

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. М. Кравцов, А. С. Зыкун, Е. В. Плискевич

ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД. ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по образованию в области автоматизации
технологических процессов, производств и управления
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности 6-05-0713-04 «Автоматизация
технологических процессов и производств»*

Минск
БГАТУ
2025

УДК 62-82(07)
ББК 31.291я7
К78

Рецензенты:

кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»
Белорусского национального технического университета
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *А. В. Захаров*);
кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники
УО «Белорусский государственный технологический университет»
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *А. С. Дмитриченко*)

Кравцов, А. М.

К78 Гидро- и пневмопривод. Лабораторный практикум : учебно-методическое пособие / А. М. Кравцов, А. С. Зыкун, Е. В. Плискевич. – Минск : БГАТУ, 2025. – 124 с.
ISBN 978-985-25-0296-2.

Представлены основные теоретические сведения по гидравлике, гидравлическим и пневматическим машинам, гидро- и пневмоприводам, методические рекомендации по выполнению лабораторных работ. Рассмотрены прикладные вопросы устройства, расчета и эксплуатации гидравлических и пневматических машин и систем, используемых в сельскохозяйственном производстве.

Для студентов учреждений высшего образования по специальности 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств», а также для учащихся и слушателей учреждений среднего специального и дополнительного образования взрослых.

УДК 62-82(07)
ББК 31.291я7

ISBN 978-985-25-0296-2

© БГАТУ, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ	5
1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ	
1.1. Лабораторная работа	
Измерение давления жидкостей и газов.....	6
1.2. Лабораторная работа	
Измерение расхода жидкостей и газов.....	17
1.3. Лабораторная работа	
Опытная и графическая иллюстрация уравнения Бернулли	32
1.4. Лабораторная работа	
Определение потерь напора в трубопроводе	41
2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ПНЕВМООБОРУДОВАНИЕ, ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ	
2.1. Лабораторная работа	
Изучение устройства и исследование характеристик центробежных насосов.....	54
2.2. Лабораторная работа	
Изучение устройства и исследование характеристик объемных гидравлических машин вращательного движения	79
2.3. Лабораторная работа	
Изучение устройства и исследование характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия.....	98
2.4. Лабораторная работа	
Изучение устройства и исследование характеристик пневматической аппаратуры	108
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	114
ПРИЛОЖЕНИЯ	115

ВВЕДЕНИЕ

Эффективное ведение современного сельскохозяйственного производства связано с эксплуатацией сложных гидравлических машин и систем. В основе расчетов гидравлических машин, гидроприводов сельскохозяйственной техники, систем водоснабжения и водоотведения, мелиорации и гидротранспорта лежат законы гидравлики. Для успешного осуществления своей деятельности инженерно-технический работник АПК должен не только знать законы гидравлики, но и уметь применять их на практике. Квалифицированный специалист должен иметь представление об устройстве гидравлических машин и систем, уметь выполнять гидравлические расчеты и подбирать гидравлическое оборудование, обладать навыками опытных исследований и испытаний гидравлических систем. Настоящий лабораторный практикум предоставляет необходимые теоретические сведения для успешного овладения необходимыми знаниями и умениями и предусматривает возможность проведения лабораторных исследований в комплексе с решением практических задач.

Содержание лабораторного практикума включает основы гидравлики, а также прикладной раздел, в котором рассматриваются гидравлические машины и системы, используемые в сельскохозяйственном производстве. Излагаются теоретические сведения, представлена методика проведения лабораторных работ и справочные данные, необходимые для их выполнения.

При подготовке настоящего издания частично заимствованы материалы из учебного пособия [1].

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ

Для успешного выполнения и защиты работ необходимо соблюдать следующие требования:

1. Все выполняемые лабораторные работы оформляются в рабочей тетради (отчете) с соблюдением правил оформления отчетов. Рабочая тетрадь (отчет) является чистовиком, поэтому для предварительных записей и расчетов рекомендуется использовать черновик.

2. Перед выполнением лабораторных работ необходимо подготовить форму отчета, включающую, как правило, описание и схему лабораторной установки, таблицы для регистрации измерений и т. д. Также необходимо ознакомиться с общими сведениями о соответствующих работах.

3. В ходе выполнения лабораторных работ студенты проводят исследования в составе подгруппы или бригады. Полученные опытные данные записываются в соответствующие ячейки таблиц рабочей тетради. Обработка опытных данных производится каждым студентом самостоятельно в соответствии с методикой, изложенной в учебно-методическом пособии. В конце лабораторной работы необходимо сформулировать вывод с анализом полученных результатов.

