ12; аксиально-поршневые насосы типа НА и НС [18, с. 16–18].

Насосы типа НШ рассчитаны на номинальное давление P_n , равное 10 МПа; Г11 и БГ11 – 2,5 МПа; Г12 – 6,3 МПа; БГ12 – 12,5 МПа; НА и НС – 32 МПа.

Ориентировочно давление P_n , создаваемое гидронасосом, назначается в зависимости от величины усилия на штоке поршня гидроцилиндра R :

Усилие на штоке гидроцилиндра, R , кН	10–20	20–30	30–50	50–100
Номинальное давление гидронасоса, P_n , МПа	$\leq 1,6$	$\leq 3,2$	$\leq 6,3$	$\leq 10,0$

Значения перепадов давления, МПа, в гидроаппаратуре: золотник – 0,20; клапан обратный – 0,15; дроссель – 0,20; клапан редукционный – 0,50; фильтр пластинчатый или сетчатый – 0,10.

Перепады давления в трубопроводах на первой стадии расчета определить нельзя, поэтому принимаем $\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0,2$ МПа.

Вычисленные значения диаметра гидроцилиндра округляются по ГОСТ 12447 в большую сторону до ближайшего стандартного значения из ряда, мм: 5; 8; 10; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Диаметр штока $D_{ш}$, м, поршня вычисляется по формуле

$$D_{ш} = D \sqrt{1 - \frac{t_x}{t_p}}. \quad (7.2)$$

Основные параметры гидроцилиндров выбираются из методических указаний [18, с. 20] или справочника [7, с. 84–104].

Для штоков, работающих на сжатие, отношение хода поршня S к диаметру гидроцилиндра D должно соответствовать неравенству $S < 10D$.

При $S > 10D$ диаметр штока $D_{ш}$ необходимо проверить на возможность продольного изгиба. Величину заделки штока принимают равной диаметру гидроцилиндра D , а длину образующей поршня – $0,8D$.

Толщину стенки гидроцилиндра, m , можно определить по формуле Лямэ

$$\delta = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_p] + 0,4P_n}{[\sigma_p] - 1,3P_n}} - 1, \quad (7.3)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала гидроцилиндра, Па (для стали $[\sigma_p] = 50\text{--}60$ МПа, для чугуна $[\sigma_p] = 15$ МПа);

P_n – номинальное давление, Па.

При отношении $D / \delta > 16$ толщина стенки гидроцилиндра δ , m , вычисляется по формуле

$$\delta = \frac{KP_n D}{2[\sigma_p]}, \quad (7.4)$$

где K – коэффициент запаса (принимается $K = 1,25$).

Проверочный расчет элементов гидропривода

Количество жидкости $Q_{цл}$, m^3/c , поступающей в левую (рабочую) полость гидроцилиндра:

$$Q_{цл} = V_{пр} \frac{\pi D_2^2}{4}, \quad (7.5)$$

где $V_{пр}$ – скорость рабочего перемещения поршня, m/c [18, с. 14–21]:

$$V_{пр} = \frac{S}{t_p}. \quad (7.6)$$

С учетом утечек жидкости ее расход (подача гидронасоса) Q_n , м³/с, вычисляется следующим образом:

$$Q_n = (Q_{ц1} + \Delta Q_{ц})Z + \Delta Q_3 + \Delta Q_{пк}, \quad (7.7)$$

где $\Delta Q_{ц}$ – утечка жидкости в гидроцилиндре, м³/с;

ΔQ_3 – утечка жидкости в золотнике, м³/с;

$\Delta Q_{пк}$ – утечка жидкости через предохранительный клапан (принимаем $\Delta Q_{пк} = 0,1Q_n$), м³/с;

Z – число гидроцилиндров, шт.

Величину $\Delta Q_{ц}$ выбирают из методических указаний [18, с. 20] или справочника [7, с. 84–104].

Значения утечки ΔQ_3 в зависимости от диаметра d :

Диаметр условного сечения трубопровода, мм	8	10	12	16	20	32
Утечка ΔQ_3 при $P_n = 20$ МПа, см ³ /мин	50	100	150	200	250	300

Вычисленные значения расхода жидкости Q_n округляются в большую сторону по ГОСТ 13825 (см. п. 4.8).

Для выбора гидронасоса необходимо вычислить его рабочий объем q , м³:

$$q = \frac{Q_n}{n\eta_o}, \quad (7.8)$$

где n – частота вращения ротора гидронасоса, с⁻¹;

η_o – объемный КПД гидронасоса [18, с. 16–18].

Уточняется расход жидкости $\Delta Q_{пк}$, м³/с, сбрасываемой в гидробак через предохранительный клапан:

$$\Delta Q_{пк} = qm\eta_o - Q_{ц1} - \Delta Q_{ц} - \Delta Q_{31}. \quad (7.9)$$

Внутренний диаметр трубопроводов d , м, вычисляется следующим образом:

$$q = \sqrt{\frac{4Q_{ц1}}{\pi V_{ж}}}, \quad (7.10)$$

где $V_{ж}$ – скорость истечения рабочей жидкости, м/с.

Значения скорости $V_{ж}$ в зависимости от давления $P_{н}$:

Рабочее давление гидронасоса $P_{н}$, МПа	2,5	6,3	16,0	32,0	63,0	...	100,0
Скорость истечения рабочей жидкости $V_{ж}$, м/с	2,0	3,2	4,0	5,0	6,3	...	10,0

Вычисленные значения внутреннего диаметра трубопроводов d округляются в большую сторону по ГОСТ 16516–80 до ближайшего стандартного значения из ряда, мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50.

Средняя скорость $V_{ср}$, м/с, истечения рабочей жидкости по трубопроводам определяется по формуле

$$V_{ср} = \frac{4Q_{нп}}{\pi d^2}. \quad (7.11)$$

В гидроприводах применяются стальные бесшовные трубы [26, с. 337], медные трубы [26, с. 337] и рукава высокого давления [26, с. 338–340].

Технические характеристики жестких и эластичных трубопроводов и арматуры приведены в справочнике [7, с. 195–202].

Выбор гидроаппаратуры

Для гидропривода, представленного на рисунке, необходимо подобрать гидроаппаратуру, которая удовлетворяет расчетным данным по величине рабочего давления гидронасоса $P_{н}$ и расходу жидкости $Q_{н}$ [18, с. 8–13, 16–22].

Рабочая жидкость в ГП применяется для передачи энергии от насоса к гидроцилиндру, для смазки и антикоррозионной защиты трущихся поверхностей.

Для обеспечения работоспособности гидропривода в районах с холодным климатом жидкость должна иметь температуру застывания на 10–15 °С ниже рабочей температуры, вязкость при +50 °С – не менее 0,1 см²/с, при –40 °С – не более 15 см²/с.

В качестве рабочих жидкостей и их заменителей используются следующие основные сорта [7, с. 20–23; 8, с. 290–293]:

1. Гидравлическое масло ВМГЗ для всесезонной эксплуатации машин в диапазоне температур от –58 до +70 °С. Заменителями являются индустриальное масло И-12, веретенные масла АУ, АУП, приборное МВП, трансформаторное АМГ-10 и др.

2. Гидравлическое масло МГ-30 для летней эксплуатации гидроприводов в районах с умеренным климатом. В качестве заменителей допускается применять индустриальное масло И-30, автомобильные моторные АС-6, АС-8 (автол), дизельные Дп-8, Дп-11 и т. д.

Гидробак состоит из крышки с уплотнением, заливной горловины, фильтра для заправки рабочей жидкости, сапуна, пробки или крана для ее слива. Гидробаки изготавливают в виде цилиндра, куба или параллелепипеда. Уровень жидкости в баке не должен превышать 80 % от его высоты. Параметры сапуна берутся из справочника [7, с. 203–205].

Фильтр предназначен в основном для очистки рабочей жидкости от материалов абразивного износа трущихся пар. Он эффективно защищает только тот элемент ГП, который установлен непосредственно после фильтра, а остальная гидроаппаратура получает лишь частичную защиту. Фильтр подбирается в соответствии с данными таблицы.

Таблица

Типы фильтров в зависимости от размера механических загрязнений

Тип фильтра	Размеры механических частиц, мкм
ФС	25–80
С42-5	
С41-1	80–160
Г42-МЗ	

Если один фильтр имеет пропускную способность меньше расчетной, то в гидросистему необходимо включить два фильтра. Основные размеры и характеристики фильтров приведены в справочнике [7, с. 213].

Параметры нерегулируемых гидронасосов выбираются из методических указаний [18, с. 16–18].

Предохранительный редуцирующий клапан позволяет поддерживать установленное давление в гидросистеме, сниженное по отношению к давлению, создаваемому гидронасосом. Настройку клапана осуществляют регулировочным винтом. Технические характеристики, габариты и размеры присоединительных поверхностей клапанов приведены в справочнике [7, с. 184–186].

Регулируемый дроссель (заслонка) с обратным клапаном служит для ограничения потока рабочей жидкости в одном направлении и ее свободного протекания – в другом. Параметры дросселей берутся из справочника [7, с. 190].

Кран управления (золотник) предназначен для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия проходного сечения трубопроводов. С помощью золотника осуществляют запуск штока гидроцилиндра, изменение направления его движения и остановку.

Основные характеристики, габариты и присоединительные размеры кранов с золотниковым запорно-регулирующим элементом приведены в справочнике [7, с. 115–133]. Параметры гидроцилиндров выбираются по изданиям [18, с. 20] и [7, с. 84–104].

Расчет размеров гидробака

Размеры гидробака определяются исходя из теплового расчета ГП [18, с. 29–30; 26, с. 9]. Для заданной температуры масла необходимо вычислить площадь трубопроводов и бака, через которые происходит теплообмен с окружающей средой.

Площадь трубопроводов $F_{\text{тр}}$, м², определяется по формуле

$$F_{\text{тр}} = \pi d (l_1 + l_2). \quad (7.12)$$

Площадь стенок гидробака F_6 , м², вычисляется следующим образом:

$$F_6 = ab + 2ah + 2bh, \quad (7.13)$$

где a , b , h – длина, ширина и глубина масла в баке соответственно, м.

При выборе размеров бака можно принять $b = 0,6a$ и $h = 0,5a$, тогда $F_6 = 2,2a^2$. В этом случае длина a , м, гидробака будет равна

$$a = \sqrt{\frac{F_6}{2,2}}. \quad (7.14)$$

При установившемся тепловом режиме и балансе энергии площадь стенок бака F_6 , м², рассчитывается по формуле

$$F_6 = \frac{N_p t_p + N_x t_x + N_3 t_p}{K_6 (T_m - T_0) (t_p + t_x)} - \frac{K_{\text{тр}} F_{\text{тр}}}{K_6}, \quad (7.15)$$

где N_p, N_x – мощность на валу гидронасоса при рабочем и холостом ходе поршня гидроцилиндра, Вт;

N_3 – эффективная мощность гидропривода, Вт;

T_m, T_o – соответственно температура масла и окружающей среды, °С;

t_p, t_x – время рабочего и холостого (обратного) хода штока гидроцилиндра, с;

K_6 – коэффициент теплопередачи гидробака, Вт/м²·°С (принимается $K_6 = 8–12$ Вт/м²·°С; при обдуве бака $K_6 = 20–25$ Вт/м²·°С; для гидробака с водяным охлаждением $K_6 = 100–120$ Вт/м²·°С);

$K_{тр}$ – коэффициент теплопередачи трубопроводов, Вт/м²·°С (принимается $K_{тр} = 12–16$ Вт/м²·°С).

Значение $N_p, \text{Вт}$, вычисляется следующим образом:

$$N_p = \frac{Q_n P_n}{\eta}, \quad (7.16)$$

где η – полный КПД гидронасоса [18, с. 16–18]).

Мощность холостого хода поршня гидроцилиндра $N_x, \text{Вт}$, рассчитывается по формуле

$$N_x = \frac{P_{нх} t_x}{\mu}, \quad (7.17)$$

где $P_{нх}$ – давление, создаваемое гидронасосом при холостом ходе поршня гидроцилиндра, Па (см. рис.):

$$P = \Delta P_{31} + \Delta P_{32} + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_{др} + \Delta P_{ф}. \quad (7.18)$$

Значение эффективной мощности гидропривода $N_3, \text{Вт}$, вычисляется по формуле

$$N_3 = R V_{пр} Z, \quad (7.19)$$

где R – усилие, создаваемое на штоке поршня гидроцилиндра, Н;

$V_{пр}$ – скорость рабочего перемещения поршня, м/с;

Z – число гидроцилиндров, шт.

Объем гидробака V , м³, определяется по следующей зависимости:

$$V = 1,2abh. \quad (7.20)$$

Найденное значение V округляется в большую сторону по ГОСТ 12448–80 до ближайшего стандартного значения из ряда, дм³: 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250.

На этом расчет гидропривода завершают.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Принципиальная схема гидравлического привода поступательного движения.
3. Принципиальная схема устройства с гидравлическим приводом.
4. Результаты расчета основных параметров устройств с гидравлическим приводом.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. На каких стендах применяется гидравлический привод?
2. Каковы преимущества устройств с гидравлическим приводом?
3. Каковы недостатки гидравлического привода?
4. Как устроен гидравлический привод поступательного движения?
5. Каковы основные параметры гидроцилиндра?
6. Как определяется диаметр гидроцилиндра?
7. Насосы какого типа применяются в гидроприводах?
8. По каким параметрам выбирается гидронасос?
9. Как проводится поверочный расчет элементов гидропривода?
10. Каков порядок выбора гидроаппаратуры?

Практическая работа № 8

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ РУЧНОГО РЕЕЧНОГО ПРЕССА

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование ручного реечного пресса для разборочно-сборочных работ.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих ручных реечных прессов для разборочно-сборочных работ.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих ручных реечных прессов разборочно-сборочного оборудования.

Общие сведения

Классификация оборудования для механизации разборки и сборки прессовых соединений

В соединениях сельскохозяйственной техники достаточно часто применяются прессовые и переходные посадки для установки деталей с натягом.

Прочность прессового соединения обусловлена тем, что посадочные поверхности втулки и вала находятся под воздействием сил, возникающих при сборке в результате упругой деформации растяжения и сжатия сопрягаемых деталей.

Снятие и установку деталей с гарантированным натягом выполняют путем приложения осевого усилия или использования тепловых деформаций деталей (нагрев втулки или охлаждение вала).

Механизация разборки и сборки соединений с натягом позволяет значительно сократить трудоемкость этих работ, повысить сохранность деталей при разборке и качество сборки.

Применение смазки уменьшает величину усилия запрессовки на 10–20 %, а усилия распрессовки – на 50 %.

Основным оборудованием для разборки и сборки соединений с натягом являются прессы, съемники и приспособления.

В зависимости от расположения штока и направления создаваемого усилия прессы могут быть вертикальными и горизонтальными,

а по характеру их использования – стационарными и переносными. Кроме того, прессы делятся на универсальные и специальные, ручные и приводные.

Ручные прессы бывают реечными, винтовыми и эксцентриковыми, а приводные – пневматическими, гидравлическими, пневмогидравлическими и электромагнитными.

Применение оборудования с механизированным приводом позволяет увеличить производительность труда в 3–5 раз по сравнению с ручным. Поэтому при выполнении разборочных и сборочных работ наиболее часто используются прессы, съемники и приспособления с гидравлическим или пневматическим приводом.

Гидравлическая установка Р-929 предназначена для механизации привода приспособлений и стендов при разборочно-сборочных работах. Она работает в автоматическом режиме и может одновременно обслуживать до семи стендов. Насосная станция установки создает рабочее давление в магистрали, равное 10 МПа. Схемы установки Р-929 и ее насосной станции приведены в издании [14, с. 38–39].

Стенд ПМ-402 для распрессовки деталей редуктора ведущего моста автомобиля ЗИЛ состоит из пяти гидравлических съемников. Зажим деталей производится вручную. Усилие при максимальном рабочем давлении в гидросистеме, равном 10 МПа, составляет 150 кН. Схема стенда приведена в издании [14, с. 39–41].

Пневматические прессы ПМ-184-2,5 и ПМ-184-5 предназначены для выпрессовки пальцев поршней при разборке шатунно-поршневой группы; перепрессовки втулки головки шатуна; запрессовки обойм подшипников ступиц колес, стакана ведущей шестерни и крышек редуктора; правки стержней и вырубки прокладок из фольги и картона. Эти прессы развивают усилие 25 и 50 кН соответственно при рабочем давлении 0,4–0,5 МПа. Схемы пневматических прессов ПМ-184-2,5 и ПМ-184-5 приведены в издании [14, с. 41–42].

Методические указания

Расчет натяга и требуемого усилия при запрессовке и распрессовке деталей

Последовательность расчета при запрессовке и распрессовке деталей приведена в работах [8, с. 333–339; 30, с. 32–33]. В зависимости от материала запрессованных втулки и вала необходимо выбрать:

E_D, E_d – модули упругости материалов втулки и вала, Па [8, с. 335];
 σ_{TD}, σ_{Td} – пределы текучести материалов при растяжении, Па [1, с. 86–91];

f – коэффициент трения между поверхностями при распрессовке втулки и вала [8, с. 334];

M_D, M_d – коэффициенты Пуассона для материалов втулки и вала [8, с. 335].

Величина минимального удельного давления P_{\min} , Па, на контактной поверхности сопрягаемых деталей:

а) при нагружении осевой силой P , Н:

$$P_{\min} = \frac{m}{\pi d_{\text{нс}} l f}, \quad (8.1)$$

где $d_{\text{нс}}$ – диаметр номинального сечения втулки и вала, м;

l – длина контакта поверхностей сопрягаемых деталей, м;

б) при нагружении крутящим моментом $M_{\text{кр}}$, Н·м:

$$P_{\min} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi d_{\text{нс}}^2 l f}. \quad (8.2)$$

Минимальный расчетный натяг N_{\min} , мм, определяется по формуле

$$N_{\min} = P_{\min} d_{\text{нс}} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) 10^{-3}, \quad (8.3)$$

где C_D, C_d – конструктивные коэффициенты Ляме для втулки и вала [8, с. 335].

Величина минимального допускаемого натяга $[N_{\min}]$, мм, вычисляется по следующей зависимости:

$$[N_{\min}] = N_{\min} + U + U_t + U_{\text{ц}} + U_{\text{уд}}, \quad (8.4)$$

где U – поправка, учитывающая сглаживание неровностей на поверхности деталей при их запрессовке, мм;

U_t – поправка, учитывающая разницу между рабочей температурой деталей и температурой запрессовки (при механическом соединении деталей $U_t = 0$);

$U_{ц}$ – поправка на ослабление натяга в быстро вращающихся деталях ($U_{ц} = 0$ при $V \leq 30$ м/с);

$U_{уд}$ – поправка на увеличение удельного давления у торцов втулки [8, с. 336].

При механической запрессовке деталей величина поправки U , мм:

$$U = 1,2(R_{ZD} + R_{Zd}), \quad (8.5)$$

где R_{ZD} , R_{Zd} – параметры шероховатости поверхностей втулки и вала, мм (выбираются из справочника [8, с. 535] для 6–8 классов шероховатости).

Величина максимального удельного давления P_{\max} , Па, на поверхностях втулки и вала вычисляется по формулам

$$P_{\max} = 0,58\sigma_{TD} \left[1 - \left(\frac{d_{nc}}{d_2} \right)^2 \right]; \quad (8.6)$$

$$P_{\max} = 0,58\sigma_{Td} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{nc}} \right)^2 \right], \quad (8.7)$$

где d_1 – внутренний диаметр пустотелого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$), м;

d_2 – наружный диаметр напрессованной втулки, м.

Величина максимального расчетного натяга N_{\max} , мм:

$$N_{\max} = P_{\max} d_{nc} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) 10^{-3}, \quad (8.8)$$

где P_{\max} – наименьшее значение из $P_{\max D}$ и $P_{\max d}$, Па.