4. Все вычисления должны быть представлены в развернутой форме с обязательным указанием расчетной формулы, числовых значений и единиц измерения физических величин на всех этапах расчета. Основные единицы измерения физических величин представлены в прилож. 1.

5. Результаты измерений физических величин необходимо записывать с точностью, соответствующей точности применяемого средства измерения. Результаты расчетов, как правило, записывают с точностью до трех значащих цифр, например: $0,011526 = 0,0115$; $3,24692 = 3,25$; $54,362 = 54,4$; $129,328 = 129$ и т. п.

1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

1.1. Лабораторная работа

ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Цель работы:

1. Ознакомиться с различными методами и приборами для измерения давления.
2. Овладеть навыками определения абсолютного и избыточного давления.

Общие сведения

Жидкость, заполняющая рассматриваемый объем, взаимодействует с окружающей средой по ограничивающей его поверхности, которая может представлять собой реально существующую границу между жидкостью и газом или твердым телом, а также воображаемую границу, которая отделяет рассматриваемый объем от других объемов жидкости. Это взаимодействие на границе раздела сопровождается изменением расстояния между молекулами и оценивается как распределенная нагрузка, т. е. как напряжение (сила, приходящаяся на единицу площади). Напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. В расчетах оно раскладывается на нормальную σ и касательную τ составляющие. Касательные напряжения появляются в результате влияния вязкости жидкости. Поэтому в случаях, когда силы вязкости не проявляются (жидкость покоится или рассматривается как идеальная), касательные напряжения отсутствуют и действуют только нормальные.

В механике растягивающие нормальные напряжения считаются положительными, а сжимающие – отрицательными. В жидкости нормальные напряжения в обычных условиях могут быть только сжимающими, потому что вследствие легкоподвижности даже самые малые растягивающие усилия разрывают жидкость. В ней образуются полости, заполненные паром, или жидкость распадается на отдельные капли. Следовательно, численные значения нормального напряжения, возникающего в жидкости, всегда будут со зна-

ком «–», что создает неудобство при расчетах. Это послужило одной из причин того, что знаки нормального напряжения в гидравлике заменены противоположными по отношению к принятым в механике, а такие напряжения для отличия названы давлением p .

Давление – параметр, аналогичный напряжению, характеризующий взаимодействие сред перпендикулярно к поверхности их раздела.

Поскольку жидкость не имеет пустот и обладает свойством текучести, то в ней не могут действовать точечные силы, а возможно только действие сил, непрерывно распределенных по ее массе (массовых сил) или поверхности (поверхностных сил). То есть давление возникает под действием этих сил:

$$p = \frac{F}{S}, \quad (1.1)$$

где F – сила, действующая в жидкости, Н;

S – площадь рассматриваемой поверхности, м².

Единица измерения давления в СИ – Паскаль: 1 Па = 1 Н/м².

Для измерения давления используют две шкалы:

- шкала абсолютных давлений $p_{\text{абс}}$ – превышение рассматриваемого давления над полным вакуумом. Началом отсчета такой шкалы является абсолютный нуль (полное отсутствие давления);
- шкала избыточных давлений $p_{\text{и}}$ – превышение рассматриваемого давления над давлением окружающей среды (атмосферы). Началом отсчета такой шкалы принято считать относительный нуль (атмосферное давление).

В отличие от абсолютного, избыточное давление может быть положительным (манометрическое) или отрицательным, записываемым со знаком «–», который показывает, что измеряемое давление меньше, чем давление в окружающей среде. Отрицательное избыточное давление называют вакуумметрическим. Указанные величины связаны соотношением

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{и}} + p_{\text{атм}}, \quad (1.2)$$

где $p_{\text{атм}}$ – абсолютное давление атмосферы (окружающей среды) в данный момент времени.

Для измерения давления применяются манометры, вакуумметры и мановакуумметры. По типу измеряемого давления эти приборы подразделяются на две группы:

- манометры абсолютного давления («0» шкалы соответствует давлению в полном вакууме), разновидностью которых являются барометры;

- приборы избыточного давления: манометры, вакуумметры и мановакуумметры («0» шкалы соответствует атмосферному давлению).

Манометры избыточного давления измеряют давление больше атмосферного, вакуумметры – меньше атмосферного, а мановакуумметры используются в случаях, когда измеряемое давление может быть как больше, так и меньше атмосферного.

По принципу действия приборы для измерения давления подразделяются на следующие виды:

- жидкостные – основанные на законах гидростатики;
- показывающие с упругим чувствительным элементом (деформационные), основанные на законе Гука;
- грузопоршневые, в которых измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым поршнем с грузами;
- электрические, имеющие устройство, которое преобразует перемещение чувствительного элемента в электрический сигнал.