Максимальный допустимый натяг $[N_{\max}]$, мм, определяется по формуле

$$[N_{\max}] = (N_{\max} + U) U_{уд}. \quad (8.9)$$

Стандартная прессовая посадка предпочтительного применения [8, с. 153–157] выбирается из условий

$$N_{\min \text{ п}} > [N_{\min}]; \quad (8.10)$$

$$N_{\max \text{ п}} < [N_{\max}], \quad (8.11)$$

где $N_{\min \text{ п}}$, $N_{\max \text{ п}}$ – минимальный и максимальный натяги выбранной посадки.

Средний натяг посадки $N_{\text{ср. п}}$, мм:

$$N_{\text{ср. п}} = \frac{N_{\min \text{ п}} + N_{\max \text{ п}}}{2}. \quad (8.12)$$

Необходимое усилие P_3 , Н, при запрессовке деталей вычисляется по формуле

$$P_3 = \pi d_{\text{нс}} l f e, \quad (8.13)$$

где e – напряжение сжатия на контактной поверхности деталей, Па:

$$e = \frac{N_{\text{ср. п}} \cdot 10^{-3}}{d_{\text{нс}} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (8.14)$$

Для распрессовки деталей рекомендуется усилие, на 10–30 % большее, чем при запрессовке.

Расчет зубчатой передачи ручного реечного пресса

Ручные реечные прессы применяются при выполнении работ с усилием не более 1500 Н [10, с. 46–59; 30, с. 33–35, 50–58]. На рис. 8.1 приведен пресс для запрессовки и выпрессовки деталей.

Приспособление состоит из подставки 5, на которую установлен кронштейн 4 со смонтированными на нем штоком-рейкой 1 и валом-шестерней 2. На вал шестерни насажен рычаг 3, при вращении которого выдвигается шток-рейка, производящая запрессовку и распрессовку детали, расположенной на подставке 6.

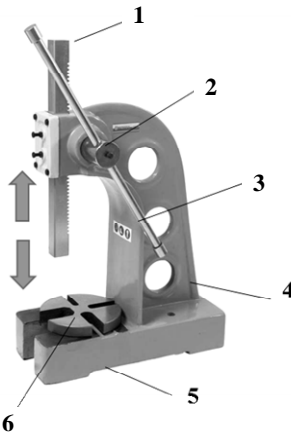


Рис. 8.1. Приспособление для запрессовки и выпрессовки поршневого пальца:
 1 – шток-рейка; 2 – вал-шестерня; 3 – рычаг;
 4 – кронштейн; 5 – подставка; 6 – упор

В зависимости от требуемого усилия Q на штоке прессы применяют простые реечные прессы с переменным усилием непосредственно на шток-рейку шестерни, сидящей на валу маховика (рис. 8.2).

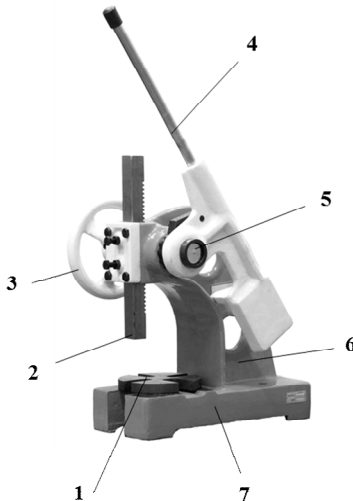


Рис. 8.2. Схема реечного прессы с переменным усилием:
 1 – упор; 2 – шток-рейка; 3 – маховик; 4 – рычаг;
 5 – вал-шестерня; 6 – кронштейн; 7 – подставка

Исходные данные для расчета:

- усилие на рукоятке $P_p = 150\text{--}200$ Н, при продолжительной работе $P_p = 120\text{--}150$ Н;
- длина рукоятки или плеча маховика $l_p = 150\text{--}200$ мм;
- частота вращения маховика $n = 20\text{--}30$ мин⁻¹;
- число зубьев шестерни, находящейся в зацеплении со штоком-рейкой, $z = 10\text{--}12$ шт.

Усилие на штоке пресса Q может создаваться резким рывком рукоятки маховика, поэтому крутящий момент $M_{кр}$, Н·м, на валу шестерни, находящейся в зацеплении со штоком-рейкой, рассчитывается по удвоенной силе Q :

$$M_{кр} = \frac{2Qd}{2} = Qd, \quad (8.15)$$

где Q – требуемое усилие запрессовки или распрессовки деталей, Н;
 d – диаметр делительной окружности шестерни, находящейся в зацеплении со штоком-рейкой, м.

Величина d , м, рассчитывается по формуле

$$d = mz \cdot 10^{-3}, \quad (8.16)$$

где m – модуль зубьев шестерни и рейки, мм, определяемый из расчета на изгиб:

$$m \geq 10^3 \sqrt{\frac{M_p K_n}{\psi y z [\sigma_n]}}, \quad (8.17)$$

где M_p – расчетный момент, Н·м;

K_n – коэффициент, учитывающий износ зубьев (для открытых передач $K_n = 1,3\text{--}1,8$, для закрытых – $K_n = 1,0$);

ψ – коэффициент отношения длины зуба к модулю зацепления (принимается $\psi = 8\text{--}12$);

y – коэффициент формы зуба [10, с. 47; 30, с. 57];

$[\sigma_n]$ – допускаемое напряжение на изгиб материалов шестерни и рейки [1, с. 86–97], Па.

Величина M_p , Н·м, определяется по формуле

$$M_p = K_k M_{кр}, \quad (8.18)$$

где K_k – коэффициент концентрации нагрузки (при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_k = 1,2-1,3$, при несимметричном или консольном расположении $K_k = 1,4-1,6$).

Полученное значение m округляют в большую сторону до ближайшей стандартной величины [9, с. 308; 10, с. 48].

Если шестерня и шток-рейка изготовлены из разных материалов, то расчет проводится по тому из них, для которого величины u и $[\sigma_H]$ имеют меньшее значение.

Крутящий момент на рукоятке маховика

$$M_{кр} = P_p I_p. \quad (8.19)$$

Общее передаточное число механизма редуктора пресса определяется следующим образом:

$$i = \frac{M_{кр}}{M_{кр.р} p \eta}, \quad (8.20)$$

где η – общий КПД редуктора пресса (равен произведению КПД его отдельных элементов $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$).

Для каждой пары промежуточных шестерен редуктора передаточное число целесообразно принять равным 1,5. Значения КПД отдельных элементов передач приведены в таблице.

Таблица

Значения КПД элементов передач

Элемент передачи	Значение η_i
Подшипники:	
– качения;	0,980–0,995
– скольжения	0,950–0,970
Бараны	0,980–0,990
Зубчатые передачи:	
– открытые;	0,960–0,980
– работающие в масляной ванне	0,990–0,995
Передачи:	
– цепные;	0,950–0,970
– ременные;	0,990–0,995
– фрикционные	0,920–0,940

В связи с небольшим количеством циклов нагружений рабочие поверхности зубьев шестерен не рассчитываются на прочность, только на изгиб.

Максимальное изгибающее напряжение $\sigma_{и}$, Па, у основания зуба на стороне растяжения определяется по формуле

$$\sigma_{и} = \frac{2M_{кр}K}{bdmy} \leq [\sigma_{и}], \quad (8.21)$$

где K – коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при равномерной нагрузке $K = 1$, при неравномерной с незначительными толчками $K = 1,10-1,15$, при ударной $K = 1,2$);

b – ширина шестерни, м.

Материалы зубчатых колес выбираются по учебному пособию [10, с. 48].

Расчет храпового механизма реечного пресса

Схема храпового механизма пресса [30, с. 35–36] приведена на рис. 8.3.

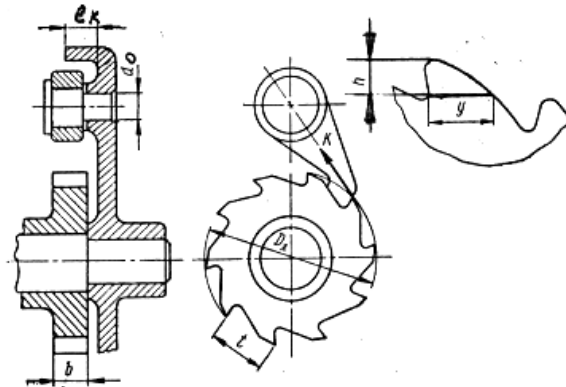


Рис. 8.3. Храповый механизм реечного пресса

Зубья храпового колеса проверяются на изгиб под действием силы K , Н:

$$K = \frac{2M_{кр.р.}}{D_x}, \quad (8.22)$$

где D_x – диаметр храповика, м:

$$D_x = \frac{Z_x t}{\pi}, \quad (8.23)$$

где Z_x – число зубьев храпового колеса (принимаем $Z_x = 8-12$);
 t – шаг зубьев по наружной окружности, м.

Шаг храповика t , м, можно вычислить по формуле

$$t = 3,75 \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр. п}}}{Z_x [\sigma_u] \frac{b}{t}}}, \quad (8.24)$$

где b – ширина зубьев храпового колеса (принимаем $b = (1-1,5)t$, м;
 $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение материала храповика на изгиб, Па
(для чугуна $[\sigma_u] = 20-30$ МПа, для стали $[\sigma_u] = 50-60$ МПа).

Напряжение σ_u , Па, на изгиб зубьев храповика определяется по формуле

$$\sigma_u = \frac{6Kh}{by^2} \leq [\sigma_u], \quad (8.25)$$

где $h = 0,35t$;
 $y = 0,5t$.

Величина удельного давления q , Па, в месте соприкосновения собачки и зуба колеса вычисляется по формуле

$$q = \frac{K}{bh} \leq [q], \quad (8.26)$$

где $[q]$ – допускаемое удельное давление, Па (принимаем $[q] = 10$ МПа).

Ось собачки проверяется на изгиб, Па, как консольная балка с вылетом l_k :

$$\sigma_u = \frac{Kl_k}{0,1d_o^3} \leq [\sigma_u], \quad (8.27)$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение материала оси собачки на изгиб, Па
(для стали $[\sigma_u] = 70-80$ МПа).

Расчет винтового приспособления для запрессовки и распрессовки деталей приведен в издании [30, с. 37–44].

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация прессов.
3. Принципиальная схема реечного ручного пресса.
4. Расчет натяга и требуемого усилия при запрессовке и распрессовке деталей.
5. Результаты расчета основных параметров реечного ручного пресса.
6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются прессы?
2. Какие стелды используются для разборки–сборки прессовых соединений?
3. Как рассчитывается минимальный натяг соединения деталей?
4. Как рассчитывается максимальный натяг соединения деталей?
5. Как рассчитывается необходимое усилие при запрессовке деталей?
6. Как осуществляется запрессовка и выпрессовка поршневого пальца?
7. Каковы основные параметры реечного ручного пресса?
8. Как определяется общее передаточное число механизма редуктора пресса?
9. Как работает храповой механизм реечного пресса?
10. Как определяется коэффициент полезного действия редуктора пресса?

Практическая работа № 9

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДСТВ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТ

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование средств для механизации подъемно-транспортных работ.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих средств для механизации подъемно-транспортных работ.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих средств для механизации подъемно-транспортных работ.

Общие сведения

Классификация подъемников

Основной рабочей функцией подъемников является поднятие и удержание машины на определенной высоте при ее техническом обслуживании и ремонте. При этом должен обеспечиваться максимальный доступ к обслуживаемым узлам автомобиля.

Подъемники, применяемые на предприятиях технического сервиса, классифицируют по следующим признакам:

- по типу установки – стационарные и передвижные;
- по количеству исполнительных механизмов (стоек) – одно-, двух-, трех-, четырех-, шести-, восьмистоечные;
- по грузоподъемности – от 1,5 до 12 т и более;
- по типу привода – электромеханические, гидравлические, пневматические;
- по типу исполнительных механизмов – цепные, винтовые, тросовые, рычажные, телескопические;
- по типу подхватывающих устройств – платформенные с подхватом за колеса, рамные в виде поперечных балок с подхватом за ось или раму, консольные с подхватом автомобиля за днище кузова.

Стационарные подъемники монтируют на определенном месте, чаще всего без специального фундамента на ровной поверхности пола, и крепят с помощью анкерных болтов или специальных шпилек. Если подъемник телескопический (в т. ч. плунжерный), то для его монтажа требуется специальный фундамент.

Достоинством *передвижных подъемников* (рис. 9.1) является их мобильность, возможность использования поочередно на различных постах, в технологических зонах предприятия и применения для вывешивания сочлененных машин.



Рис. 9.1. Передвижные стойки подъемника

Электромеханические подъемники – устройства, исполнительным элементом которых является передача «винт–гайка», приводимая от электродвигателя. Наибольшее распространение получили двух- и четырехстоечные подъемники.

Достоинствами двухстоечных электромеханических подъемников являются простота конструкции и хороший доступ к обслуживаемым или ремонтируемым агрегатам, недостатком – низкая долговечность грузовых гаек. Для контроля состояния винта и гайки подъемники оснащают индикаторами износа.

Традиционные электромеханические двухстоечные подъемники производят в одно- и двухмоторном исполнении.

Основными эксплуатационными характеристиками двухстоечных электромеханических подъемников являются:

- грузоподъемность (от 1,5 до 5 т);
- внутреннее расстояние B между стойками – один из основных параметров, определяющих удобство работы. У большинства моделей значение B лежит в пределах от 2,4 до 2,9 м. Чем больше B , тем удобнее проводить работы, однако при этом возрастают нагрузки на стойки;

- минимальная высота опускания подхватов A при установке машины на подъемник (у современных подъемников $h \sim 0,1$ м);
- высота подъема H (обычно $H = 1,7-1,8$ м).

Двухстоечный подъемник представляет собой конструкцию из двух коробчатых стоек. Конструктивное исполнение стойки электромеханического подъемника изображено на рис. 9.2.

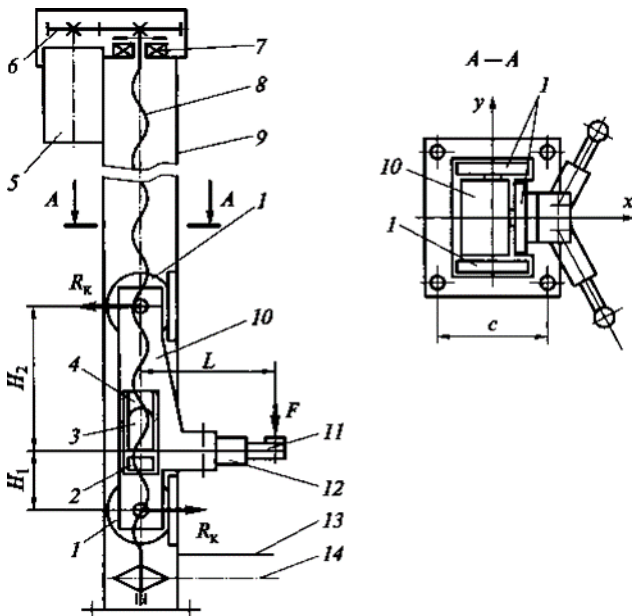


Рис. 9.2. Схема стойки электромеханического подъемника:

- 1 – опорные ролики; 2 – страховочная гайка; 3 – грузовая гайка;
- 4 – сферическая шайба; 5 – электродвигатель; 6 – редуктор; 7 – упорный подшипник;
- 8 – грузовой винт; 9 – короб стойки; 10 – каретка; 11 – подхват; 12 – балка;
- 13 – короб цепной передачи; 14 – цепная передача; H_1, H_2 – геометрические параметры каретки; R_k – сила прижатия опорных роликов к направляющему элементу стойки; L – длина плеча подхвата; F – нагрузка на одну стойку подъемника; c – расстояние между фундаментными болтами стойки

Грузоподъемный механизм «винт–гайка» располагается внутри стоек. Подъемная сила развивается на подхватах 11, соединенных с гайкой при помощи каретки 10. Каретка 10 свободно перемещается по внутренней поверхности стойки на шести или восьми опорных роликах 1, освобождающих винт от изгибающих усилий.

Своей опорной поверхностью через сферическую шайбу 4 каретка опирается на грузовую гайку 3. В основании каретки шарнирно крепятся балки 12 (короткая и длинная), по которым перемещаются и фиксируются в нужном направлении подхваты 11. Грузовой винт 8 подвешен к опорной крышке на верхнем конце стойки через упорный подшипник 7. Винт приводится во вращение электродвигателем 5 через редуктор 6.

Вращение передается на другой винт с помощью цепной передачи 14, смонтированной внутри корпуса 13. Под грузовой гайкой с зазором перемещается стальная страховочная гайка 2, предназначенная для механической страховки в случае износа и обрыва резьбы грузовой гайки и позволяющая опустить каретку в крайнее нижнее положение.

Методические указания

Расчет винтовых электромеханических подъемников

Порядок расчета винтовых электромеханических подъемников:

- определить геометрические параметры каретки и опорных роликов, обосновать форму и размеры поперечного сечения стойки;
- определить геометрические параметры винтовой пары;
- подобрать приводной электродвигатель и передаточное число механизма от электродвигателя к грузовому винту, подобрать или спроектировать передаточный механизм;
- рассчитать на прочность стойку, подхваты и наиболее нагруженные элементы каретки.

Расчет опорных роликов выполняется по контактным напряжениям между роликами и поверхностью стойки. Условие прочности выражается уравнением

$$[\sigma_k] \geq 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{r_{np}}}, \quad (9.1)$$

где $[\sigma_k]$ – допустимые контактные напряжения при линейном контакте роликов и направляющих (при объемной закалке $[\sigma_k] = 2,8\sigma_T$, где σ_T – предел текучести; для качественных конструкционных сталей $\sigma_T = 650 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$);

q – распределенная нагрузка на пару роликов, Н/м;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости материалов стойки и роликов, $E_{\text{пр}} = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1, E_2 – модуль упругости материала стойки и роликов соответственно;

$r_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей роликов и направляющих элементов стойки, м.

Приведенный радиус кривизны определяется по формуле

$$\frac{1}{r_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_c}, \quad (9.2)$$

где r_p – радиус ролика, м;

r_c – радиус направляющего элемента стойки. Если $r_c = \infty$,

то $\frac{1}{r_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_p}$.

Распределенную нагрузку на пару роликов рассчитывают по формуле

$$q = \frac{KR_k}{b}, \quad (9.3)$$

где K – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной части роликов ($K = 1,2-1,3$);

R_k – сила прижатия опорных роликов к направляющему элементу стойки, Н;

b – суммарная длина двух роликов, м.

Из рис. 9.2 можно определить

$$F_y = F + F_g, \quad (9.4)$$

где F – нагрузка на одну стойку подъемника, Н;

F_g – дополнительное усилие от роликов в процессе качения по направляющим, Н.

Нагрузка на одну стойку подъемника

$$F = \frac{G_a K_p}{z_c}, \quad (9.5)$$

где G_a – вес автомобиля, Н;

K_p – коэффициент неравномерности распределения веса по стойкам ($K_p = 1,1-1,3$, большее значение берется для четырехстоечных, меньшее – для двухстоечных подъемников);

z_c – число стоек.

Длина плеча подхвата

$$L = \frac{1}{4} B_a + \Delta L, \quad (9.6)$$

где B_a – ширина автомобиля, м;

ΔL – запас по ширине на сторону ($\Delta L = 0,25-0,40$ м, меньшее значение берется для легковых автомобилей).

Полученные выражения подставляются в уравнение (9.1), радиус r_p заменяется через $d_p / 2$:

$$[\sigma_k] \geq 0,418 \sqrt{\frac{2R_k E_{np} K}{b d_p}}, \quad (9.7)$$

где d_p – диаметр роликов, м.

Расчет можно провести, выбрав, например, диаметр роликов и решив зависимость относительно суммарной ширины роликов (или наоборот).

Ролики в процессе качения по направляющим создают дополнительное усилие на винте F_g , Н:

$$F_g = R_k f z_p, \quad (9.8)$$

где f – коэффициент трения качения ($f = 0,01$);

z_p – число роликов в стойке.

Тогда уточненное усилие F_y , Н, действующее на грузовой винт, можно определить по формуле (9.4).

Длину винта принимают равной высоте подъема автомобиля. Винт выполнен висячим, поэтому на устойчивость его не рассчитывают. В качестве опоры используют упорные или радиально-упорные подшипники, а также сборные узлы специальной конст-

рукции. Так как частота вращения вала невелика, подбор подшипника выполняют по статической грузоподъемности.

Геометрические параметры передачи «винт–гайка» рассчитывают аналогично расчету винта домкрата.

Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м, прилагаемый к винту, смонтированному на упорном подшипнике:

$$M_{кр} = F_y \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_{пр}) + F_y f_1 \frac{d_n}{2}, \quad (9.9)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы грузового винта, м;

γ – угол подъема резьбы;

$\varphi_{пр}$ – приведенный угол трения в передаче;

f_1 – коэффициент трения качения для упорного подшипника ($f_1 = 0,01$);

d_n – диаметр дорожки тел качения упорного подшипника, м.

Частота вращения винта n , мин^{-1} :

$$n = \frac{v}{p}, \quad (9.10)$$

где v – скорость подъема ($v = 1,5\text{--}2$ м/мин);

p – шаг резьбы винта, м.

Передаточное отношение i передачи от электродвигателя к грузовому винту

$$i = \frac{n_3}{n}, \quad (9.11)$$

где n_3 – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

Если $i \leq 4$, то для передачи момента от электродвигателя к винту можно использовать клиноременную передачу. В противном случае необходимо подобрать редуктор.

Мощность электродвигателя одной стойки N , Вт:

$$N = \frac{M_{кр} \pi n}{30 \eta_m}, \quad (9.12)$$

где η_m – механический КПД трансмиссии.

Если привод стоек осуществляется одним электродвигателем, а ходовые винты соединены цепной передачей, то мощность

$$N_d = \frac{z_c N}{\eta_{ц}}, \quad (9.13)$$

где $\eta_{ц}$ – КПД цепной передачи.

Стойка подъемника испытывает совместное действие сжимающих и изгибающих нагрузок. При этом условие прочности

$$\sigma = \frac{F_{\Sigma}}{S} + \frac{FL}{W_y} + \frac{FA}{W_x} \leq [\sigma], \quad (9.14)$$

где F_{Σ} – осевая сила, учитывающая силу от веса автомобиля и веса самой стойки, Н;

S – площадь поперечного сечения короба стойки, м²;

W_x, W_y – осевые моменты сопротивления поперечного сечения короба стойки, м³;

A – возможное смещение центра тяжести автомобиля, установленного на подъемник, в направлении оси y , м (см. рис. 9.2);

$[\sigma]$ – допустимое нормальное напряжение для материала стойки, Н/м².

Фундаментные болты, крепящие стойку к фундаменту, рассчитывают при условии, что растягивающая сила, возникающая под действием опрокидывающего момента стойки, воспринимается болтами, расположенными на стороне, противоположной грузу.

Осевая сила F_6 , Н, действующая на один фундаментный болт, определяется по формуле

$$F_6 = \frac{FL}{2c}, \quad (9.15)$$

где c – расстояние между болтами, м.

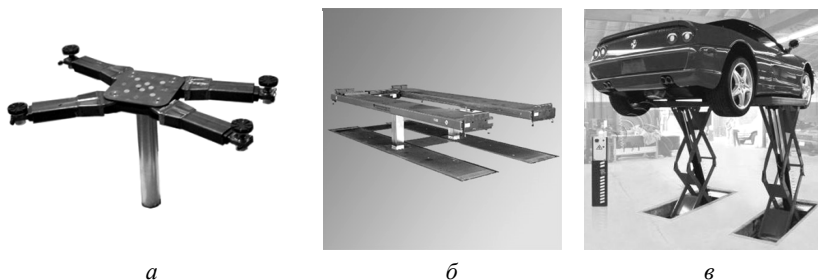
Номинальный диаметр d_1 , м, резьбы фундаментного болта

$$d_1 = 1,4 \sqrt{\frac{F_6}{[\sigma_p]}}, \quad (9.16)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение при растяжении материала болта, Н/м².

Расчет гидравлических подъемников

Гидравлические подъемники – устройства, исполнительным органом которых является гидроцилиндр, чаще всего утопленный в полу цеха. Стационарные гидравлические подъемники могут быть одно-, двух- и многоплунжерными грузоподъемностью от 2 до 12 т и более, пантографными (рис. 9.3).



а

б

в

Рис. 9.3. Гидравлические подъемники:

а – одноплунжерный; *б* – двухплунжерный; *в* – пантографный

Достоинствами гидравлических подъемников являются высокая грузоподъемность, низкий шум при работе, удобный доступ к узлам и агрегатам автомобиля, а также то, что в нерабочем состоянии подъемник не занимает площадь цеха. Недостатками являются высокая стоимость, высокие требования к точности монтажа (особенно для одноплунжерных подъемников, поскольку возможен самопроизвольный поворот рамы вместе с установленным автомобилем), необходимость углубления гидроцилиндра в грунт, что требует проведения достаточно сложных фундаментных работ, невозможность устанавливать подъемники выше первого этажа зданий, сложность перепланировки помещений с уже установленными гидравлическими подъемниками.

В одноплунжерном гидравлическом подъемнике (рис. 9.4) подъемная сила F развивается на поршне 13 со штоком 12 гидроцилиндра 14 . На верхнем конце плунжера закрепляется опорная рама 9 или захваты. Масло в рабочую полость гидроцилиндра подается из насосной станции, включающей в себя насос 3 с приводным электродвигателем 4 . Управление режимами работы подъемника осуществляется при помощи крана 6 и дросселя 8 , который позволяет регулировать скорость опускания плунжера.

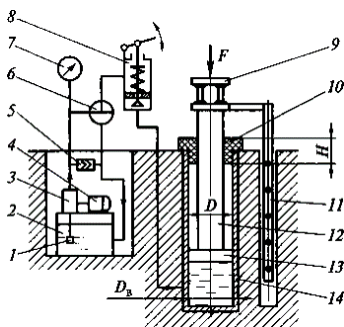


Рис. 9.4. Схема гидравлического одноплунжерного подъемника:
 1 – фильтр; 2 – гидробак; 3 – насос; 4 – электродвигатель; 5 – перепускной клапан; 6 – кран; 7 – манометр; 8 – дроссель; 9 – опорная рама;
 10 – направляющий цилиндр; 11 – предохранительная стойка;
 12 – щиток; 13 – поршень; 14 – гидроцилиндр; F – подъемная сила на одном плунжере подъемника; H – длина направляющего цилиндра;
 D – диаметр гидроцилиндра; D_v – внешний диаметр гидроцилиндра

Подъем плунжера ограничивается упорной шайбой и направляющим цилиндром 10. Перепускной клапан 5 срабатывает при достижении плунжером максимальной высоты подъема. Визуальный контроль давления в системе осуществляется при помощи манометра 7. Масло для гидравлической системы хранится в гидробаке 2 и забирается насосом через фильтр 1. Для предупреждения самопроизвольного опускания плунжера подъемники оборудуют предохранительной стойкой 11 с отверстиями под фиксирующей стержень, откидными, регулируемые по длине упорами или специальными электромеханическими устройствами.

Двухплунжерные подъемники по сравнению с одноплунжерными имеют бóльшую грузоподъемность, менее чувствительны к точности монтажа гидроцилиндров, позволяют работать с грузовыми автомобилями и автобусами, однако конструктивно более сложны и дорогостоящи. Для выравнивания скоростей подъема плунжеров в таких подъемниках используют механические или электрогидравлические выравниватели.

При расчете электрогидравлического подъемника сначала определяют нагрузку F , Н, приходящуюся на один плунжер (в случае расчета многоплунжерного подъемника):

$$F = \frac{G_a K_p}{n}, \quad (9.17)$$

где G_a – вес автомобиля, Н;

K_p – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по плунжерам ($K_p = 1,1-1,3$);

n – число плунжеров.

Параметры гидроцилиндра рассчитывают согласно методике, изложенной в практической работе № 7.

Ход поршня L определяют из технологических соображений (обычно $L = 1,6$ м).

На шток цилиндра не должны действовать боковые нагрузки, которые приводят к быстрому выходу из строя уплотнительного узла и износу деталей цилиндра. При возможных боковых нагрузках следует увеличивать заделку штока в цилиндре, увеличивая длину H направляющего цилиндра 10 . Для этого необходимо обеспечить длину заделки штока (расстояние от средней части поршня до средней части направляющего цилиндра) не менее 20 % от длины хода L .

Источниками гидравлической энергии гидравлических подъемников являются насосные установки, состоящие из объемного насоса и электродвигателя (в некоторых конструкциях гидравлических подъемников применяют насосы с ручным приводом). Наиболее широкое распространение (для гидравлических подъемников) получили шестеренные насосы, которые имеют небольшие габаритные размеры и могут создавать достаточно высокое давление подачи. Для гидравлических систем насосы выбирают по давлению и подаче.

Подачу насоса Q_n м³/с, определяют по зависимости

$$Q_n = \frac{\pi D^2 v}{4 \eta_0}, \quad (9.18)$$

где v – скорость подъема, м/с ($v = 0,01-0,03$ м/с);

η_0 – объемный КПД гидравлической системы.

Давление, развиваемое насосом, p_n , Н/м², ориентировочно можно определить по формуле

$$p_n = p_m + \Delta p_\Sigma, \quad (9.19)$$

где p_m – давление масла в гидроцилиндре, Н/м²;

Δp_Σ – суммарные потери давления в гидравлической системе ($\Delta p_\Sigma = (0,2-0,3)p_m$).

Более точное значение потерь давления можно определить, используя методику, изложенную в практической работе № 7.

Полезная вместимость гидробака U_6 , м³:

$$U_6 = \frac{n\pi D^2 L_n K}{4}, \quad (9.20)$$

где L_n – высота подъема, м;

K – коэффициент запаса ($K = 4-5$).

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация подъемников.
3. Принципиальная схема стойки электромеханического или гидравлического подъемника.
4. Результаты расчета основных параметров подъемника.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются подъемники?
2. Какие подъемники чаще всего используются при ТО и ремонте сельскохозяйственных машин?
3. В чем состоят преимущества подъемников по сравнению с другими осмотровыми устройствами?
4. Какие подъемники создают наиболее благоприятные условия труда?
5. Каковы основные характеристики подъемников?
6. В чем заключаются преимущества передвижных подъемников?
7. Какие подъемники не создают помех при маневрировании машин на ремонтно-монтажном участке?
8. Какие подъемники можно использовать для сочлененных машин?
9. Как определить нагрузку на стойку подъемника?
10. Каковы преимущества и недостатки гидравлических подъемников?

Практическая работа № 10

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВИНТОВОГО ДОМКРАТА

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование винтового домкрата.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих винтовых домкратов.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих винтовых домкратов.

Общие сведения

Домкраты представляют собой простейшие передвижные грузоподъемные механизмы, состоящие из подъемного устройства и силового органа. Домкраты являются вспомогательным оборудованием рабочих постов и предназначены для вывешивания различных частей машины для осмотра или монтажа и демонтажа агрегатов при ремонте.

По назначению различают дорожные и гаражные домкраты. Дорожные домкраты предназначены для вывешивания колес машины при устранении неисправности в пути, они входят в комплект инструмента водителя. Гаражные домкраты используют для работы на напольных постах, не оборудованных подъемно-осмотровыми устройствами.

По типу силового устройства различают домкраты механические (винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные), гидравлические, пневматические и пневмогидравлические.

Винтовые домкраты – устройства, в которых для подъема и удерживания груза используют винтовую пару с самотормозящей резьбой. Грузоподъемность винтовых домкратов колеблется от 2 до 50 т.

Простейший винтовой домкрат изображен на рис. 10.1, а. По конструкции винт 4 представляет собой цилиндрический стержень с резьбой на значительной части длины. Гайка 3 установлена в корпусе 5 неподвижно. Перемещение винта осуществляется вращением рукоятки 7. Гайку в большинстве случаев выполняют в форме

штулки с фланцем для осевого крепления. Резьбу винтов выполняют трапецеидальной формы, более технологичной и прочной, чем прямоугольная, допуская незначительное снижение КПД резьбовой пары. Передача усилия на перемещаемый груз производится через пяту 2, которая не вращается. В некоторых случаях используют самоустанавливающуюся конструкцию (рис. 10.1, б), где сферический нажимной торец винта опирается на конусную часть пяты.

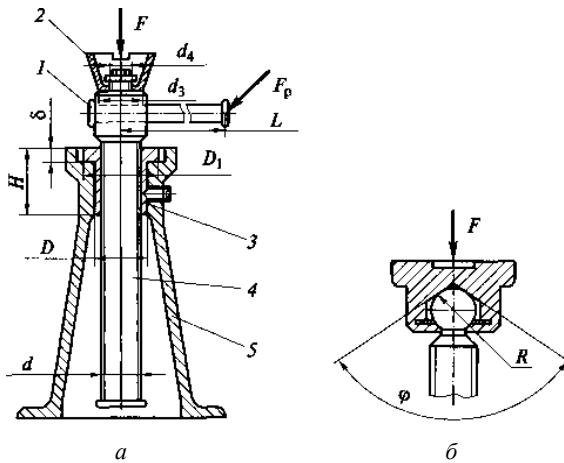


Рис. 10.1. Схема винтового домкрата (а) и вариант изготовления пяты 2 (б);
 1 – рукоятка; 2 – пята; 3 – гайка; 4 – винт; 5 – корпус;
 d – номинальный диаметр резьбы винта; D – наружный диаметр гайки;
 H – высота гайки; δ – высота буртика гайки; d_3, d_4 – диаметры опорной части
 и отверстия пяты соответственно; F – осевая сила, действующая на винт;
 F_p – усилие на рукоятке домкрата; L – длина рукоятки; D_1 – наружный диаметр
 фланца гайки; R – радиус сферического торца винта; ϕ – угол конуса пяты

В качестве материалов винтов используют сталь марок 45, 50, А45, А50 без термической обработки или марок У10, 65Г, 40Х, 40ХГ с термической обработкой. Для уменьшения износа гайки изготавливают из бронзы марок БрОФЮ-1, БрОЦС6-6-3, БрАЖ9-4.

При небольших нагрузках в качестве материала гаек используют антифрикционный чугун марок АЧВ-1, АЧС-3 и др.

Основными причинами выхода из строя винтов и гаек передач является износ резьбы, поэтому в качестве критерия работоспособности резьбы винтовой пары принимают давление q между резьбой винта и гайки.

Методические указания

Расчет основных параметров механизма «винт-гайка» (винтового домкрата)

Домкрат имеет литой или сварной корпус *1*, в верхней части которого закреплена бронзовая или чугунная гайка *2* (рис. 10.2). Стальной грузовой винт *3* с трапецеидальной или прямоугольной однозаходной резьбой имеет в верхней части свободно сидящую опорную головку *4*, которая остается неподвижной при вращении винта. Винт *3* вращается рукояткой *5* с трещоткой *6* через храповое колесо *7*, закрепленное с помощью шпонки на грузовом винте.

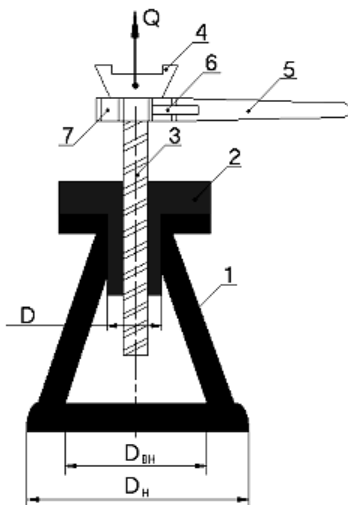


Рис. 10.2. Расчетная схема винтового домкрата:
1 – корпус; *2* – гайка; *3* – грузовой винт; *4* – опорная головка;
5 – рукоятка; *6* – трещотка; *7* – храповое колесо

Исходные данные для расчета:

- усилие на рукоятке $P_p = 150\text{--}200$ Н (при длительной работе $P_p = 150\text{--}200$ Н);
- длина рукоятки $l_p = 400\text{--}600$ мм;
- угол подъема винтовой линии $\alpha = 3\text{--}4^\circ$;
- средний диаметр резьбы винта $d_2 = 30\text{--}50$ мм;
- высота подъема груза $H = 250\text{--}400$ мм;
- среднее время одного двойного хода рукоятки $t_0 = 1\text{--}2$ с;

- ход рукоятки $a = 300\text{--}400$ мм;
- коэффициент трения между винтом и гайкой $f = 0,05\text{--}0,12$;
- угол трения $\rho = 4\text{--}5^\circ$.

Вес поднимаемого груза Q , Н, без учета трения в опорной головке определяется по формуле

$$Q = \frac{2P_p l_p}{dtg(\alpha + \rho)}. \quad (10.1)$$

Шаг винта S , мм, вычисляется по формуле

$$S = \pi dtg\alpha. \quad (10.2)$$

Число оборотов винта n , шт., для подъема груза на заданную высоту

$$n = \frac{H}{S}. \quad (10.3)$$

Количество ходов рукоятки для выполнения одного оборота винта m , шт.:

$$m = \frac{2\pi l_p}{a}. \quad (10.4)$$

Время подъема груза t , с, при непрерывной работе рукояткой

$$t = t_0 mn. \quad (10.5)$$

Диаметр грузового винта проверяется на совместное действие сжатия и кручения по следующей зависимости:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_{кр}}\right)^2} \leq [\sigma_n], \quad (10.6)$$

где d_1 – внутренний диаметр винта, мм (прямоугольные резьбы не стандартизованы, поэтому принимаем наружный диаметр винта $d = d_1 + 5$, а внутренний $d_1 = d_2 - 5$; по справочнику определяем размеры трапецеидальной [9, с. 184–188] и упорной [9, с. 205–208] резьб;

$M_{кр}$ – величина крутящего момента, Н·м;

$W_{кр}$ – момент сопротивления поперечного сечения грузового винта при кручении, м³;

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение материала винта на изгиб, Па (для стали 35 и Ст5 $[\sigma_{и}] = 50\text{--}70$ МПа).

Значения $M_{кр}$, Н·м, и $W_{кр}$, м³, определяются по формулам

$$M_{кр} = \frac{Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho) d}{2}; \quad (10.7)$$

$$W_{кр} = 0,2d_1^3. \quad (10.8)$$

Длина грузового винта L , м, с учетом высоты опорной головки, равной примерно 50 мм:

$$L = 2(H + 0,05). \quad (10.9)$$

Максимальная длина винта проверяется на возможность продольного изгиба:

$$\sigma_{и} = \frac{Q}{F\varphi} \leq [\sigma_{и}], \quad (10.10)$$

где F – площадь ослабленного сечения винта при нарезании резьбы, м²;
 φ – коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе (выбирается в зависимости от гибкости стержня λ [10, с. 18]).

Площадь ослабленного сечения винта F , м²:

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4}. \quad (10.11)$$

Гибкость стержня λ вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{L}{r}, \quad (10.12)$$

где r – радиус инерции круглого сечения винта, м:

$$r = \frac{d_1}{4}. \quad (10.13)$$

Наружный диаметр гайки D , м, определяется из расчета на растяжение:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]} + d^2}, \quad (10.14)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение материала гайки на растяжение, Па (для бронзы $[\sigma_p] = 40\text{--}50$ МПа, для чугуна $[\sigma_p] = 25\text{--}30$ МПа).

Число витков резьбы гайки Z , шт., определяется из расчета на удельное давление и на изгиб:

$$Z = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)[g]}; \quad (10.15)$$

$$Z = \frac{3Q(d - d_2)}{\pi db^2[\sigma_{и}]}, \quad (10.16)$$

где $[g]$ – допускаемое удельное давление, Па (для стали по чугуна $[g] = 50\text{--}60$ МПа, для стали по бронзе $[g] = 7\text{--}13$ МПа);

$[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб материала гайки (для чугуна $[\sigma_{и}] = 32$ МПа, для бронзы $[\sigma_{и}] = 48$ МПа), Па;

b – толщина профиля резьбы, м:

$$b = 0,5S. \quad (10.17)$$

Число винтов резьбы гайки принимается наибольшим, но не более десяти, в противном случае следует увеличить диаметр винта и сделать новый расчет.