По метрологическому назначению:

- технические (рабочие) – класс точности 1–4;
- лабораторные (контрольные) – класс точности 0,5–1,0;
- образцовые (прецизионные) – класс точности 0,05–0,50.

Жидкостные приборы делятся на двухтрубные (рис. 1.1, а, б) и однотрубные (рис. 1.1, в).

У манометров абсолютного давления (рис. 1.1, а), в т. ч. у барометров, одна из трубок запаена. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. Это давление мало, особенно для ртути, которую в основном используют в таких манометрах. Например, давление насыщенных паров ртути изменяет разность уровней в трубках менее чем на 0,1 мм, что позволяет пренебрегать этой величиной, т. к. общая наибольшая погрешность измерения разности уровней – 2 мм.

У манометров избыточного давления и вакуумметров (рис. 1.1, б, в) одна из трубок соединяется с атмосферой.

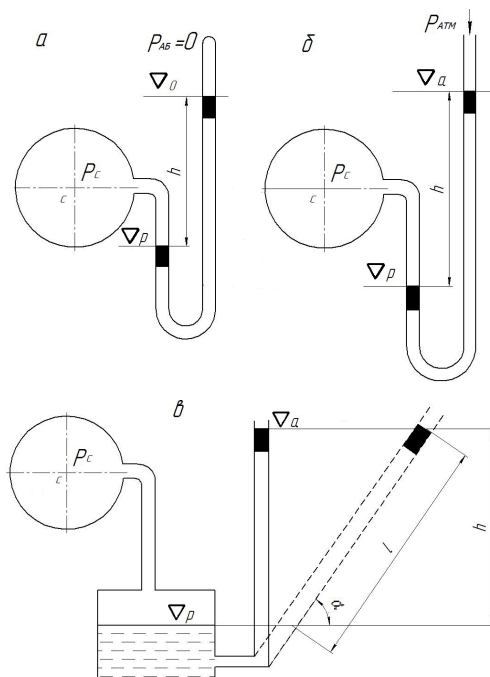


Рис. 1.1. Схема жидкостных приборов для измерения давления:
 а – двухтрубный манометр абсолютного давления;
 б – двухтрубный мановакуумметр избыточного давления;
 в – однострунный манометр избыточного давления

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, поэтому давление определяется по закону гидростатики:

$$p = \rho gh = \gamma h, \quad (1.3)$$

где ρ , γ – плотность и удельный вес жидкости в приборе;

h – разность отсчетов по уровням жидкости в трубках (высота столба жидкости).

Разность отсчетов по уровням жидкости в трубках для манометра абсолютного давления (см. рис. 1.1, а) определяется по формуле

$$h = \nabla_0 - \nabla_p, \quad (1.4)$$

а для приборов избыточного давления (см. рис. 1.1, б) – по формуле

$$h = \nabla_a - \nabla_p, \quad (1.5)$$

где ∇_0 – отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке;

∇_p – отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с оборудованием, давление в котором измеряется;

∇_a – отсчет по трубке, соединенной с атмосферой.

У однотрубных жидкостных приборов (см. рис. 1.1, в) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного превышает диаметр оставшейся трубки. Поэтому уровень жидкости в нем при изменении давления практически не изменяется. Если «0» шкалы перед началом измерений совместить с уровнем жидкости в резервуаре, то при измерении давления можно ограничиться одним отсчетом вместо двух, которые необходимы в случае применения двухтрубных приборов.

Недостатком однотрубных приборов являются значительные размеры, т. к. для уменьшения систематической ошибки диаметр резервуара должен намного превышать диаметр трубки. Поэтому они используются, когда диапазон изменения измеряемых давлений невелик.

Конструкция жидкостных манометров и вакуумметров одинакова, необходимо лишь учитывать, что однотрубные приборы для измерения разрежения подключаются трубкой, а резервуар соединяется с атмосферой.

Граничное значение погрешности разности отсчетов Δh может быть принято равным ± 2 мм: примерно треть возникает в результате округления, а остальное – в основном за счет влияния поверхностного натяжения. Для уменьшения ошибки, вызываемой поверхностным натяжением, применяются трубки диаметром не менее 9 мм, а отсчеты берутся по центру мениска, который образуется на поверхности жидкости. У однотрубных манометров диаметр трубки может быть уменьшен, т. к. капиллярное поднятие жидкости компенсируется установкой мениска перед измерением на «0» шкалы.

Измерение давления жидкостным манометром относится к косвенному методу измерения, т. к. прямыми измерениями определяются высотные положения уровней жидкости в трубках манометра, а давление вычисляется по формуле (1.3).

Абсолютная погрешность измерения давления вычисляется по формуле

$$\Delta p = \left(\left| \frac{\partial p}{\partial \gamma} \Delta \gamma \right| + \left| \frac{\partial p}{\partial h} \Delta h \right| \right). \quad (1.6)$$

Удельный вес γ жидкости в манометре определяется по справочным таблицам, которые составлены, как правило, с точностью значительно большей, чем точность определения величины разности отсчетов по уровням жидкости в трубках манометра Δh . Поэтому погрешностью определения удельного веса $\Delta \gamma$ обычно пренебрегают, т. е. полагают, что $\Delta \gamma = 0$. Тогда формулу (1.6) можно представить в следующем виде:

$$\Delta p = \gamma \Delta h = \rho g \Delta h. \quad (1.6^*)$$

Относительная погрешность измерения давления определяется по формуле

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{|p|}. \quad (1.7)$$

Точность измерения можно увеличить, если установить трубку прибора вместе со шкалой наклонно (пунктир на рис. 1.1, в). В этом случае разность отсчетов определяет не превышение h одного уровня жидкости над другим, а длину столбика жидкости в манометре: $l = h / \sin \alpha$. Поэтому при одном и том же давлении p , а следовательно, и превышении h , длина l увеличивается обратно пропорционально синусу угла наклона трубки к горизонту. Соответственно, относительная ошибка измерения будет уменьшаться, т. к. абсолютная сохраняется. При $\sin < 0,2$ мениск растягивается вдоль трубки и точность отсчетов понижается, поэтому дальнейшее увеличение наклона трубки нецелесообразно.

Преимущество жидкостных приборов для измерения давления: высокая точность измерения; простота конструкции.

Недостатки: малая механическая прочность; резкое снижение точности измерения при малейшей вибрации; использование косвенного метода измерения давления; низкий верхний предел измеряемого давления.

Показывающие приборы с упругим чувствительным элементом для измерения давления (рис. 1.2) имеют чувствительный элемент в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки.

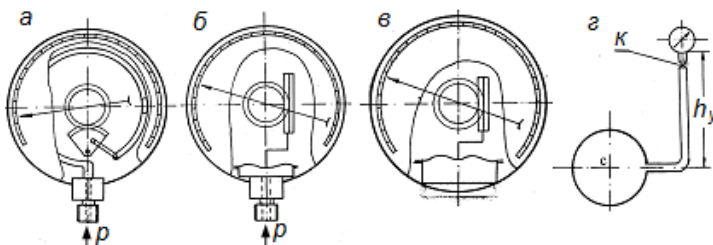


Рис. 1.2. Схемы показывающих приборов для измерения давления:
a – пружинный манометр (вакуумметр); *б* – мембранный манометр (вакуумметр);
в – мембранный барометр; *г* – схема подключения прибора (к – трехходовой кран)

Шкала показывающих приборов градуируется в единицах давления – МПа или кПа (ранее – кгс/см²). Для манометров верхний предел избыточного давления изменяется от 0,06 до 1000 МПа, для вакуумметров нижний предел вакуумметрического давления составляет 0,1 МПа. Мановакуумметры имеют нижний предел избыточного давления 0,1 МПа, а верхний – до 4 МПа.

Рабочий предел измерений избыточного давления должен быть равен:

- 75 %–100 % от верхнего предела шкалы – при постоянном давлении;
- 66 %–88 % от верхнего предела шкалы – при переменном давлении.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду. Не допускается измерять давление, изменяющееся резко.

Для уменьшения колебаний стрелки, которые могут возникать в результате пульсации давления, показывающие приборы подключаются при помощи гибких шлангов или изогнутых по спирали трубок, а также оборудуются демпферами различных конструкций, например в виде вставки с малым проходным отверстием, которая

устанавливается в трубке для отбора давления. Также выпускаются виброустойчивые приборы с масляным, глицериновым или силиконовым наполнением. Такие приборы не нуждаются в демпфирующих устройствах и могут применяться в условиях вибрации и тряски.

На циферблате прибора указываются:

- единица измерения;
- класс точности или максимальная относительная погрешность;
- знак «—» перед числом, обозначающим верхний предел вакуумметрического давления;
- наименование среды при специальном исполнении прибора («кислород – маслоопасно», Ж – для жидкой среды; Г – для газообразной среды).

Например, ОБМВ 1-160: ОБ – образцовый; МВ – мановакуумметр; 160 – наружный диаметр корпуса прибора, мм.