Приняв внутренний диаметр опорной поверхности домкрата $D_{вн} > D$, определяют ее наружный диаметр $D_{н}$, м:

$$D_{н} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{см}]} + D_{вн}^2}, \quad (10.18)$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие сосновых досок, применяемых в качестве опоры под домкрат, Па (принимаем $[\sigma_{см}] = 2,0-2,5$ МПа).

Далее могут быть определены размеры храпового механизма, толщина корпуса и т. д.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация домкратов.
3. Принципиальная схема винтового домкрата.
4. Результаты расчета основных параметров винтового домкрата.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются домкраты?
2. Как регулируется высота подъема домкрата?
3. Как можно увеличить грузоподъемность домкрата?
4. Каковы преимущества и недостатки винтовых домкратов?
5. Каковы исходные данные для расчета винтового домкрата?
6. Каков принцип действия винтового домкрата?
7. Какие материалы используются для изготовления винтов домкрата?
8. Из каких материалов изготавливаются гайки домкратов?
9. Каковы основные причины выхода из строя винтовых домкратов?
10. Как определяется вес поднимаемого груза?

Практическая работа № 11

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДОМКРАТА

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование гидравлического домкрата.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих гидравлических домкратов.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих гидравлических домкратов.

Общие сведения

Гидравлические домкраты достаточно просты в изготовлении, надежны в эксплуатации, могут иметь большую грузоподъемность и КПД, компактны. Переносной гидравлический домкрат (рис. 11.1) представляет собой конструкцию, состоящую из силового гидроцилиндра, ручного плунжерного насоса, резервуара для рабочей жидкости и системы клапанов, смонтированных в едином корпусе.

Для расширения диапазона высоты подъема верхнюю часть штока 1 часто оборудуют винтом 2. В качестве рабочей жидкости используют минеральное масло. Заправку домкрата рабочей жидкостью осуществляют через резьбовую пробку 4. Подъем груза производится путем нагнетания рабочей жидкости плунжерным насосом через нагнетательный клапан 7 в рабочую полость под силовым цилиндром. Для опускания груза открывают кран 8, соединяющий рабочую полость с резервуаром 9.

Гаражные подкатные домкраты представляют собой передвижные грузоподъемные механизмы (грузоподъемность указана в таблице). Конструкция этих домкратов позволяет подводить исполнительное устройство домкрата под место подхвата, оставляя органы управления за пределами габаритов поднимаемого автомобиля, что обеспечивает удобство и безопасность при выполнении работ.

Основу конструкции этих домкратов составляет сварная рама на двух или четырех колесах, в которой смонтированы исполнительные устройства – ручной плунжерный насос, емкость для рабочей жидкости и органы управления (рис. 11.2).

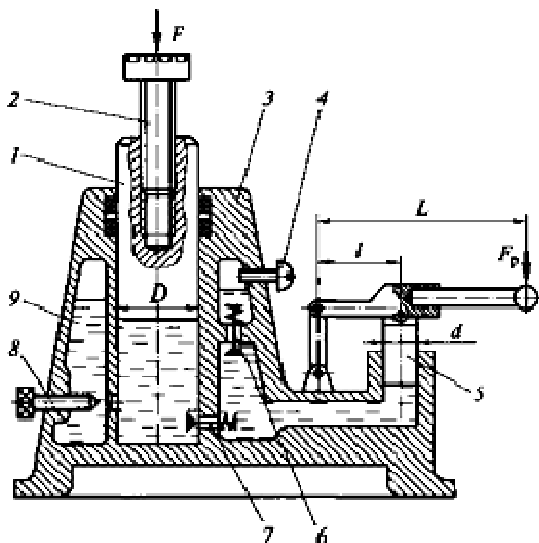


Рис. 11.1. Схема переносного гидравлического домкрата:

- 1 – шток; 2 – винт; 3 – корпус; 4 – пробка;
 5 – плунжер рабочего насоса; 6, 7 – перепускной и нагнетательный клапаны;
 8 – кран; 9 – резервуар для рабочей жидкости; D – диаметр штока;
 d – диаметр плунжера; F – осевое усилие, действующее на домкрат;
 F_p – усилие на рукоятке; L, l – большое и малое плечи
 рычажного механизма привода плунжерного насоса

Таблица

Параметры передвижных гидравлических домкратов

Параметр	Грузоподъемность, т		
	2,5	3,0	3,5
A (высота подхвата), мм	135	130	145
C (высота подъема), мм	440	490	490
D (длина домкрата), мм	530	640	645
H (высота рычага в вертикальном положении), мм	1020	1205	1200

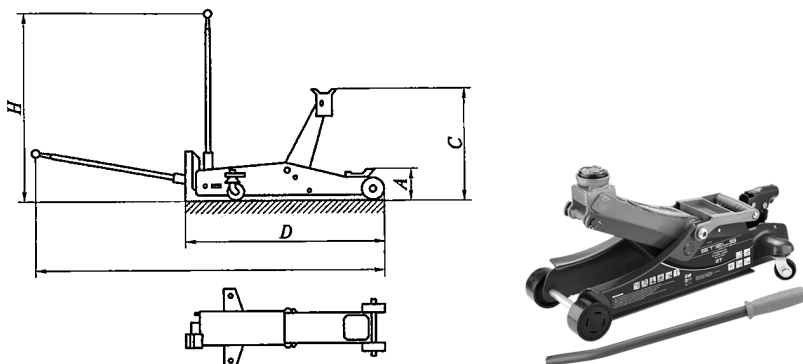


Рис. 11.2. Передвижной гидравлический домкрат

Гаражные подкатные домкраты различаются расположением силового гидроцилиндра (рис. 11.3). В некоторых конструкциях силовой гидроцилиндр размещают на конце рамы вертикально. На противоположном конце размещают насос, бак и органы управления. Насос и силовой цилиндр соединяют между собой с помощью шланга, проходящего внутри рамы. Расчет такого домкрата аналогичен расчету переносного домкрата. Размеры и форму рамы выбирают из конструктивных соображений.



Рис. 11.3. Размещение гидравлических цилиндров в подъемных устройствах:
а – консольный кран; *б* – трансмиссионная стойка

В других конструкциях гаражных подкатных домкратов в целях расширения диапазона рабочего хода силовой гидроцилиндр располагают горизонтально внутри рамы, а исполнительным органом служит рычажный механизм в виде шарнирного параллелограмма, образующего подъемную стрелу.

Методические указания

Расчет гидравлического домкрата

Гидравлические домкраты применяются для подъема грузов массой до 750 т на высоту до 0,4 м [10, с. 161–163]. Схема такого домкрата показана на рис. 11.4.

Поршень 4 плунжерного насоса 5 приводится в движение рукояткой 6. Жидкость из резервуара 7 через клапаны 8 и 9 перекачивается в цилиндр 1 и давит на поршень домкрата 2, поднимающий груз весом Q . Скорость опускания груза регулируется вентилем 3, через который рабочая жидкость перетекает из цилиндра домкрата 1 в резервуар 7.

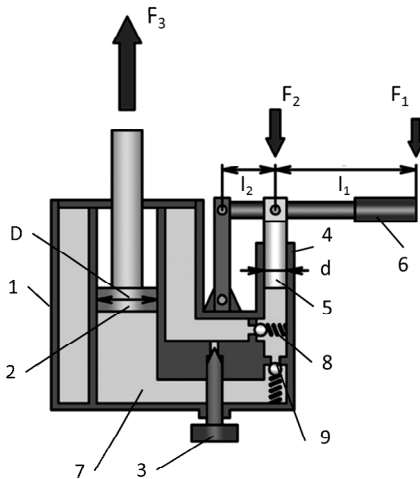


Рис. 11.4. Расчетная схема гидравлического домкрата:

1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – вентиль; 4 – плунжерный насос; 5 – поршень насоса;
6 – рукоятка; 7 – резервуар для жидкости; 8, 9 – клапанные устройства

Исходные данные для расчета:

- усилие на рукоятке $F_1 = 150\text{--}300$ Н;
- длина рукоятки $l_2 = 500\text{--}800$ мм;
- диаметр поршня насоса $d = 22\text{--}32$ мм;
- высота подъема груза $H = 180\text{--}400$ мм;
- грузоподъемность домкрата $Q = 10\text{--}20$ т.

Усилие на поршне плунжерного насоса F_2 , Н, определяется по формуле

$$F_2 = \frac{F_1 l_2}{l_1}, \quad (11.1)$$

где l_1 – длина плеча рукоятки, передающего усилие на поршень, м (принимается $l_1 = (0,05–0,07) l_2$).

Давление рабочей жидкости, создаваемое плунжерным насосом, P_n , Па:

$$P_n = \frac{4F_2}{\pi d^2}, \quad (11.2)$$

где d – диаметр поршня насоса, м.

Давление под поршнем домкрата P_{II} , Па:

$$P_{II} = P_n \eta, \quad (11.3)$$

где η – коэффициент, учитывающий потери на трение ($\eta = 0,7–0,8$).

Диаметр поршня домкрата D , м:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi P_{II}}}. \quad (11.4)$$

Наружный диаметр цилиндра домкрата D_n , м, определяется из расчета на растяжение:

$$D_n = \sqrt{\frac{[\sigma_p] + P_{II}}{[\sigma_p] - P_{II}}}, \quad (11.5)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала цилиндра, Па (для чугуна $[\sigma_p] = 45–60$ МПа).

Ход поршня S , мм, плунжерного насоса

$$S = \frac{a l_1}{l_2}, \quad (11.6)$$

где a – размах приводной рукоятки домкрата, м (можно принять $a = 300–400$ мм).

Скорость V , м/мин, подъема груза

$$V = \frac{SnKd^2}{D^2}, \quad (11.7)$$

где n – число двойных ходов приводной рукоятки за 1 мин, мин^{-1} (принимается $n = 25\text{--}30$);

K – коэффициент утечки жидкости через уплотнения ($K = 0,90\text{--}0,95$).

Время подъема груза t , мин, определяется по формуле

$$t = \frac{H}{V}. \quad (11.8)$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация домкратов.
3. Принципиальная схема гидравлического домкрата.
4. Результаты расчета основных параметров гидравлического домкрата.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются домкраты?
2. Как регулируется высота подъема домкрата?
3. Как можно увеличить грузоподъемность домкрата?
4. Каковы преимущества и недостатки гидравлических домкратов?
5. Каковы исходные данные для расчета гидравлического домкрата?
6. Каков принцип действия гидравлического домкрата?
7. Для каких работ используются устройства, приведенные на рис. 11.3?
8. В чем преимущества подкатных домкратов?
9. Каковы основные причины выхода из строя гидравлических домкратов?
10. Как определяется вес поднимаемого груза?

Практическая работа № 12

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СРЕДСТВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ МАШИН

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование средств диагностирования тормозных систем машин.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих средств диагностирования тормозных систем машин.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих средств диагностирования тормозных систем машин.

Общие сведения

Перечень параметров диагностирования и локализации неисправностей в тормозах приведен в ГОСТ 26048–83 «Техническая диагностика. Системы тормозные автомобилей, тракторов и монтируемых на их базе строительных и дорожных машин. Номенклатура диагностических параметров» (обновлен в 2018 г.). Параметры диагностирования подразделяют на две группы:

– интегральные параметры общего диагностирования: тормозной путь автомобиля и колеса, отклонение от коридора движения, замедление автомобиля и колеса, удельная тормозная сила, уклон дороги, на котором удерживается автомобиль в заторможенном состоянии, коэффициент неравномерности тормозных сил колес оси, осевой коэффициент распределения тормозной силы, время срабатывания (или растормаживания) тормозного привода, давление и скорость его изменения в контурах тормозного привода и др.;

– дополнительные (частные) параметры поэлементного диагностирования для поиска неисправностей в отдельных системах и устройствах: полный и свободный ход педали тормоза, уровень тормозной жидкости в резервуаре, сила сопротивления вращению незаторможенного колеса, путь и замедление выбега колеса, овальность

и толщина стенки тормозного барабана, толщина и коробление тормозного диска, толщина тормозной накладки, ход штока тормозного цилиндра, зазор во фрикционной паре, давление в приводе, при котором колодки касаются барабана, и др.

Из числа этих параметров при стендовых испытаниях тормозов обязательно определяют тормозные силы на отдельных колесах, общую удельную тормозную силу, коэффициент осевой неравномерности тормозных сил, время срабатывания тормозов. Показатели общей удельной тормозной силы и коэффициент осевой неравномерности являются расчетными.

Известны три метода определения технического состояния тормозов: в дорожных условиях – путем ходовых испытаний; в процессе эксплуатации – за счет встроенных средств диагностирования; в стационарных условиях – с использованием тормозных стендов.

Ходовые испытания применяют для оценки тормозных качеств автомобиля. Результаты испытаний могут определяться визуально по тормозному пути и синхронности начала торможения колес при резком однократном нажатии на педаль тормоза (сцепление выключено), а также путем измерения замедления автомобиля с использованием переносных приборов – деселерометров или деселерографов (рис. 12.1).

Принцип работы деселерометра (деселерографа) состоит в перемещении подвижной инерционной массы прибора относительно его корпуса, неподвижно закрепленного на автомобиле. Это перемещение обуславливается действием силы инерции, возникающей при торможении автомобиля, и пропорционально его замедлению. Инерционной массой деселерометра может быть поступательно движущийся груз, маятник, жидкость или датчик ускорения, а измерителем предельного замедления – стрелочное устройство, шкала, сигнальная лампа, самописец и т. д. Для обеспечения устойчивости показаний деселерометр снабжают демпфером (жидкостным, воздушным, пружинным), а для удобства измерений – механизмом, фиксирующим максимальное замедление.

Наибольшую точность и достоверность диагностирования тормозных систем обеспечивают стенды. Существующие стенды диагностирования тормозов (СДТ) классифицируются по следующим признакам:

- по использованию сил сцепления колеса с опорной поверхностью: с использованием и без использования сил сцепления;
- по месту установки: стационарные и передвижные;

- по способу нагружения: силовые и инерционные;
- по конструкции опорного устройства: платформенные, ленточные и роликовые.

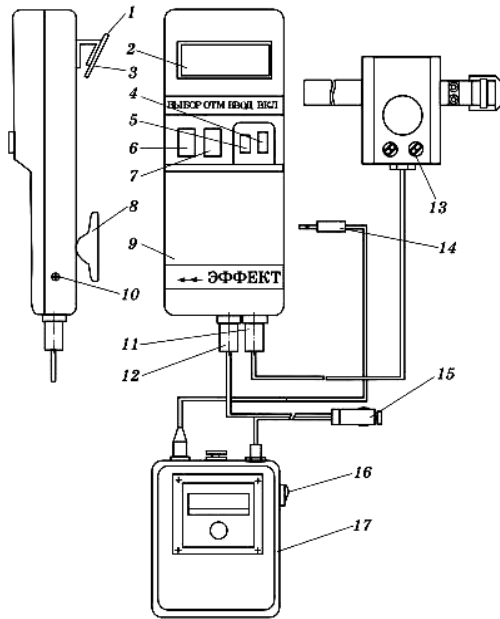


Рис. 12.1. Общий вид измерителя эффективности тормозных систем:

- 1 – ручка зажима; 2 – индикатор; 3 – зажим; 4 – кнопка включения питания «Вкл.»;
- 5 – кнопка «Ввод»; 6 – кнопка «Выбор»; 7 – кнопка «Отмена»; 8 – присоска;
- 9 – приборный блок; 10 – гнездо для подключения принтера (компьютера);
- 11 – разъем кабеля датчика усилия; 12 – разъем кабеля питания; 13 – датчик усилия;
- 14 – разъем кабеля принтера; 15 – разъем для подключения к гнезду прикуривателя;
- 16 – кнопка включения питания принтера; 17 – принтер

В стендах с использованием сил сцепления колеса с опорной поверхностью реализуемый тормозной момент ограничен силой сцепления колеса с опорной поверхностью стенда. Стенды, работающие без использования сил сцепления колеса с опорной поверхностью, конструктивно отличаются тем, что тормозной момент передается непосредственно через колесо или через ступицу. Такие стенды не нашли широкого применения из-за сложности конструкции и низкой технологичности проведения испытаний.

Принцип действия платформенного СДТ инерционного типа основан на измерении сил инерции (от поступательно и вращательно

движущихся масс автомобиля), возникающих при его торможении, которые приложены в местах контакта колес с динамометрическими платформами. Платформенный инерционный СДТ (рис. 12.2) состоит из четырех подвижных платформ 2 с рифленой поверхностью, на которые автомобиль наезжает колесами со скоростью 6–12 км/ч и останавливается при резком торможении. Силы инерции автомобиля, возникающие при этом и соответствующие тормозным силам, действуют на платформы стенда, воспринимаются жидкостными, механическими или электронными датчиками и фиксируются измерительными приборами, расположенными на пульте.

Недостаток платформенных стендов инерционного типа – большая занимаемая ими производственная площадь.

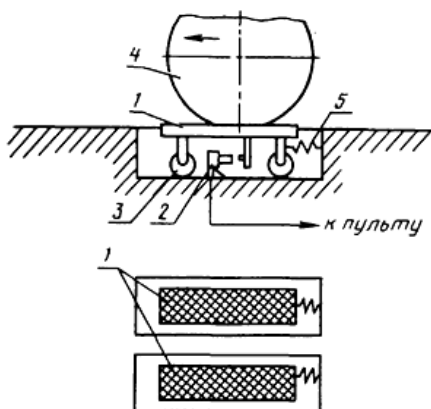


Рис. 12.2. Схема платформенного инерционного стенда для диагностирования тормозов:

- 1 – подвижная платформа; 2 – датчик; 3 – ролик;
4 – колесо автомобиля; 5 – возвратная пружина

По принципу действия платформенный СДТ силового типа отличается от инерционного тем, что тормозные силы, возникающие при торможении в местах контакта колес с динамометрическими платформами, получаются не вследствие инерции автомобиля, а в результате его принудительного перемещения через платформы при помощи тягового конвейера.

Силовые платформенные стенды не позволяют оценить влияние скорости движения на коэффициент трения скольжения и динамические воздействия в тормозной системе. Результаты измерений

во многом зависят от положения колес на площадке стенда, состояния опорной поверхности и протекторов колес.

Инерционные нагрузочные ленточные стенды воспроизводят дорожные условия взаимодействия шины с опорными поверхностями. Однако они имеют значительные габаритные размеры и не обеспечивают достаточную устойчивость автомобиля при диагностировании, имеют конструктивные недостатки – проскальзывание ленты и большие механические потери в парах трений.

Основное число СДТ имеет роликовое опорное устройство аналогично стенду тяговых качеств (СТК). Стенды для диагностирования тормозов автомобилей могут быть инерционного и силового типа.

Существует два варианта исполнения конструкции опорно-приводных устройств инерционных роликовых тормозных стендов:

– для привода стенда используют колеса диагностируемого автомобиля: стенд состоит из четырех пар кинематически связанных между собой роликов и позволяет измерять тормозные силы на четырех колесах одновременно;

– для привода стенда используют электромеханическое устройство: опорно-приводное устройство включает в себя два самостоятельных роликовых узла с электромеханическим приводом, и измерение тормозных сил производится поочередно для колес каждой оси (рис. 12.3, а).

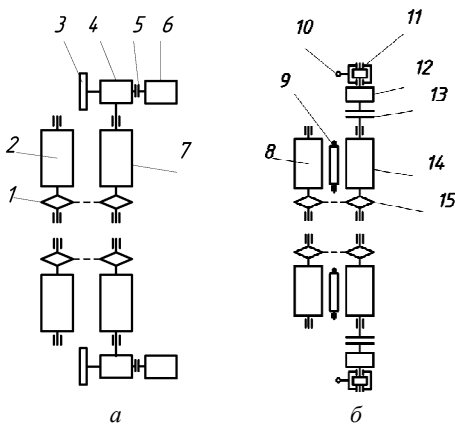


Рис. 12.3. Схемы роликовых стендов для диагностирования тормозов:
а – инерционного; б – силового;

- 1, 15 – цепные передачи; 2, 7, 8, 14 – опорные ролики; 3 – инерционная масса;
4, 12 – редукторы; 5 – соединительная электромагнитная муфта; 6 – электродвигатель;
9 – следящий ролик; 10 – датчик силы; 11 – балансирный электродвигатель;
13 – втулочно-пальцевая соединительная муфта

Установив автомобиль на инерционный стенд, электродвигателями 6 доводят окружную скорость колес до 50–70 км/ч и резко тормозят, одновременно разобщая все каретки стенда путем выключения электромагнитных муфт 5. В местах контакта колес с роликами 2 и 7 стенда возникают силы инерции, противодействующие тормозным силам. Через некоторое время вращение барабанов стенда и колес автомобиля прекращается. Путь, пройденный каждым колесом автомобиля за это время, и угловое замедление барабана будут эквивалентны их тормозным путям и тормозным силам.

На инерционном стенде возможно прямое измерение тормозного момента по величине реактивного крутящего момента, возникающего на валу стенда между маховиком и роликом.

Инерционный метод диагностирования на роликовых стендах является наиболее достоверным. Измеряются тормозной путь по каждому отдельному колесу, время срабатывания тормозного привода и замедление (максимальное и по каждому колесу в отдельности). Однако из-за сложности, высокой стоимости и низкой технологичности в эксплуатации эти стенды применяют крайне ограниченно. К недостаткам инерционных тормозных стендов следует отнести также большую, порядка нескольких десятков киловатт, мощность приводных электродвигателей.

Принцип действия силовых роликовых тормозных стендов заключается в принудительном вращении заторможенных колес диагностируемого автомобиля при помощи опорных роликов стенда. Наиболее распространена конструкция, рассчитанная на диагностирование колес одной оси автомобиля (рис. 12.3, б). Опорно-приводное устройство выполнено в виде двух независимых механизмов, смонтированных на общей (рис. 12.4) или отдельной раме.

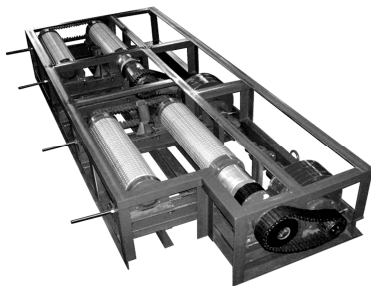


Рис. 12.4. Опорно-приводное устройство силового тормозного стенда на общей раме

Привод ведущего опорного ролика *14* осуществляется от балансирно подвешенного электродвигателя *11* через редуктор *12*. Существуют конструкции стендов, в которых вместо отдельных электродвигателя и редуктора используют балансирный мотор-редуктор. Вращение ведомому ролику *8* передается при помощи цепной передачи *15*. Опорные ролики монтируют на шариковых сферических самоустанавливающихся подшипниках. Реактивный момент, возникающий при вращении балансирного электродвигателя, воспринимается пьезоэлектрическими или тензометрическими датчиками силы *10*. Между опорными роликами установлены свободно вращающиеся подпружиненные следящие ролики *9*. На роликах установлены датчики вращения и датчики, сигнализирующие о наличии автомобиля на стенде. Информация о частоте вращения следящего ролика используется для предупреждения проскальзывания колес относительно роликов. Для оценки усилия на тормозной педали автомобиля и рукоятке стояночного тормоза стенды комплектуют специальными датчиками силы.

Силовой метод позволяет определять тормозные силы каждого колеса при заданном усилии нажатия на педаль, время срабатывания тормозного привода, оценивать состояние рабочих поверхностей тормозных накладок и барабана, эллипсность барабанов и т. п. Подавляющее большинство этих стендов имитируют скорость движения 2–5 км/ч, редко до 10 км/ч. С ростом скорости достоверность диагностирования возрастает, однако увеличение частоты вращения опорных роликов требует пропорционального увеличения мощности электродвигателей и, соответственно, повышения начальной стоимости и стоимости эксплуатации стенда [5].

Методические указания

Расчет опорно-приводного устройства роликовых стендов

Для предотвращения проскальзывания колеса относительно роликов их диаметр принимают в пределах 0,35–0,40 от диаметра колеса. При дальнейшем уменьшении диаметра резко возрастает сопротивление качению колеса.

Длина роликов l_p , м, зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда:

$$l_p = \frac{B_n - B_{вн}}{2} + a, \quad (12.1)$$

где B_n – наибольшая наружная колея, м;
 $B_{вн}$ – наименьшая внутренняя колея, м;
 a – запас по длине ($a = 100\text{--}150$ мм).

Расстояние b , м, между роликами

$$b = B_n - a. \quad (12.2)$$

Во избежание отрыва колеса автомобиля от заднего ролика и выезда автомобиля со стэнда во время испытаний необходимо выполнение условия (см. рис. 12.5)

$$G_3'' \varphi \leq G_3' + G_{п'} f + G_3'' f_p, \quad (12.3)$$

где G_3' , G_3'' – составляющие веса G_3 , действующего на ролики автомобиля и приходящегося на колеса испытываемой оси, Н;

$G_{п'}$ – действующий на пол вес автомобиля через другую ось, Н;

φ – коэффициент сцепления колес с роликами;

f , f_p – коэффициент трения качения колес по поверхности пола и роликам соответственно.

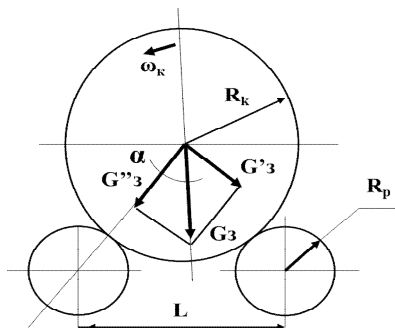


Рис. 12.5. Схема сил в контакте «колесо–ролик стэнда»: L – расстояние между осями роликов; G_3 – вес автомобиля, приходящийся на колеса испытываемой оси; R_p – радиус ролика; R_k – радиус колеса; ω_k – угловая скорость колеса; α – угол невъезда

Для стальных роликов f_p значительно меньше φ . Приближенно можно принимать

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi. \quad (12.4)$$

Если принять для стальных гладких роликов $\varphi = 0,5$, то $\alpha > 27^\circ$. Угол α называют углом невыезда. Если конструкция обеспечивает угол $\alpha > 27^\circ$, то стенд должен быть оборудован выталкивателем колес.

Расстояние между осями роликов L , м:

$$L = 2(R_k + R_p) \sin \alpha, \quad (12.5)$$

где R_k, R_p – радиусы колеса и ролика соответственно, м.

Подшипники роликов и инерционной массы рассчитывают по критерию динамической грузоподъемности C , Н:

$$C = P \sqrt[\rho]{L_n}, \quad (12.6)$$

где P – эквивалентная нагрузка, Н;

ρ – показатель степени (для шариковых подшипников $\rho = 3$, для роликовых $\rho = 3,33$);

L_n – ресурс, млн об.

В опорах обычно применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключающие нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже.

Эквивалентную нагрузку определяют по формуле

$$P = G_3 \cos \alpha K_6 K_T \frac{1}{z}, \quad (12.7)$$

где K_6 – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (для нагрузки с умеренными толчками $K_6 = 1,3-1,5$);

K_T – температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипников стенда не выше 100°C $K_T = 1$);

z – число опор роликов стенда.

Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов

Стенды проверки тормозов подразделяются на инерционные и силовые. Принцип действия инерционного стенда заключается

в следующем: колеса машины, помещенные на ролики стенда, разгоняются с помощью электродвигателей до скорости 42–45 км/ч, затем электродвигатели отключаются, механическая система «стенд–колеса» переходит в режим выбега. При достижении скорости 40 км/ч оператор нажимает на педаль тормоза машины, осуществляя экстренное торможение до полной остановки роликов. В качестве оценочных параметров часто используется тормозной путь, реже – время торможения или замедление роликов стенда. Для приближения стендовых условий испытаний к дорожным инерционные стенды оборудуются инерционными массами. Инерционный стенд строится по схеме, показанной на рис. 12.3, а.

Для обеспечения равенства величин тормозных путей на стенде и на дороге при равенстве начальных скоростей и времени нарастания тормозных сил необходимо соблюдение условия

$$\frac{m_c}{M_{\text{апр}}} = \frac{P}{\sum P_{\text{т}}}, \quad (12.8)$$

где m_c – приведенная масса вращающихся деталей стенда, кг;
 $M_{\text{апр}}$ – приведенная масса машины при движении по дороге, кг;
 P – тормозная сила на колесах, приложенная к роликам стенда, Н;
 $\sum P_{\text{т}}$ – сумма тормозных сил при торможении на дороге, Н.

Приведенная масса машины

$$M_{\text{апр}} = M_a + \frac{\sum J_k}{R_k^2}, \quad (12.9)$$

или

$$M_{\text{апр}} \approx M_a, \quad (12.10)$$

где M_a – масса машины, кг.

Сумма тормозных сил

$$\sum P_{\text{т}} = M_a g f_g + M_a g f_g + P_w, \quad (12.11)$$

где f_g – коэффициент сопротивления качению колеса на дороге;
 P_w – сила сопротивления встречного потока воздуха, Н.

Пренебрегая сопротивлением качению и сопротивлением встречного потока воздуха, можно считать, что

$$\sum P_T = M_a g \varphi_g = G \varphi_g, \quad (12.12)$$

где φ_g – коэффициент сцепления шин машины с дорогой (для асфальтобетонного шоссе $\varphi_g = 0,6$).

Тогда приведенные массы одной тележки стэнда для диагностирования передних $m_{сп}$ и задних $m_{сз}$ колес, кг, соответственно

$$m_{сп} = \frac{M_{п} \varphi}{2\varphi_g}; \quad (12.13)$$

$$m_{сз} = \frac{M_{з} \varphi}{2\varphi_g}, \quad (12.14)$$

где $M_{п}$ и $M_{з}$ – массы машины, приходящиеся на переднюю и заднюю оси, кг.

Моменты инерции вращающихся масс одной тележки стэнда

$$J_{п} = \frac{M_{п} \varphi R_k^2}{2\varphi_g} - \frac{J_{кп} R_p^2}{R_k^2}; \quad (12.15)$$

$$J_{з} = \frac{M_{з} \varphi R_k^2}{2\varphi_g} - \frac{J_{кз} R_p^2}{R_k^2}, \quad (12.16)$$

где $J_{п}$ и $J_{з}$ – моменты инерции передних и задних колес, находящихся на одной тележке стэнда в процессе диагностирования машины.

Поскольку стэнд с изменяющимся моментом инерции масс изготовить сложно, момент инерции следует выбирать по большему значению. Если стэнд предназначен для диагностирования нескольких моделей машин, момент инерции выбирают для наиболее тяжелой. Это позволит обеспечить более высокую точность измерения тормозного пути.

После расчета момента инерции задают кинематику стэнда и определяют основные размеры инерционных масс. На инерционном

стенде проверки тормозов конечная скорость разгона автомобиля составляет 42–45 км/ч. При пуске электродвигателя на его вал действует приведенный момент от сил сопротивления качению колес по роликам, момент сопротивления холостого хода стенда, моменты от сил инерции маховиков, роликов стенда и колес. Электродвигатель инерционного роликового стенда выбирается по величине пускового момента на его валу:

$$M_{\text{эл}} = \left(\frac{G_{\text{к}}}{\cos \alpha} \right) \left(\frac{f_{\text{п}} Z_{\text{к}} R_{\text{п}}}{i_{\text{пз}} \eta_{\text{пз}}} \right) + M_{\text{хх}} + \left(J_{\text{т}} Z_{\text{т}} i_{\text{мз}}^2 + \frac{J_{\text{п}} Z_{\text{п}}}{i_{\text{пз}}^2 \eta_{\text{пз}}} + \frac{J_{\text{к}} Z_{\text{к}} R_{\text{п}}^2}{i_{\text{пз}}^2 R_{\text{к}}^2 \eta_{\text{пз}}} \right) \frac{i_{\text{пз}} V}{R_{\text{п}} t_{\text{п}}}, \quad (12.17)$$

где $G_{\text{к}}$ – сила веса, приходящаяся на одно колесо, Н;

$\eta_{\text{пз}}$ – КПД передачи, связывающей электродвигатель с роликами;

$M_{\text{хх}}$ – момент сопротивления холостого хода стенда, приведенный к валу электродвигателя;

$i_{\text{пз}}$ – передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель;

$i_{\text{мз}}$ – передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель;

$J_{\text{м}}, J_{\text{п}}, J_{\text{к}}$ – моменты инерции маховика, ролика, одинарного колеса машины соответственно;

$Z_{\text{м}}, Z_{\text{п}}, Z_{\text{к}}$ – число маховиков, роликов и колес, раскручиваемых одним электродвигателем;

V – линейная скорость движения автомобиля, м/с;

$t_{\text{п}}$ – время разгона автомобиля, с.

Сила веса, приходящаяся на одно колесо:

$$G_{\text{к}} = \frac{M_i g}{2}, \quad (12.18)$$

где M_i – масса, приходящаяся на задние или передние колеса машины, кг;

g – ускорение свободного падения.

Предварительные расчеты показали, что момент сопротивления холостого хода стенда составляет около 2 % от общего момента и им можно пренебречь.

Передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель:

$$i_{рз} = \frac{n_3 R_p}{2,65V}, \quad (12.19)$$

где $n_3 = 750, 1000, 1500$ или 3000 – синхронная частота ротора электродвигателя, мин^{-1} .

Передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель:

$$i_{мэ} = i_{рз} i_{мр}, \quad (12.20)$$

где $i_{мр}$ – передаточное число передачи, связывающей инерционные массы и ролики. Как правило, ролики соединяются с маховиками масс ускоряющей передачей $i_{мр} = 0,3-0,5$.

Время разгона должно быть как можно меньше. Для практических расчетов $t_p = 3,0-4,0$ с.

При выборе электродвигателя инерционного стенда следует учесть, что на нем может диагностироваться машина с тормозами, затянутыми после выполнения ремонтных и регулировочных работ. Незначительная затяжка тормозов может быть незаметна, однако электродвигатель будет перегружаться.

Степень нагрузки двигателя можно определить с учетом следующих допущений:

- машина, у которой затяжка тормозов обнаруживается водителем, на стенд не устанавливается;
- минимальная перетяжка обнаруживается при разгоне автомобиля на прямой передаче, когда тяговое усилие уменьшается более чем на 25 %.

С учетом этого дополнительная сила сопротивления вращению роликов P, H , за счет перетяжки тормозов

$$P = \frac{0,25M_{дв} i_o}{\eta_{тр} R_k}, \quad (12.21)$$

где $M_{дв}$ – момент, развиваемый двигателем диагностируемого автомобиля, $\text{H}\cdot\text{м}$.

Формула для вычисления пускового момента будет иметь вид:

$$M_{\text{эп}} = \left(\frac{G_{\text{к}}}{\cos \alpha} \right) \left(\frac{f_{\text{п}} Z_{\text{к}} R_{\text{п}}}{i_{\text{пз}} \eta_{\text{пз}}} \right) + M_{\text{хх}} + \left(J_{\text{т}} Z_{\text{т}} i_{\text{мз}}^2 + \frac{J_{\text{п}} Z_{\text{п}}}{i_{\text{пз}}^2 \eta_{\text{пз}}} + \frac{J_{\text{к}} Z_{\text{к}} R_{\text{п}}^2}{i_{\text{пз}}^2 R_{\text{к}} \eta_{\text{з}}} \right) \frac{i_{\text{пз}} V}{R_{\text{п}} t_{\text{п}}} + 0,25 \frac{M_{\text{дв}} i_{\text{о}} R_{\text{п}}}{\eta_{\text{тр}} R_{\text{к}} i_{\text{пз}} \eta_{\text{пз}}}. \quad (12.22)$$

Если в справочнике отсутствуют данные по пусковому моменту, выбор электродвигателя можно произвести по его мощности N , кВт:

$$N = \frac{M_{\text{эп}} n_{\text{с}}}{9740K}, \quad (12.23)$$

где K – отношение начального пускового момента к номинальному (для большинства асинхронных двигателей серии 4А $K = 1,2-1,4$).

Главным достоинством инерционных стенов проверки тормозов является имитация дорожных условий работы тормозных механизмов автомобиля. К недостаткам следует отнести громоздкость, большую металлоемкость, большую мощность приводных электродвигателей.

Более компактны и менее энергоемки силовые стенды. Принцип их действия заключается в принудительном прокручивании затормаживаемого колеса с одновременным измерением тормозной силы. Линейная скорость вращения роликов составляет 2–6 км/ч.

В качестве примера конструктивного исполнения на рис. 12.6 приведена кинематическая схема стенда, предназначенного для диагностирования тормозов автомобилей силовым методом.

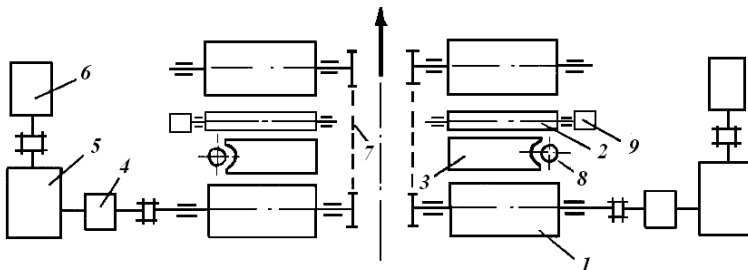


Рис. 12.6. Схема силового стенда проверки тормозов:

- 1 – ролик; 2 – антиблокировочный ролик; 3 – подъемник;
- 4 – датчик тормозной силы; 5 – редуктор; 6 – электродвигатель;
- 7 – цепная передача; 8 – колесоотбойник; 9 – датчик скорости

Особенностью расчета силового стенда является подбор редуктора и приводного электродвигателя.

Передаточное число редуктора

$$i_p = \frac{0,377n_c R_p}{V}, \quad (12.24)$$

где V – линейная скорость движения автомобиля на стенде, км/ч ($V = 4-6$ км/ч);

R_p – радиус роликов стенда, м.

Мощность электродвигателя выбирается из условия обеспечения вращения роликов при максимальной затормаживающей силе P_T , Н:

$$P_T = \frac{G_k}{\cos \alpha} (\varphi + f_p), \quad (12.25)$$

где φ – коэффициент сцепления материала шины с роликами стенда ($\varphi = 0,56$);

f_p – коэффициент трения качения колеса по роликам стенда ($f_p = 0,03$).

С учетом КПД редуктора мощность электродвигателя N , кВт:

$$N = \frac{G_k}{\cos \alpha} (\varphi + f_p) \frac{R_p n_p}{9740 \eta_p i_p}, \quad (12.26)$$

где η_p – КПД редуктора.

С учетом мощности электродвигателя подбирают редуктор и уточняют линейную скорость движения машины (в пределах 2–6 км/ч).

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Классификация стендов для диагностирования тормозных систем.
3. Принципиальная схема инерционного и силового стендов диагностирования тормозов.

4. Схема опорно-приводного устройства роликовых тормозных стендов.
5. Результаты расчета основных параметров тормозных стендов.
6. Выводы.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются тормозные стенды?
2. Каковы параметры диагностирования тормозных систем машин?
3. Как классифицируются параметры диагностирования тормозных систем?
4. Каковы диагностические параметры стендовых испытаний тормозов?
5. Какие методы используются для испытания тормозов?
6. Каков принцип работы деселерометра?
7. Каков принцип действия платформенного стенда проверки тормозов?
8. Каковы преимущества и недостатки инерционных тормозных стендов?
9. Каковы преимущества и недостатки силовых тормозных стендов?
10. При какой скорости колес осуществляется проверка тормозов на инерционном стенде?