Преимущества показывающих приборов: большие пределы измерения давления; высокая механическая прочность; удобство прямого измерения. Недостатки: сложность изготовления; меньшая точность; «старение» упругого элемента, вызывающее необходимость периодической поверки.

Грузопоршневые манометры обладают высокой точностью, используются как образцовые для поверки технических и лабораторных приборов.

Электрические манометры применяются для дистанционного измерения давления и в системах автоматического регулирования.

При измерении давления жидкости прибором, смещенным на высоту h_y от точки измерения (см. рис. 1.2, з), показания прибора будут содержать систематическую погрешность. Для учета этой погрешности необходимо помнить, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере. Абсолютная систематическая погрешность вычисляется по основному закону гидростатики:

$$\Delta p_c = \gamma_{\text{ж}} h_y, \quad (1.8)$$

где $\gamma_{\text{ж}}$ – удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку прибора.

Если величина h_y направлена от точки измерения давления вверх, то она является положительной (см. рис. 1.2, з), а если вниз – отрицательной.

Поскольку трубки обычно непрозрачные, трудно установить среду, которая их заполняет. Поэтому правилами измерений предусматривается обязательное заполнение соединительных трубок жидкостью, давление которой измеряется. Для этого приборы должны быть оборудованы трехходовыми кранами (см. рис. 1.2, *з*), а вакуумметры, кроме того, еще трубкой, которая подключается к крану и погружается в жидкость, давление которой измеряется. Перед началом измерения трехходовые краны открываются, под действием разности давлений соединительные трубки заполняются жидкостью, а находящийся в них газ вытесняется. После этого кран ставится в положение, соответствующее подключению прибора, и проводятся измерения. Если измеряется давление газа и им заполнена соединительная трубка, то показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, т. к. удельный вес газа пренебрежимо мал: $\Delta p_c \approx 0$.

Таким образом, давление, например в центре резервуара (точка С, см. рис. 1.2, *з*), вычисляется по формуле

$$p_c = p + \Delta p_c . \quad (1.9)$$

Описание экспериментальной установки

Измеряемое давление, созданное при помощи нагнетателя, определяется приборами косвенного и прямого измерения. В качестве прибора косвенного измерения давления используется жидкостный двухтрубный мановакуумметр (см. рис. 1.1, *б*), а в качестве прибора прямого измерения давления – показывающий мановакуумметр (см. рис. 1.2, *з*). Оба прибора подключены к одному резервуару, находящемуся под давлением.

Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.1 вид жидкости в приборах для косвенного измерения избыточного давления и максимальную относительную погрешность δ_p показывающего мановакуумметра.

Таблица 1.1

Результаты измерения давления

Тип прибора	Вид жидкости в приборе	∇_a	∇_p	h	ρ , кг/м ³	p_n , Па	Δp , Па	δ_p , %	$p_{\text{атм}}$, кПа	$p_{\text{абс}}$, кПа
Жидкостный двухтрубный мановакуумметр										
Показывающий мановакуумметр	—	—	—	—	—		—			
Значение атмосферного давления по барометру $p_{\text{атм}} = \text{---}$ мм. рт. ст.										

2. Изучить порядок снятия отсчетов по приборам, определиться с размерностью измеряемых величин и найти ячейки в табл. 1.1, куда необходимо занести соответствующие числовые значения.

3. Определить с помощью барометра абсолютное атмосферное давление $p_{\text{атм}}$ и записать в соответствующую строку табл. 1.1.

4. При помощи нагнетателя создать в резервуаре избыточное давление с учетом того, чтобы уровень жидкости в двухтрубных мановакуумметрах не выходил за пределы их шкал.

5. Определить отметки уровней жидкости ∇_a и ∇_p в приборах косвенного измерения давления и созданное избыточное давление p_n при помощи прибора прямого измерения. Результаты измерений записать в табл. 1.1.

6. Полученные результаты предъявить преподавателю и получить разрешение на продолжение работы.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 1.1 для приборов косвенного измерения давления:

а) плотность ρ жидкостей, залитых в приборы, по справочным данным при температуре в помещении $T \approx 20^\circ\text{C}$ (прилож. 2);

б) разность отсчетов h по уровням жидкости с помощью формулы (1.5) и соответствующие значения избыточного давления p_n по формуле (1.3);

в) максимальную абсолютную погрешность Δp косвенного измерения избыточного давления по формуле (1.6*);

г) относительную погрешность измерения давления δ_p , используя формулу (1.7). Результат представить в процентах.

2. Перевести измеренное абсолютное атмосферное давление $p_{\text{атм}}$ в СИ (прилож. 1) и записать полученное значение в табл. 1.1.

3. Определить значение абсолютного давления $p_{\text{абс}}$ по формуле (1.2), где значение избыточного давления $p_{\text{и}}$ принять по прибору, показавшему наименьшую относительную погрешность измерения. Результат записать в соответствующую ячейку табл. 1.1.

4. Сделать обоснованный вывод о наиболее точных результатах измерения давления и точности применяемых приборов.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы

1. Что называется давлением? В каких единицах оно измеряется, как проявляется?

2. Какие понятия используются для количественной оценки давления?

3. Какие приборы используются для измерения давления? Как они классифицируются по типу измеряемого давления?

4. Как классифицируются приборы для измерения давления по принципу действия?

5. Как классифицируются приборы для измерения давления по метрологическому назначению?

6. Каковы основные преимущества и недостатки жидкостных приборов для измерения давления?

7. Каковы основные преимущества и недостатки показывающих приборов для измерения давления?

8. Какова область применения грузопоршневых и электрических манометров?

9. Каковы правила установки манометров и основные мероприятия для предотвращения пульсаций при измерении давления?

10. Каковы правила измерения давления жидкости показывающими манометрами?

1.2. Лабораторная работа

ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Цель работы:

1. Ознакомиться с различными методами и приборами для измерения расхода жидкости.
2. Овладеть практическими навыками определения расхода жидкости различными методами.

Общие сведения

Расходом Q называется объем V или масса m жидкости, проходящей в единицу времени t через определенное поперечное сечение. В соответствии с этим различают два вида расхода:

1) объемный расход Q_v , размерность которого представляет собой отношение объема ко времени ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{л}/\text{с}$);

2) массовый расход Q_m , размерность которого представляет собой отношение массы ко времени ($\text{кг}/\text{с}$, $\text{т}/\text{ч}$).

Для характеристики потоков жидкостей чаще используют объемный расход, газов – массовый. В дальнейшем для упрощения объемный расход будем обозначать символом Q без индекса.

При установившемся движении несжимаемой жидкости расход во всех сечениях потока одинаков и определяется уравнением постоянства расхода (уравнение неразрывности жидкости)

$$Q = vS = \text{const}, \quad (1.10)$$

где v – средняя скорость движения жидкости в данном сечении;

S – площадь поперечного (живого) сечения потока жидкости.

Для определения расхода жидкости в гидравлических системах используют различные методы и приборы.

Объемный метод измерения расхода жидкости является косвенным. Измеряются объем жидкости V и время t , в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение потока:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (1.11)$$

Для измерения расхода объемным методом используют мерный сосуд или механический счетчик. Мерным сосудом измеряется расход вытекающей из трубопровода жидкости, а счетчиком – расход жидкости в напорном трубопроводе.

При измерении расхода объемным способом измеряется время t , за которое мерный сосуд заполняется от начальной отметки указателя наполнения до конечной. По разности значений отметок определяется высота наполнения мерного сосуда h и вычисляется соответствующий объем жидкости V . Объем жидкости является произведением высоты наполнения мерного сосуда h и его площади поперечного сечения $S_{м. с.}$:

$$V = hS_{м. с.} \quad (1.12)$$

Зная объем жидкости V и время t , за которое был наполнен мерный сосуд, по формуле (1.11) определяют соответствующий расход Q .

При помощи мерного сосуда можно обеспечить высокую точность измерения расхода жидкости при условии применения емкости, наполнение которой происходит за достаточно большой промежуток времени. Чем больше промежутков, тем выше точность измерения. Погрешность измерения расхода определяется погрешностями прямых измерений объема ΔV и времени Δt .

Абсолютная погрешность измерения объема ΔV зависит от погрешности измерения высоты наполнения мерного сосуда Δh :

$$\Delta V = \Delta h S_{м. с.} \quad (1.13)$$

В свою очередь, абсолютная погрешность измерения высоты наполнения мерного сосуда Δh зависит от применяемого средства измерения. Для уровнемера с миллиметровой шкалой при условии спокойной поверхности жидкости с учетом двух измерений абсолютная погрешность может быть принята ± 2 мм.

Абсолютная погрешность измерения времени Δt определяется неточностью включения и выключения секундомера и округлением при отсчете. Современные электронные секундомеры определяют время с точностью до сотых или тысячных долей секунды. Поэтому при их использовании абсолютная погрешность измерения зависит преимущественно от реакции человека при включении и выключении секундомера и может быть принята равной 0,4 с.

Весовой метод применяется для определения массового или объемного расхода жидкости, при котором измеряются масса жидкости m (взвешиванием) и время t , в течение которого происходит наполнение мерного сосуда.