Практическая работа № 13

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ РЕМОНТЕ МАШИН

Цель работы: закрепить знания о составе, содержании и порядке разработки проектной документации, получить практические навыки по разработке задания на проектирование приспособлений, используемых при ремонте машин.

Магистрант должен знать: состав, порядок разработки и содержание проектной документации на проектирование новых, модернизацию существующих приспособлений, используемых при ремонте машин.

Магистрант должен уметь: составлять задание на разработку проектов новых, модернизацию существующих приспособлений, используемых при ремонте машин.

Общие сведения

Классификация и область применения приспособлений для ремонта машин

Приспособлениями называют вспомогательные устройства, используемые для выполнения технологических операций восстановления деталей, разборочно-сборочных, контрольно-регулирующих и дефектовочных работ, повышающие производительность и облегчающие условия труда. Разнообразие выполняемых работ по механической обработке при относительно небольшой программе даже в крупных ремонтных предприятиях требует использования в основном универсального оборудования и применения большого числа специальных приспособлений и инструмента.

Использование различных приспособлений при ремонте машин позволяет повысить производительность труда, улучшить качество продукции ремонтных предприятий, расширить технологические возможности оборудования, облегчает условия труда ремонтников, повышает безопасность их работы.

В зависимости от назначения приспособления условно делят на следующие виды:

– *станочные приспособления* предназначены для установки и закрепления обрабатываемых заготовок или восстанавливаемых деталей на различных станках. К этой группе можно отнести приспособления специального назначения (для восстановления деталей давлением, наплавкой, металлизацией и др.);

– *приспособления для установки и закрепления рабочего инструмента* – патроны, сверлильные головки, резцедержатели, накатки;

– *разборочно-сборочные приспособления*, предназначенные для крепления базовых деталей (блоков цилиндров, картеров, рам); разбираемого или собираемого объекта ремонта; правильной установки деталей или узлов при сборке; предварительного деформирования собираемых упругих элементов (пружин, рессор, поршневых колец); запрессовки (распрессовки), клепки и других операций, требующих приложения больших усилий;

– *контрольные приспособления*, предназначенные для контроля деталей при дефектации, после и во время восстановления их, а также для регулировки и контроля правильности сборки узлов механизмов и агрегатов;

– *приспособления для захвата, перемещения и перевертывания деталей, узлов, агрегатов и машин* (кантователи, захваты), широко применяемые на ремонтных предприятиях.

Все приспособления делятся на универсальные, специализированные и специальные.

Универсальные приспособления используются для установки и закрепления заготовок и деталей, различных по форме и размерам. Они, в свою очередь, могут быть стандартными (патроны, планшайбы, машинные тиски и т. п.), приобретаемыми в готовом виде, и специальной конструкции – создаваться на предприятии, где их предполагают эксплуатировать, или в специальных конструкторских бюро (СКБ).

Специализированные приспособления выполняются на базе универсальных и имеют дополнительные или сменяемые наладочные устройства, состоящие из установочных элементов и зажимающих узлов. Их целесообразно применять в условиях серийного производства, т. к. их легко переналаживать для выполнения различных операций.

Специальные приспособления предназначены для выполнения определенных операций в условиях массового и крупносерийного производства.

По степени механизации и автоматизации приспособления делятся на ручные, механизированные и автоматические. Механизированные приспособления с пневматическим и пневмогидравлическим приводом наиболее распространены на ремонтных предприятиях.

Основные узлы и детали приспособлений:

– *установочные устройства* предназначены для правильной установки (расположения) обрабатываемых (восстанавливаемых) деталей относительно режущего инструмента или собираемых деталей при сборке. Детали установочных устройств (штыри, пластины, призмы) выбирают по государственному стандарту или по нормам машиностроения;

– *зажимающие устройства* бывают простые (винтовые, клиновые, эксцентриковые, рычажные, рычажно-шарнирные зажимы) и комбинированные (эксцентрикоребражные и винторычажные прихваты), а также подразделяются на ручные, механизированные и автоматизированные. Ручное устройство – это индивидуальный зажимной винт, предназначенный для создания рабочим усилия до 150 Н. Механизированные устройства работают от привода, включаемого и выключаемого рабочим. Автоматизированные устройства приводятся в действие перемещающимися столами, суппортами, центробежными силами вращающихся масс или движущимися частями конвейеров. Зажим и раскрепление изделия происходит без участия рабочего;

– *поворотные делительные устройства* применяются в многопозиционных и многоместных приспособлениях для поворота и фиксации в определенном положении части приспособления с закрепленными в нем обрабатываемыми деталями или разбираемыми (собираемыми) узлами и агрегатами. Делительные устройства состоят из диска, закрепляемого на поворотной части приспособления, и фиксатора. По конструкции фиксаторы могут быть шариковыми, пальцевыми и откидными. Их параметры даются в справочниках. В разборочно-сборочных приспособлениях чаще всего используют откидные фиксаторы;

– *детали для направления инструмента* – кондукторные втулки (постоянные, быстросменные и сменные) и копиры для обработки фасонных поверхностей. Их часто устанавливают в постоянные или съемные кондукторные плиты. Съемные плиты могут быть откидными или не имеющими с корпусом постоянной связи;

– *корпус* – базовая деталь приспособления;

– *приводы* могут быть ручными и механизированными (пневматические, гидравлические, электрические, магнитные, электромагнитные, вакуумные и др.).

Этапы проектирования приспособлений

Для проектирования приспособлений необходимо располагать:

- рабочими чертежами восстанавливаемой детали или сборочными чертежами узлов; схемой базирования и закрепления детали в приспособлении;
- технологическим процессом восстановления детали или разборки (сборки) узла или агрегата;
- размерами и сведениями о форме посадочных мест оборудования, на котором приспособление будет устанавливаться;
- справочными материалами и альбомами чертежей аналогичных приспособлений.

Проектирование приспособлений состоит из пяти этапов:

1. Описывается назначение конструкции и технические условия (исходные данные на проектирование), дается обзор существующих конструкций, предлагается обоснование выбора разрабатываемой.

2. Разрабатывается принципиальная схема приспособления. Для этого, ознакомившись по ремонтному чертежу детали или по чертежу сборочной единицы с формой, размерами, точностью и шероховатостью базовых поверхностей, определяют тип и размер установочных элементов, их количество и взаимное положение. Находят место приложения и вычисляют значение сил зажима деталей или узлов (агрегатов) в приспособлении. С учетом времени, отведенного на закрепление, а также типа приспособления выбирают тип зажимного устройства.

3. Разрабатывается конструкторская схема приспособления – выполняется эскизная компоновка и подбираются конструкция и размеры основных деталей приспособления. При необходимости прибегают к кинематическому расчету, расчету гидравлических, пневматических или электрических приводов, а также выполняют расчеты на прочность и точность отдельных деталей и соединений. Конструкцию и размеры необходимых вспомогательных устройств подбирают с помощью нормалей и стандартов.

4. Разрабатывается общий вид приспособления. Сначала наносят в штрихпунктирных линиях контуры узла, агрегата или восстанов-

ливаемой детали. Разработка чертежа общего вида ведется методом последовательного нанесения отдельных элементов приспособления вокруг контуров изделий. Рекомендуется сначала вычерчивать установочные детали, затем зажимные устройства и вспомогательные детали, после этого легче определить контуры корпуса приспособления. Далее вычерчивают другие проекции приспособления, приводят необходимые сечения и разрезы, чтобы отобразить работу приспособления и взаимодействие отдельных его частей.

5. Выполняются экономические расчеты для обоснования целесообразности изготовления и эксплуатации приспособления.

При сравнении двух вариантов конструкций приспособления следует определить годовую программу выпуска деталей (узлов, агрегатов) N , при которой оба варианта с точки зрения экономики будут равноценны. Значение N определяется по формуле

$$N = \frac{C_b - C_a}{\left(A + \frac{q}{100}\right)(P_a - P_b)\left(1 + \frac{H}{100}\right)}, \quad (13.1)$$

где C_a и C_b – себестоимость изготовления приспособления по вариантам a и b , руб.;

A – срок амортизации приспособлений, годы (для обоих вариантов принимается одинаковым);

q – годовые расходы, связанные с амортизацией приспособления (ремонт, регулировка и т. п.), % ($q = 20$ %);

P_a и P_b – зарплата за обработку одной заготовки при использовании рассматриваемых приспособлений, руб.;

H – накладные расходы в процентах к зарплате станочника (слесаря).

Если программа восстановления деталей больше, чем рассчитанная по формуле, то экономичнее применять приспособление по варианту b , и наоборот.

Методические указания

Примерные расчеты сил зажима зажимных устройств

Зажимные устройства подразделяются на элементарные и комбинированные. Элементарные зажимные устройства – это простейшие механизмы, используемые для закрепления заготовок или

исполняющие роль промежуточных звеньев в более сложных зажимных системах. К элементарным зажимным устройствам относятся винтовые, эксцентриковые, клиновые, рычажные, реечно-рычажные и др.

Комбинированные зажимные устройства представляют собой сочетание элементарных зажимов различных типов, например винто-клиновые, клинорычажные, винторычажные и др.

Для закрепления заготовок с плоской базовой поверхностью при обработке на шлифовальных кругах пользуются магнитными, электромагнитными устройствами, которые надежны и просты в управлении. При обработке на токарных, револьверных, шлифовальных и других станках широко применяют центрирующе-зажимные устройства: кулачковые патроны, цанги, оправки, мембранные патроны.

Для облегчения труда рабочего и обеспечения более быстрого и надежного закрепления заготовок используют силовые сборочные единицы зажимных устройств – поршневые пневмоприводы, пневмокамеры с упругими диафрагмами, поршневые гидроприводы, пневмогидравлические приводы, электроприводы.

Винтовые зажимы (рис. 2.1, а) применяют в качестве самостоятельного зажимного устройства с ручным закреплением. Момент на винте с гайкой (рукоятке) для обеспечения необходимой силы закрепления Q определяют по формуле

$$M = Q \frac{r_{\text{cp}} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{f}{3}(D_3 - d_3)}{D_3 - d_3}, \quad (13.2)$$

где r_{cp} – средний радиус резьбы, мм;

α – угол подъема резьбы, град.;

φ – приведенный угол трения, град.;

f – коэффициент трения;

D_3 – диаметр опорной поверхности гайки, мм;

d_3 – диаметр резьбы, мм.

Приблизительно $M = 0,22dQ$. Усилие на рукоятке не должно превышать 150 Н.

Эксцентриковые зажимы (рис. 13.1, б) быстродействующие, но они уступают винтовым по силе зажима. Момент на рукоятке для обеспечения силы закрепления Q определяют по формуле

$$M = Q [R \sin \varphi + \rho + e \sin (\alpha + \varphi)], \quad (13.3)$$

где ρ – радиус круга трения цапфы, мм ($\rho = rf$);
 f – коэффициент трения в цапфе;
 e – эксцентриситет эксцентрика;
 R – радиус эксцентрика, мм.

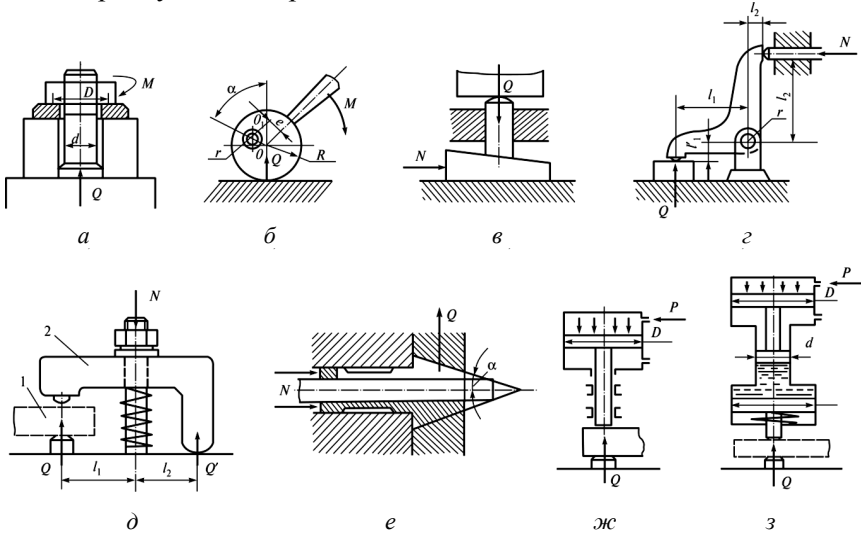


Рис. 13.1. Конструкторские схемы зажимных элементов:
 a – винтовой зажим; b – эксцентриковый зажим; $в$ – клиновой зажим;
 $з$ – рычажный зажим; d – винтовой прихват; e – цанговый зажим;
 $ж$ – пневматический усилитель; $з$ – гидравлический усилитель

Клиновые зажимы (рис. 13.1, $в$) используют как промежуточное звено в комбинированных зажимных устройствах. Эти зажимы позволяют увеличивать и изменять направление передаваемой силы, они компактны и просты в изготовлении. Необходимую силу N для перемещения клина определяют по формуле

$$N = Q \operatorname{tg} (\alpha + 2\varphi). \quad (13.4)$$

Рычажные зажимы (рис. 2.1, $з$) применяют в сочетании с другими элементарными зажимами. Силу на штоке N в зависимости от необходимой силы зажима при $l_2 > l_1$ определяют по формуле

$$N = \frac{l_1 + l_1 f_1 + 0,96\rho}{l_2 - l_2 f_2 - 0,4\rho}, \quad (13.5)$$

где l_1 и l_2 – плечи прихвата, мм;

f_1 и f_2 – коэффициенты трения в местах упора и зажима.

Винтовой прихват (рис. 13.1, д) с рычагом для закрепления заготовки – это сочетание рычага и винтового зажима. Силу зажима Q определяют по формуле

$$Q = \frac{Nl_2}{l_1 + l_2}, \quad (13.6)$$

где N – сила прижима рычага гайкой, Н.

Цанговый зажим (рис. 13.1, е) относится к группе центрирующе-зажимных элементов. Необходимую силу осевой подачи N цанги при отсутствии упора определяют по формуле

$$N = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (13.7)$$

где α – угол трения, град.

Поршневые пневматические устройства бывают двухстороннего действия (рис. 13.1, ж), когда перемещение поршня в обе стороны происходит от сжатого воздуха, и одностороннего действия, когда обратный ход поршня осуществляется под давлением пружины.

Диаметр поршня в первом случае определяется по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi r \eta}}, \quad (13.8)$$

а во втором – по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4(Q + P_{\text{пр}})}{\pi r \eta}}, \quad (13.9)$$

где D – диаметр цилиндра, мм;

p – давление сжатого воздуха, МПа ($p = 0,4\text{--}0,6$ МПа);

η – КПД поршневого цилиндра ($\eta = 0,85\text{--}0,9$);

$P_{\text{пр}}$ – сила на преодоление сопротивления возвратной пружины, Н.

На рис. 13.1, з приведена схема гидравлического усилителя. Сжатый воздух из цеховой сети поступает в пневмоцилиндр диаметром D . Поршень меньшего диаметра d , сидящий на одном штоке с поршнем этого цилиндра, сжимает масло. На поршень D_1 гидроусилителя действует удельное давление, превышающее давление воздуха в пневмосети на значение D/d .

Значительным преимуществом применения гидроусилителей является отсутствие сложной системы гидропривода.

Расчет усилий, возникающих при разборке (сборке) резьбовых соединений

В результате износа резьб значение усилий при разборке резьбовых соединений с гарантированным натягом в 1,2–2,5 раза выше, чем при сборке.

Для определения момента отвинчивания $M_{\text{отв}}$, Н·м, гайки или винта используется формула

$$M_{\text{отв}} = (1,2 - 2,5) F \frac{d_1}{2} \left[f \frac{d_T}{d_2} + \text{tg}(\varphi - \alpha) \right], \quad (13.10)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

d_T – диаметр опорной поверхности гайки (винта), мм ($d_T = 1,4d$);

f – коэффициент трения в резьбе и на торце гайки;

φ – угол трения, град.;

α – угол подъема резьбы, град.;

F – осевая сила на винте, Н;

$$F = \frac{\pi d^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (13.11)$$

где d – наружный диаметр резьбы, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм².

Из технологических средств для разборки и сборки резьбовых соединений наиболее часто используется ручной универсальный инструмент (ключи гаечные открытые, ключи гаечные закрытые, ключи комбинированные, ключи с внутренним и наружным шестигранником, ключи разводные).

Гаечные ключи изготавливают из стали марок не ниже 40Х. После окончательной термической обработки твердость ключей должна находиться в пределах 45 HRC. Ключи должны иметь хромовое, фосфатное, цинковое или оксидное покрытие. Длина рукоятки ключа $l = (15-20)d$, где d – номинальный диаметр резьбы гайки. Зазор между губками ключа и гайкой должен быть в пределах 0,1–0,2 мм.

Производительность сборки резьбовых соединений зависит от типа сборочных инструментов. Время заворачивания крепежных деталей обычным гаечным ключом сокращается в 2–3 раза при использовании трещоточных ключей и в 3–5 раз при использовании торцевых коловороточных ключей. В конструкцию трещоточных ключей входит встроенный в корпус храповой механизм, благодаря чему момент от рукоятки к гайке передается только в одном направлении. Это исключает необходимость перестановки ключа во время работы.

Затяжку резьбовых соединений с контролем момента выполняют с использованием предельных и динамометрических ключей.

Предельные ключи имеют в конструкции муфту, рассчитанную на передачу определенного момента. Существует множество конструкций предельных ключей, отличающихся друг от друга в основном конструкцией предельной муфты: со срезающимся штифтом, с шариковой муфтой, со звездочкой, с фрикционной муфтой, с ломающейся ручкой, с наклонными зубьями и др.

Предельный ключ с шариковой муфтой (рис. 13.2, а) состоит из корпуса 8 с приваренной к нему рукояткой 9 и диска 3, в пазы которого заложены три шарика 4. Диск прижат к корпусу 8 гайкой 10 и с помощью штифта 2 жестко соединен со стержнем 7, передающим вращение на сменную головку 1 ключа. При достижении заданного момента затяжки под действием возникающей силы шарики 4 выжимаются из пазов диска 3 вверх, в результате чего пружина 5 сжимается, происходит отсоединение диска 3 от корпуса 8 и ключ работает вхолостую. На заданный момент затяжки ключ настраивают изменением затяжки пружины 5 регулировочными гайками 6.