Массовый расход весовым методом определяется по формуле

$$Q_m = \frac{m}{t}. \quad (1.14)$$

Для определения объемного расхода весовым методом необходимо правую часть формулы (1.14) разделить на плотность жидкости, расход которой определяется:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{m}{\rho t}. \quad (1.15)$$

Весовой метод измерения расхода жидкости также является косвенным. В данном случае погрешность измерения расхода определяется погрешностями измерения массы, плотности и времени.

Плотность жидкости, значение которой зависит от температуры, определяется по справочным данным (прилож. 2), которые получены с высокой точностью, поэтому погрешностью определения плотности в инженерных расчетах можно пренебречь.

Абсолютная погрешность одного измерения массы Δm приближенно принимается равной цене минимального деления шкалы весов m' , а при необходимости выполнения в одном опыте двух и более измерений (например, массы тары и брутто) погрешность суммируется: $\Delta m = m'n$, где n – количество измерений.

Абсолютная погрешность измерения времени Δt такая же, как при объемном методе определения расхода.

Приборы для измерения объемного расхода

Для измерения расхода жидкостей и газов применяют специальные приборы – расходомеры. В зависимости от конструктивных особенностей и принципа действия расходомеры бывают тахометрические, дросселирующие, вихревые, электромагнитные, ультразвуковые и др. Все перечисленные приборы применяются для измерения объемного расхода, проходящего через поперечное сечение трубопровода в единицу времени.

Тахометрические расходомеры (счетчики) имеют в своей конструкции крыльчатку или турбину, которая вращается под действием потока жидкости или газа, и бывают соответственно крыльчатые или турбинные. По числу оборотов вала крыльчатки или турбины с помощью счетчика определяется объем жидкости или газа, прошедший через прибор. Фиксируя время, за которое прошел этот объем, по формуле (1.11) определяется расход. Крыльчатые счетчики устанавливаются на трубопроводы диаметром до 50 мм, а турбинные – более 50 мм. Такие приборы имеют относительно невысокую стоимость и не требуют для своей работы источника питания. К недостаткам можно отнести следующие: наличие вращающихся частей, что негативно сказывается на надежности и долговечности прибора; влияние твердых веществ и посторонних предметов на работу прибора, что требует установки фильтра, нуждающегося в регулярном обслуживании; дополнительные потери энергии потока, которые не постоянны, а зависят от измеряемого расхода; относительно малый диапазон измерения расхода.

При использовании счетчика для определения расхода жидкости погрешность измерения объема ΔV является величиной непостоянной и зависит от значения измеряемого расхода. Поэтому измерение расхода счетчиком не относится к высокоточным методам и используется только в инженерной практике.

Дросселирующие расходомеры (расходомеры перепада давления) представляют собой сужающие поток устройства, к которым относятся труба Вентури, диафрагма или сопло (рис. 1.3).

На рис. 1.3, а показана принципиальная схема расходомера Вентури, оснащенного пьезометрами. Для определения расхода по показаниям пьезометров находится перепад потенциального напора $\Delta H_{\text{п}}$, который возникает в сужающем устройстве. Расход Q определяется по специальному тарифовочному графику $\Delta H_{\text{п}} = f(Q)$.

На практике, как правило, дросселирующие расходомеры оснащаются не пьезометрами, а манометрами (рис. 1.3, б), дифманометрами (рис. 1.3, в) или электрическими датчиками давления – приборами для определения перепада давления Δp в сужающем устройстве расходомера. Расход Q определяется по перепаду давления Δp косвенным или прямым методом.

Дросселирующие расходомеры надежны и долговечны за счет отсутствия движущихся частей, они не требуют для своей работы источника питания, имеют невысокую стоимость. Недостаток таких расходомеров – дополнительные потери энергии за счет сужения потока.

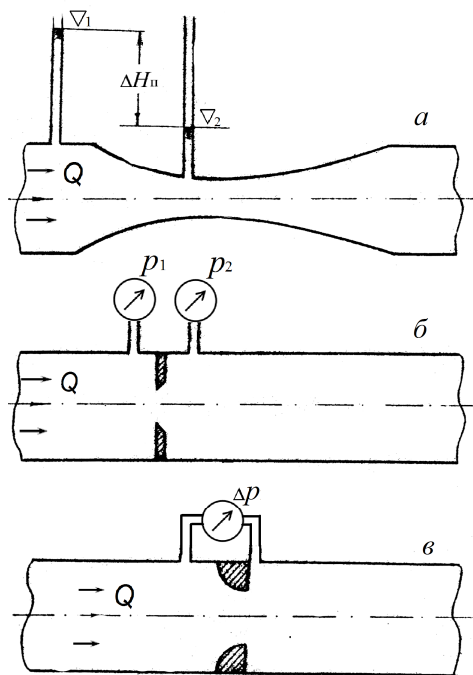


Рис. 1.3. Дросселирующие расходомеры:
 а – труба Вентури с пьезометрами;
 б – диафрагма с манометрами; в – сопло с дифманометром

Относительная погрешность измерения расхода жидкости дросселирующими расходомерами, зависящая от качества изготовления и тарировки прибора, находится в диапазоне 0,5 %–5,0 %.