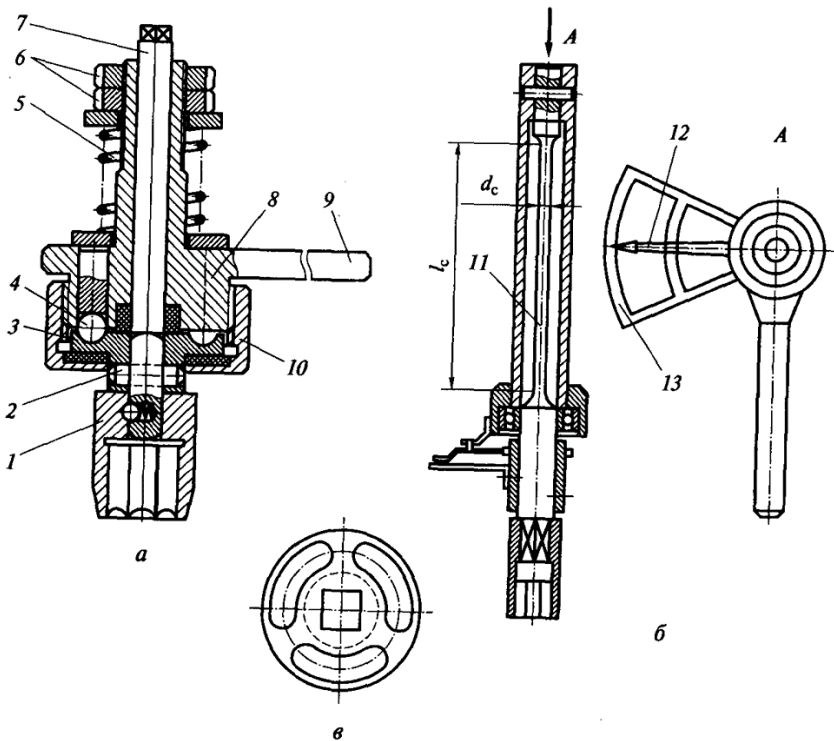


Рис. 13.2. Конструкции ключей с устройствами регулирования прилагаемого момента:

- a* – предельный ключ; *б* – динамометрический ключ; *в* – диск;
 1 – сменная головка; 2 – штифт; 3 – диск; 4 – шарик; 5 – пружина;
 б – регулировочные гайки; 7 – стержень; 8 – корпус; 9 – рукоятка;
 10 – гайка; 11 – упругий стержень; 12 – стрелка; 13 – шкала;
 l_c – длина расчетной части упругого стержня; d_c – диаметр упругого стержня

Силу прижатия пружины шариковой муфты F , Н, для передачи момента M_3 , Н·м, определяют по формуле

$$F = \frac{2M_3}{d_{cp}} \operatorname{tg}(\alpha - \varphi), \quad (13.12)$$

где d_{cp} – средний диаметр расположения шариков, м;
 α – угол контакта шариков с пазами диска, град.;
 φ – угол трения, град. ($\varphi = 2-5^\circ$).

Динамометрические ключи отличаются тем, что имеют в конструкции специальный преобразователь, благодаря которому упругая энергия деформации какого-либо элемента ключа преобразуется в показания прибора. Существуют конструкции динамометрических ключей с упругим стержнем, торсионным стержнем, спиральной пружиной, гидравлическим преобразователем и т. д.

На рис. 13.2, б приведен динамометрический торцевой торсионный ключ, в котором момент определяют по углу закручивания упругого стержня *11*, который отсчитывается по шкале *13* с помощью стрелки *12*.

Крутящий момент на рукоятке ключа M_3 , Н·м, и угол φ_c закручивания стержня связаны зависимостью

$$\varphi_c = \frac{M_3 l_c}{G J_p} \frac{\pi}{180}, \quad (13.13)$$

где l_c – длина расчетной части упругого стержня, м;

G – модуль сдвига материала стержня, Н/м² ($G = 8 \cdot 10^{10}$ Н/м²);

J_p – полярный момент инерции сечения стержня, м⁴:

$$J_p = \frac{\pi d_c^4}{32}, \quad (13.14)$$

где d_c – диаметр упругого стержня, м.

Предельные и динамометрические ключи в процессе использования периодически тарируются. Наиболее просто тарировать ключи на установках с помощью грузов. Тарируемый ключ устанавливают на кронштейне, а требуемые моменты затяжки создают соответствующими грузами.

В качестве средств механизации и автоматизации сборки резьбовых соединений применяют ручное оборудование, механизированные установки, полуавтоматы и автоматы. Соответствующие средства сборки выбирают в зависимости от качества собираемых изделий, их массы и размеров, программы ремонта и других факторов. Широко применяют ручные средства: гайковерты, винтоверты, шпильковерты, шуруповерты и др. Достоинствами этого оборудования являются простота обслуживания, надежность, достаточная точность затяжки, мобильность. В качестве привода этих средств используют пневматические и электрические двигатели.

Для облегчения работы ручные гайковерты подвешивают на пружинных блоках. Гайковерты, предназначенные для работы с резьбовыми соединениями большого диаметра и рассчитанные на передачу большого момента, монтируют на тележках или специальных стационарных направляющих.

Схема гайковерта для отвинчивания и завинчивания гаек стремянок рессор грузовых автомобилей представлена на рис. 13.3.

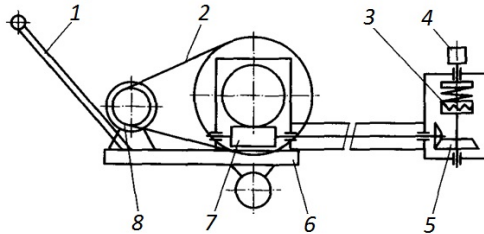


Рис. 13.3. Схема гайковерта для отвинчивания и завинчивания гаек стремянок рессор грузовых автомобилей:

- 1 – поручень; 2 – ременная передача; 3 – кулачковая муфта;
- 4 – торцевая головка; 5 – коническая зубчатая передача;
- 6 – тележка; 7 – червячный редуктор; 8 – электродвигатель

Силовой механизм гайковерта состоит из реверсивного электродвигателя 8, ременной передачи 2 и червячного редуктора 7. Выходной вал редуктора через коническую зубчатую передачу 5 и предохранительную кулачковую муфту 3 передает вращающий момент на сменную торцевую головку 4. Регулировка величины момента, передаваемого муфтой, осуществляется путем изменения затяжки ее пружины. Вся конструкция монтируется на тележке 6. Перемещение механизма гайковерта осуществляется вручную, воздействуя на поручень 1 тележки.

При расчете гайковерта определяют мощность на торцевой головке N_r , Вт:

$$N_r = \frac{M_3 \pi n_r}{30}, \quad (13.15)$$

где M_3 – момент отвинчивания (завинчивания) гайки, Н·м;

n_r – частота вращения торцевой головки, мин^{-1} ($n_r = 40\text{--}70 \text{ мин}^{-1}$).

Определяют требуемую мощность электродвигателя $N_{\text{дв}}$, Вт:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{г}}}{\eta_{\Sigma}}, \quad (13.16)$$

где η_{Σ} – КПД всего привода, равный произведению КПД червячного редуктора, ременной передачи, конической передачи, кулачковой муфты и подшипников привода.

По известному значению передаваемого на гайку момента завинчивания (отвинчивания) M_3 и частоте вращения выходного вала $n_p = 40\text{--}70 \text{ мин}^{-1}$ подбирают червячный редуктор, а по передаточному отношению редуктора – электродвигатель гайковерта. Далее определяют передаточное отношение ременной передачи $i_{\text{рп}}$:

$$i_{\text{рп}} = \frac{n_3}{\eta_{\text{г}} i_{\text{ч}}}, \quad (13.17)$$

где $i_{\text{ч}}$ – передаточное отношение червячного редуктора.

После этого рассчитывают ременную передачу и подбирают кулачковую муфту.

При сборке резьбовых соединений с помощью ударно-вращательных импульсов используют гайковерты инерционно-ударного действия. По сравнению с гайковертами вращательного действия в ударных гайковертах момент от приводного двигателя передается не постоянно, а в виде серии ударно-вращательных импульсов, что позволяет использовать приводные двигатели меньшей мощности и, соответственно, создавать легкие и малогабаритные гайковерты. Отсутствие реактивного момента на корпусе при работе ударных гайковертов позволяет применять их для сборки соединений больших размеров. Вместе с тем ударные гайковерты имеют низкую долговечность, при их работе наблюдается повышенный уровень вибраций и шума.

В зависимости от частоты создаваемых импульсов различают ударные, редкоударные (до 3 ударов в секунду) и частоударные (16–40 ударов в секунду) гайковерты. Редкоударные гайковерты в сопоставлении с другими гайковертами имеют большую энерго-

емкость (в 10 раз и более), меньшую массу (на 20–40 %), более высокий КПД (в 2–5 раз); двигатели для этих гайковертов за счет увеличения времени разгона могут иметь меньшую мощность (на 15–35 %).

Схема ударно-импульсного гайковерта для отворачивания и заворачивания гаек колес грузовых автомобилей приведена на рис. 13.4.

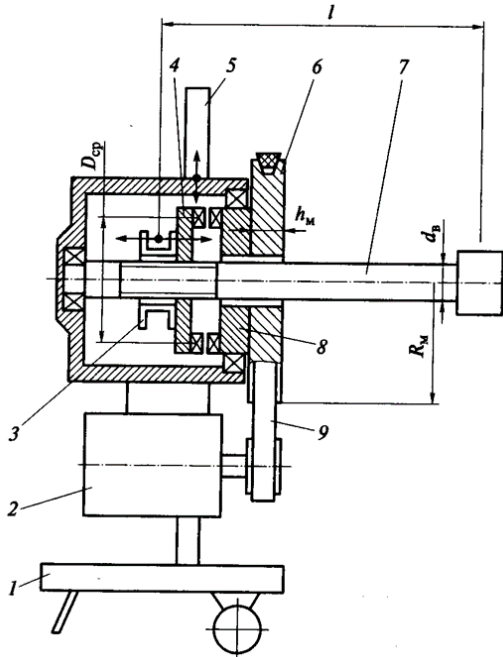


Рис. 13.4. Схема ударно-импульсного гайковерта:

1 – тележка; 2 – электродвигатель; 3 – вилка включения кулачковой муфты;
4, 8 – полумуфты; 5 – стойка; 6 – маховик; 7 – вал; 9 – ременная передача;

D_{cp} – средний диаметр кулачков муфты; l – длина вала гайковерта;
 h_m – толщина маховика; d_b – диаметр вала гайковерта; R_m – радиус маховика

Гайковерт представляет собой механизм, смонтированный на стойке 5 тележки 1 с возможностью вертикального перемещения. Вращение передается на вал 7 механизма гайковерта от электродвигателя 2 через ременную передачу 9 и кулачковую муфту, состоящую из полумуфт 4 и 8. Включение муфты осуществляется перемещением подвижной полумуфты 4 по шлицам вала 7. Первоначально маховик 6 раскручивают при помощи электродвигателя при отключенной кулачковой муфте. После этого перемещением

подвижной полумуфты 4 по шлицам вала 7 включают кулачковую муфту, и накопленная кинетическая энергия маховика ударным импульсом передается на вал 7. Управление вилкой 3 включения муфты может осуществляться вручную или при помощи электромагнитного устройства.

Расчет ударно-импульсного гайковерта проводится в следующей последовательности [16]. По известным значениям момента затяжки (отворачивания) резьбового соединения определяют диаметр вала гайковерта и параметры сцепной кулачковой муфты. С учетом длины вала гайковерта определяют угол поворота маховика в процессе затяжки гайки, замедление маховика и его момент инерции. Исходя из конфигурации маховика рассчитывают его геометрические размеры, затем определяют мощность приводного электродвигателя.

Диаметр вала гайковерта d_b , м, определяют из расчета на кручение:

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16M_3}{\pi[\tau]}}, \quad (13.18)$$

где M_3 – момент затяжки (отворачивания) резьбового соединения, Н·м;
 $[\tau]$ – допустимое касательное напряжение материала вала, Н/м²
 (по аналогии с расчетом трансмиссионных валов $[\tau] = (20-30) \cdot 10^6$ Н/м²).

Полученное расчетное значение диаметра вала округляют до ближайшего из стандартного ряда диаметров по ГОСТ 6636–69 «Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры»: 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 мм.

По значениям передаваемого муфтой момента M_3 и диаметра вала подбирают кулачковую муфту.

Частоту вращения маховика считают равной наибольшей частоте вращения, при которой допускается включение кулачковой муфты на ходу, n_m , мин⁻¹:

$$n_m = \frac{60v_{cp}}{\pi D_{cp}}, \quad (13.19)$$

где v_{cp} – допустимая окружная скорость включения кулачковой муфты, м/с ($v_{cp} \leq 1$ м/с);

D_{cp} – средний диаметр кулачков, м.

Угловая скорость маховика ω , рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n_M}{30}. \quad (13.20)$$

Момент инерции маховика J , кг·м²:

$$J = \frac{10M_{\text{э}}}{\varepsilon}, \quad (13.21)$$

где ε – угловое ускорение (замедление) маховика, рад/с²:

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi_M}, \quad (13.22)$$

где φ_M – угол поворота маховика в процессе передачи момента на ключ гайковерта, рад.

Приближенно φ_M , рад, можно определить по углу закручивания вала гайковерта

$$\varphi_M = K\varphi_B, \quad (13.23)$$

где K – коэффициент ($K = 10\text{--}15$);

φ_B – угол закручивания вала гайковерта:

$$\varphi_B = \frac{M_{\text{э}}l}{GJ_p}, \quad (13.24)$$

где l – длина вала гайковерта, м ($l = 20d_B$);

G – модуль сдвига материала вала, Н/м² ($G = 8 \cdot 10^{10}$ Н/м²);

J_p – полярный момент инерции сечения вала, м⁴:

$$J_p = \frac{\pi d_B^4}{32}. \quad (13.25)$$

Инерционные массы изготавливают в виде набора стальных дисков. Радиус дисков составляет не более 0,3 м. Ширина набора дисков h_M , м. Предварительно задав форму и радиус R_M маховика, определяют ширину h_M маховика и его массу:

$$h_M = \frac{2J_M}{\pi K_M^4 \rho_M}, \quad (13.26)$$

где ρ_M – плотность материала маховика, кг/м³.

Мощность электродвигателя N , Вт, расходуется на раскручивание маховика и ротора электродвигателя, а также на преодоление потерь на опорах и ременной передаче:

$$N = \frac{N_p K_3}{\eta_p \eta_{\text{п}}^z}, \quad (13.27)$$

где N_p – мощность, необходимая для разгона, Вт;

K_3 – коэффициент запаса, учитывающий момент инерции ротора электродвигателя ($K_3 = 2-3$);

η_p – КПД ременной передачи ($\eta_p = 0,96-0,98$);

$\eta_{\text{п}}$ – КПД подшипника ($\eta_{\text{п}} = 0,99$);

z – число подшипников.

Мощность N_p , Вт, необходимая для разгона:

$$N_p = \frac{W_{\text{вр}}}{t}, \quad (13.28)$$

где $W_{\text{вр}}$ – энергия вращения маховика, Дж;

t – время разгона, с ($t = 0,1-0,2$ с).

Энергию вращения маховика определяют по формуле

$$W_{\text{вр}} = \frac{J\omega^2}{2}. \quad (13.29)$$

Далее рассчитывают ременную передачу и осуществляют подбор подшипников.

Расчет усилий, возникающих при разборке прессовых соединений с использованием съемников

Съемники широко используют при проведении ТО и ремонта автомобилей для снятия зубчатых колес, шкивов, звездочек, полу-муфт, колец шариковых подшипников и других деталей, установленных по посадкам с натягом.

Основными рабочими элементами съемников являются нагружатель 2 и захваты 3, смонтированные в корпусе 1 (рис. 13.5). По типу силового элемента съемники могут быть винтовые, эксцентриковые, рычажные, ударные, пневматические, гидравлические.

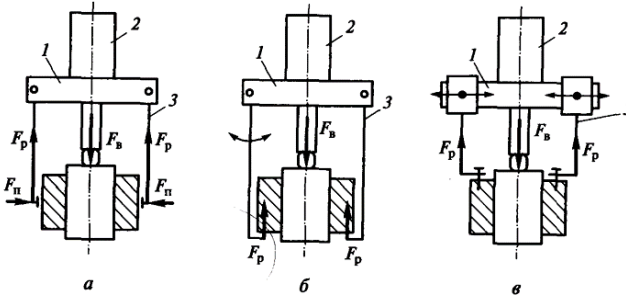


Рис. 13.5. Схемы съемников деталей:

1 – корпус; 2 – силовой элемент; 3 – захваты;

F_n – сила прижима захватов к детали;

F_p – растягивающая сила на захватах; F_B – сила выпрессовки

Наиболее распространенными съемниками являются винтовые, имеющие разнообразные конструкции. Основными деталями винтового съемника является силовой винт, ввернутый в траверсу (корпус), и захваты. Конструкция упорного торца винта должна быть согласована с конструкцией опорной поверхности детали. Обычно для этой цели используют пяты различной конструкции. Во избежание самопроизвольного расхождения захватов съемники часто дополняют устройствами для создания дополнительной силы прижима F_n захватов. Находят применение конструкции в виде хомута с винтом, рычажные механизмы, механизмы с конусом и т. п.

По способу закрепления захватов на демонтируемой детали съемники подразделяются на следующие основные типы:

- с фрикционным зажимом детали, захватывающие деталь за наружную или внутреннюю цилиндрические поверхности и стягивающие ее за счет силы трения между ней и съемником (рис. 13.5, а);

- с захватом детали или с упором в нее (рис. 13.5, б);

- закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали либо узла (рис. 13.5, в). Должны иметь конструкции захватов, согласованные с резьбовыми элементами демонтируемой детали.

Конструктивное исполнение корпусов съемников зависит от количества и способа соединения захватов с корпусом. Захват детали

производится двумя, тремя или большим количеством лапок или тяг. Чаще всего встречаются шарнирные конструкции (см. рис. 13.5, а, б), в которых захваты могут отклоняться на некоторый угол. В других конструкциях корпус выполняют в форме прямоугольной или одно-тавровой балки, по которой могут свободно перемещаться захваты (см. рис. 13.5, в). Такие съемники называют раздвижными.

При снятии деталей, требующих приложения больших усилий, применяют гидравлические съемники. Давление масла в приспособлениях создается при помощи ручных плунжерных насосов (рис. 13.6).



Рис. 13.6. Съемники с ручным плунжерным насосом

Винтовой съемник проектируется в следующем порядке:

- по известному значению силы выпрессовки рассчитывают геометрические параметры механизма нагружения;
- по известным геометрическим параметрам механизма нагружения и длины выпрессовки осуществляют конструирование захватов, корпуса и элементов для предупреждения срыва захватов (рис. 13.7);
- расчетом обосновывают полученные значения геометрических параметров корпуса и захватов.

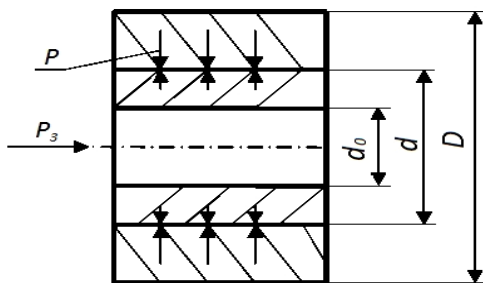


Рис. 13.7. Силы, действующие в сопряжении деталей с натягом

Максимальная сила запрессовки, необходимая для сборки прессового соединения с натягом, определяется по формуле

$$P_3 = f_3 P \pi d L, \quad (13.30)$$

где f_3 – коэффициент трения при запрессовке (при сборке прессованием $f_3 = 0,08-0,10$, при сборке с нагревом $f_3 = 0,12-0,14$);

P – удельное давление на поверхности контакта, Н/м^2 ;

d – диаметр охватываемой детали, м;

L – длина посадочного места, м.

В винтовых съемниках могут использоваться винты с метрической или трапецеидальной резьбой. Расчет винта с трапецеидальной резьбой аналогичен расчету винта домкратов.

Если резьба метрическая, то проверку условия самоторможения не проводят, т. к. все метрические резьбы самотормозящиеся.

Момент сил в резьбе определяется по формуле

$$T_p = 0,5 P_3 d_{cp} \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (13.31)$$

где P_3 – сила запрессовки, Н;

φ – угол трения для метрической резьбы, град. ($\varphi = 9,9^\circ$);

ψ – угол подъема винтовой линии, град.:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}}. \quad (13.32)$$

Момент сил трения на опорной поверхности пяты при условии использования шарика, упирающегося в центровое отверстие вала (рис. 13.8):

$$M_{\Pi} = P_3 f R_c \operatorname{ctg} \varphi, \quad (13.33)$$

где f – коэффициент трения между пятой и винтом ($f = 0,1$);

R_c – радиус сферы шарика, м ($R_c \approx 3 \cdot 10^{-3}$ м);

φ – угол при вершине, образующейся при сверлении центрального отверстия, град. ($\varphi = 60^\circ$).

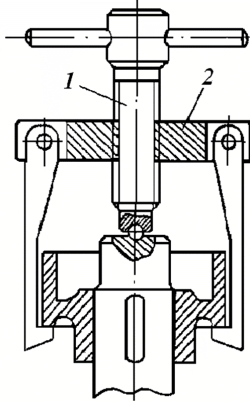


Рис. 13.8. Съемник винтового типа

Крутящий момент, приложенный к винту:

$$M_k = M_p + M_n. \quad (13.34)$$

Усилие на рукоятке съемника

$$P_p = \frac{M_k}{R} \leq [P_p], \quad (13.35)$$

где R – длина рукоятки, м ($R = 0,15-0,20$ м);

$[P_p]$ – допустимое усилие на рукоятке, Н ($[P_p] = 300$ Н).

Приведенное напряжение в винте от напряжений сжатия и кручения

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\frac{4P_p}{\pi d_B^2} + \frac{4M_k}{0,2d_B^3}} \leq [\sigma_{пр}], \quad (13.36)$$

где $[\sigma_{пр}]$ – приведенное напряжение, Н/м² ($[\sigma_{пр}] = 9 \cdot 10^6$ Н/м²).

Критическую силу, запас устойчивости винта, число витков и высоту гайки определяют по методике, изложенной в учебном пособии [25].

Толщину траверсы съемника выбирают равной высоте гайки H , а длину конструктивно принимают

$$L_T = 1,5D_n, \quad (13.37)$$

где D_n – наружный размер снимаемой детали, мм.

Ширину траверсы принимают из конструктивного соотношения

$$B_T = 2d_n, \quad (13.38)$$

где d_n – наружный диаметр резьбы винта, мм.

Момент, изгибающий траверсу:

$$M_{и} = 0,5P_3 \frac{l}{2}, \quad (13.39)$$

где l – расстояние между центрами пальцев, крепящих лапы съемника к траверсе, мм.

Условие прочности траверсы при изгибе приведено в издании [19, с. 11].

Площадь сечения лапы съемника определяют исходя из условия прочности при растяжении

$$F = \frac{PK_3}{[\sigma_T]}, \quad (13.40)$$

где P – сила, действующая на одну лапу съемника, Н;

K_3 – коэффициент запаса прочности, $K_3 = 3$;

$[\sigma_T]$ – напряжение предела текучести материала, Н/м^2 (для углеродистой стали $[\sigma_T] = 250 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$).

Сила, действующая на каждую лапу съемника

$$P = \frac{P_3}{n_{л}}, \quad (13.41)$$

где $n_{л}$ – число лап съемника.

Условие прочности пальцев лап на срез

$$\tau = \frac{4P}{\pi d_{\text{п}}^2 i} \leq [\tau], \quad (13.42)$$

где $d_{\text{п}}$ – диаметр пальца лапы, мм;

i – число плоскостей среза;

$[\tau]$ – допустимое касательное напряжение среза, Н/м²:

$$[\tau] = 0,4\sigma_{\text{т}}, \quad (13.43)$$

где $[\sigma_{\text{т}}]$ – напряжение предела текучести материала пальцев, Н/м²
 ($[\sigma_{\text{т}}] = 240 \cdot 10^6$ Н/м²).

Условие прочности пальцев лап на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{d\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (13.44)$$

где δ – наименьшая длина пальца, подверженная смятию, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение материала пальцев на смятие, Н/м²,

$\sigma_{\text{см}} = 0,8\sigma_{\text{т}}$.

Наименьшая длина пальца лапы

$$\delta = B_{\text{л}} = \frac{B_{\text{т}}}{3}, \quad (13.45)$$

где $B_{\text{л}}$ – ширина лапы в месте крепления к траверсе, мм (рис. 13.9).

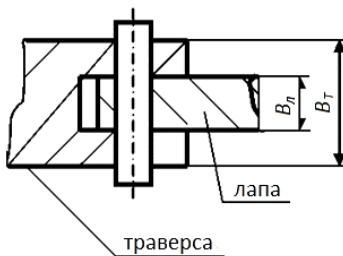


Рис. 13.9. Крепление лап к траверсе

Высота лапы

$$h_{л} = \sqrt{\frac{6Pl_{к}}{B_{л}[\sigma_{и}]}} \quad (13.46)$$

где $l_{к}$ – длина захватывающего (изогнутого) конца лапы, мм.

Лапки съемника подвергаются комплексному нагружению растяжения и изгиба, поэтому необходимо проверить лапы на совместное действие этих нагрузок:

$$\sigma = \sigma_{р} + \sigma_{и} = \frac{P}{F} + \frac{M_{л}}{W} \leq [\sigma], \quad (13.47)$$

где $\sigma_{р}$ – напряжение растяжения, Н/м²;

F – площадь поперечного сечения лапы, м²;

W – момент сопротивления сечения изгибу конца лапы:

$$W = \frac{B_{л}h_{л}^2}{6}; \quad (13.48)$$

$[\sigma]$ – эквивалентное напряжение, Н/м² ($[\sigma] = 100 \cdot 10^6$ Н/м²);

Площадь поперечного сечения лапы

$$F = B_{л}h_{л}. \quad (13.49)$$

Если условие (13.47) не выполняется, следует увеличить сечение лапы или изменить его профиль.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Этапы проектирования приспособлений.
3. Принципиальные схемы съемников.
4. Результаты расчета основных параметров съемников.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. В каких приспособлениях используется зажим, изображенный на рис. 2.1, б?
2. Для каких резьбовых соединений используется динамометрический ключ?
3. Каков принцип работы динамометрического ключа?
4. В чем особенность гайковерта для демонтажа рессор?
5. За счет чего повышается крутящий момент гайковерта?
6. По каким признакам классифицируются гайковерты?
7. Какая схема съемника используется для демонтажа подшипника из отверстия?
8. Какая схема съемника используется для демонтажа гильз цилиндров?
9. Как выглядит схема универсального съемника?
10. Где используются съемники с гидроприводом?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 1. – 920 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 918 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 3. – 864 с.
4. Афанасиков, Ю. И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий / Ю. И. Афанасиков. – М. : Транспорт, 1987. – 174 с.
5. Бондаренко, Е. В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования : учебник для студентов высших учебных заведений / Е. В. Бондаренко, Р. С. Фаскиев. – М. : Академия, 2011. – 304 с.
6. Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л. : Машиностроение, 1973. – 504 с.
7. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. Справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
8. Допуски и посадки : справочник : в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1982. – Ч. 1. – 543 с.
9. Допуски и посадки : справочник : в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1983. – Ч. 2. – 448 с.
10. Заленский, В. С. Строительные машины. Примеры расчетов : учебное пособие для техникумов / В. С. Заленский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1983. – 271 с.
11. Информатика : учебник / под ред. Н. В. Макаровой. – М. : Финансы и статистика, 1997. – 768 с.
12. Клейнер, Б. С. Техническое обслуживание и ремонт автомобилей. Организация и управление / Б. С. Клейнер, В. В. Тарасов. – М. : Транспорт, 1986. – 237 с.
13. Колесник, П. А. Материаловедение на автомобильном транспорте : учебник для вузов / П. А. Колесник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1987. – 271 с.

14. Колясинский, З. С. Механизация и автоматизация авто-ремонтного производства / З. С. Колясинский, Г. Н. Сархошьян, А. М. Лисковец. – М. : Транспорт, 1982. – 160 с.

15. Корсаков, В. С. Основы конструирования приспособлений : учебник для вузов / В. С. Корсаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1983. – 277 с.

16. Кудрин, А. И. Основы расчета нестандартизированного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей : учебное пособие / А. И. Кудрин. – Челябинск : ЮУрГУ, 2003. – 168 с.

17. Кузнецов, Е. С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е. С. Кузнецов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1990. – 272 с.

18. Малкин, В. П. Гидравлика. Гидромашины и гидроприводы : методические указания к выполнению курсовой работы / В. П. Малкин, Л. А. Калашников, Б. М. Синицин. – Братск : БРИИ, 1988. – 51 с.

19. Маркелов, А. В. Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования для технического обслуживания и ремонта автомобилей / А. В. Маркелов, Ю. П. Осадчий. – Иваново : ИГУ, 2013. – Ч. 7. – 23 с.

20. Марочник сталей и сплавов / В. Г. Сорокин [и др.] ; под общ. ред. В. Г. Сорокина. – М. : Машиностроение, 1989. – 640 с.

21. Матвеев, В. В. Примеры расчета такелажной оснастки : учебное пособие для техникумов / В. В. Матвеев. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л. : Стройиздат, 1979. – 240 с.

22. Мотовилин, Г. В. Автомобильные материалы : справочник / Г. В. Мотовилин, М. А. Масино, О. М. Суворов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1989. – 464 с.

23. Норенков, И. П. Основы теории и проектирования САПР : учебник для вузов / И. П. Норенков, В. Б. Маничев. – М. : Высшая школа, 1990. – 335 с.

24. Орлов, П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. / П. И. Орлов ; под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 1988. – Кн. 1. – 560 с.

25. Расчет деталей машин на ЭВМ : учебное пособие для машиностроительных вузов / Д. Н. Решетов [и др.] ; под ред. Д. Н. Решетова, С. А. Шувалова. – М. : Высшая школа, 1985. – 368 с.

26. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы. Справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1988. – 572 с.

27. Селиванов, С. С. Механизация процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей / С. С. Селиванов, В. В. Иванов. – М. : Транспорт, 1984. – 198 с.

28. Системы автоматизированного проектирования технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов : учебник для вузов / С. Н. Корчак [и др.] ; под общ. ред. С. Н. Корчака. – М. : Машиностроение, 1988. – 352 с.

29. Станочные приспособления. Справочник : в 2 т. / под ред. Б. Н. Вардашкина, А. А. Шатилова. – М. : Машиностроение, 1984. – Т. 1. – 592 с.

30. Суриков, А. Я. Основы расчета нестандартного оборудования для ремонта дорожных машин / А. Я. Суриков, Д. А. Гусев, В. Г. Баженов ; под ред. Г. И. Зеленкова. – М. : Высшая школа, 1967. – 112 с.

31. Тарабасов, Н. Д. Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций : справочник / Н. Д. Тарабасов, П. Н. Учаев. – М. : Машиностроение, 1983. – 239 с.

32. Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов / под ред. Г. В. Крамаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1983. – 488 с.

33. Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов / Е. С. Кузнецов [и др.] ; под ред. Е. С. Кузнецова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 413 с.

34. Чернега, В. И. Краткий справочник по грузоподъемным машинам / В. И. Чернега, И. Я. Мазуренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев : Тэхника, 1988. – 303 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справка о патентно-информационных исследованиях

Наименование объекта изобретения	МПК, МКИ, НКИ	Код страны, заявителя, обладателя	Вид охранного документа	Номер документа	Источник информации	Цель создания объекта	Сущность технического решения
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
1. Способ резки и обработки энергетической струей, несущей абразивный порошок, и аппарат для его осуществления	B24C1/00	RU	П	2118587	БИ $\frac{99}{02}$ РФ	Улучшение качества поверхности, повышение производительности	Аппарат, отличающийся тем, что он снабжен нагревательным элементом, установленным в емкости для абразивного порошка
2. Способ гидроабразивной очистки холодного металла от окалины	B24C1/00	RU	П	2044616	БИ $\frac{99}{06}$ РФ	Повышение качества очистки поверхности нержавеющей стали	Способ, отличающийся тем, что высоконапорную жидкость подают под давлением 15–32 МПа, абразивную пульпу используют концентрацией 30–60 %, а их смесь направляют под углом 30–90° к продольной оси обрабатываемой поверхности

1	2	3	4	5	6	7	8
3. Способ резки энергетической струей, несущей абразивный порошок	B24C1/00	RU	П	2050251	БИ $\frac{00}{06}$ РФ	Повышение производительности процесса	Способ, отличающийся тем, что в качестве дозирующего агента берут перегретый водяной пар
4. Абразивоструйный аппарат	B24C5/04	RU	П	2057632	БИ $\frac{03}{07}$ РФ	Повышение надежности и эффективности аппарата путем снижения выработки стенок рабочего сопла	Аппарат, отличающийся тем, что рабочее сопло выполнено в виде сопла Лаваля
5. Способ получения матовой поверхности на стеклоизделиях	C03C23/00, B24C1/06	RU	П	2160721	БИ $\frac{01}{03}$ РФ	Удешевление и ускорение способа	Способ, отличающийся тем, что обработку проводят при скорости псевдоожижения гранул 1,5–4 м/с
6. Способ удаления краски с поверхностей, чувствительных к механическим воздействиям	B08B7/00, B24B1/00	RU	П	2058199	БИ $\frac{02}{04}$ РФ	Повышение эффективности очистки поверхностей	Способ, отличающийся тем, что в качестве абразивных частиц используют гранулы деструктурированного крахмала
7. Способ абразивно-воздушной обработки поверхностей	B24C1/00, B24C5/04	RU	П	2137593	БИ $\frac{98}{05}$ РФ	Повышение производительности процесса	Способ, отличающийся тем, что сжатый воздух расширяется в пределах 0,03–0,04 МПа.

1	2	3	4	5	6	7	8
и пистолет для его реализации							Пистолет, отличающийся тем, что угол раскрытия конической части выходного сопла не превышает 3–5°
8. Способ гидроабразивной очистки поверхностей деталей	B24C1/00	RU	П	1740142	БИ $\frac{04}{06}$ РФ	Повышение эффективности очистки поверхностей	Способ, отличающийся тем, что из резервуара на обрабатываемую поверхность детали при помощи сверхзвукового сопла подают гидроабразивную суспензию струей сжатого газа, скорость которой выбирают в пределах 200–500 м/с
9. Способ формирования гидроабразивной струи	B24C1/00	RU	П	1237403	БИ $\frac{04}{12}$ РФ	Повышение эффективности гидроабразивной струи	Способ, отличающийся тем, что жидкость с воздухом подают в виде аэрозоля
10. Способ дробеструйной обработки изделий	B24C1/10	RU	П	1779565	БИ $\frac{99}{02}$ РФ	Увеличение эффективности процесса и качества обрабатываемых поверхностей	Способ, отличающийся тем, что стальную и алюминиевую дробь различного диаметра подают на поверхность изделий в виде смеси

1	2	3	4	5	6	7	8
11. Способ комбинированной струйно-абразивной и электрохимической обработки	B24C1/00, B23H5/06	RU	П	1773707	БИ $\frac{01}{10}$ РФ	Повышение производительности обработки	Способ, отличающийся тем, что на обрабатываемую поверхность детали монитором направляют струю, состоящую из распыленной сжатым воздухом смеси капель электролита
12. Сопловое устройство дробеструйного аппарата	B24C5/04	RU	П	477831	БИ $\frac{01}{04}$ РФ	Получить сверхкритическую скорость сжатого воздуха	Устройство, отличающееся тем, что сопловое устройство имеет два сужающе-расширяющихся сопла, установленных одно в другое
13. Способ обработки внутренних поверхностей и устройство для его осуществления	B24C3/08, B24C1/06	RU	П	1355469	БИ $\frac{03}{02}$ РФ	Повышение эффективности процесса	Способ, отличающийся тем, что с целью повышения качества обработки стеклянных колб на патрубке для отвода рабочего агента выполнены тангенциально расположенные к его оси каналы

1	2	3	4	5	6	7	8
14. Способ абразивоструйной обработки	B24C1/10	RU	П	2140843	БИ $\frac{00}{09}$ РФ	Увеличение адгезионной прочности газотермических покрытий	Способ, отличающийся тем, что траекторию движения частиц абразива изменяют воздействием на них струй воздушного потока, которые направляют навстречу друг другу под углом 75–85°
15. Способ обработки изделий	B24C1/10	RU	П	2164856	БИ $\frac{04}{12}$ РФ	Повышение производительности процесса	Способ, отличающийся тем, что ширина обрабатываемой зоны составляет 50–100 мм по обе стороны от границы поверхности, предварительно фрезерованной химически
16. Способ обработки поверхностей изделий	B24C1/00	RU	П	2152865	БИ $\frac{99}{02}$ РФ	Улучшение качества и внешнего вида поверхностей изделий	Способ, отличающийся тем, что обработке подвергают плоские полуфабрикаты из сплавов титана
17. Способ создания шероховатости на поверхностях деталей	B24B39/00	RU	П	2019381	БИ $\frac{02}{07}$ РФ	Повышение производительности процесса	Способ, отличающийся тем, что пескоструйную обработку проводят при условии

1	2	3	4	5	6	7	8
							$d = 0,9(R_z - 1)^2 + 40$, где R_z – величина шероховатости поверхности, мкм
18. Устройство для абразивной обработки поверхностей	B24C3/22	RU	П	2121424	БИ $\frac{04}{31}$ РФ	Повышение производитель- ности обработки	Устройство, отличаю- щееся тем, что щелевид- ное сопло выполнено в виде замкнутого кольца
19. Способ финишной обра- ботки поверхно- стей трения	B24C1/00	RU	П	2174904	БИ $\frac{03}{31}$ РФ	Улучшение качества обработки	Способ, отличающийся тем, что глубину микро- углублений получают равной величине макси- мального износа h_{\max} поверхности трения
20. Способ abra- зивной обработки	B24B1/00, B24B55/02	RU	П	2157308	БИ $\frac{03}{22}$ РФ	Повышение производитель- ности абразив- ной обработки и улучшение качества обработанной поверхности	Способ, отличающийся тем, что используется крупнозернистый абразивный порошок





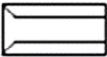
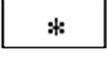
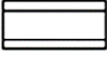
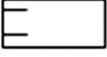
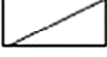
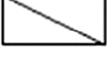



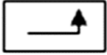
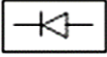
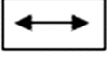
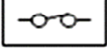
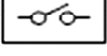
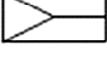
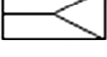
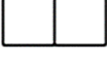
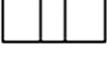
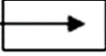
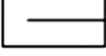
ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Основные параметры пневматических двигателей

Параметр	Двигатели						
	шестеренный с прямыми зубьями	радиально- поршневой	аксиально- поршневой	мембранный	пластин- чатый	винтовой	турбинный
Рабочее давление, МПа	0,3–0,6	0,3–0,8			0,3–0,6		
Мощность, кВт	2–60	0,2–25	0,1–3,0	0,05–0,50	0,05–15	3–50	0,03–2,0
Максимальная частота вращения (без нагрузки и редуктора), мин ⁻¹	До 3000		До 6000	До 100	До 20 000	До 15 000	До 120 000
Рабочий диапазон частот вращения, мин ⁻¹	1500–2000	600–1500	1200–3000	0–20	2000–15 000	5000–8000	20 000–80 000
Диапазон частот вращения, % от максимальной, соответствующей максимальной мощности	50–60	50–65		20–25	45–55	50–60	75–90
Удельный расход воздуха на 1 кВт, м ³ /мин	1,1–1,4	0,9–2,0		0,9–1,8	1,0–2,0	1,0–1,5	1,1–1,4
Коэффициент расширения воздуха	–	1,1–2,0		1,1–1,6	1,3–2,0	1,1	–
Относительная масса, кг/кВт	8–15	6–15		Более 20	1,5–4	6–12	2,5–6

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Условные обозначения блоков функционально-физических схем

	Излучение		Поглощение
	Проводимость		Изолирование
	Концентрация		Рассеивание
	Проведение		Непроведение
	Преобразование		Обратное преобразование
	Увеличение		Уменьшение
	Изменение направления		Изменение направления
	Выпрямление		Колебание
	Связь		Прерывание
	Соединение		Разъединение
	Сборка		Разделение
	Накопление		Раздача

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СРЕДСТВ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОСНАЩЕНИЯ
ПРЕДПРИЯТИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА.
ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Составители:

Тарасенко Виктор Евгеньевич,
Анискович Геннадий Иосифович,
Сай Александр Сергеевич

Ответственный за выпуск *В. Е. Тарасенко*
Редактор *Д. А. Значёнок*
Корректор *Д. А. Значёнок*
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 28.09.2020. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 9,76. Уч.-изд. л. 7,64. Тираж 99 экз. Заказ 392.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.