Расходомер Вентури (см. рис. 1.3, а) является лучшим в гидравлическом отношении: он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатки данного прибора – сложность изготовления и относительно большие размеры.

Диафрагменный расходомер (см. рис. 1.3, б) оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и занимает мало места. Эти преимущества во многих случаях являются решающими, поэтому диафрагменные расходомеры получили широкое применение.

Расходомер «сопло» (см. рис. 1.3, в) по своим параметрам занимает промежуточное положение по сравнению с рассмотренными.

Вихревые расходомеры имеют в своей конструкции препятствие в потоке, за счет которого создается вихревое течение. В результате вихреобразования возникают колебания, по частоте которых определяется расход жидкости или газа. Преимуществом вихревых расходомеров является надежность и долговечность за счет отсутствия движущихся частей. К недостаткам можно отнести возникновение дополнительных потерь энергии из-за препятствия в потоке и влияние внешних вибраций и акустических волн на результаты измерений.

Действие *электромагнитных расходомеров* основано на законе электромагнитной индукции. Такие расходомеры оснащены магнитом. Жидкость, являющаяся проводником, движется между полюсами магнита. В результате возникает электродвижущая сила, пропорциональная скорости движения проводника. Расход жидкости определяется по величине напряжения, возникающего между двумя электродами. Электромагнитные расходомеры являются надежными и долговечными приборами за счет отсутствия движущихся частей. Они не создают дополнительного сопротивления потоку и позволяют измерять расход жидкости в большом диапазоне. К недостаткам можно отнести необходимость в источнике электропитания.

Ультразвуковые расходомеры имеют в своей конструкции два приемника-передатчика ультразвуковых сигналов, которые установлены на некотором расстоянии друг от друга вдоль потока. Такие расходомеры основаны на явлении изменения скорости распространения акустических колебаний в движущихся жидкостях или газах. Расход жидкости определяется по разности времени прохождения ультразвуковых сигналов по течению потока и против него. Эта разность пропорциональна скорости движения потока. Ультразвуковые расходомеры являются надежными и долговечными приборами за счет отсутствия движущихся частей. Они не создают дополнительного сопротивления потоку и могут устанавливаться на трубопроводы больших диаметров. Ультразвуковые расходомеры бывают стационарные и портативные (переносные). К недостаткам можно отнести необходимость в источнике электропитания, а также чувствительность к внешним вибрациям и акустическим волнам.

Ротационные расходомеры. Принцип их действия заключается во вращении двух роторов особой формы под воздействием потока среды. Синхронность обкатывания достигается за счет специальных шестеренок, соединенных и между собой, и с роторами. Миними-

зация погрешности измерений обеспечивается тем, что вращающиеся детали, а также внутренняя поверхность корпуса устройства выполнены с высокой точностью. Это требует применения специальных технологий обработки.

Мембранные расходомеры. Принцип работы таких приборов основан на движении мембран в камере при поступлении среды в прибор. Мембранные счетчики характеризуются большим диапазоном измерения (1:100), но предназначены для газов с низким давлением.

Парциальные расходомеры – измерительные приборы, в которых расход вещества определяется через некоторую долю основного потока в небольшой трубе, подключенной параллельно к основному трубопроводу. Такие расходомеры бывают трех видов: расходомеры, у которых ответвленный поток возвращается в основную трубу; расходомеры с невозвращаемым ответвленным потоком; расходомеры, парциальный поток которых образуется вспомогательным веществом. Преимущества расходомеров данного типа: невысокая стоимость; возможность применения в трубопроводах разного диаметра; возможность измерения пульсирующего расхода. Основным недостатком парциальных расходомеров является относительно высокая погрешность.

Мерные водосливы применяют для измерения расхода открытых потоков жидкостей. Они позволяют измерять как относительно небольшие, так и значительные расходы. Поэтому водосливы нашли широкое применение для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях, например в мелиоративных каналах. Простая методика измерения способствовала распространению мерных водосливов также в лабораторной практике.

Мерный водослив представляет собой тонкую стенку, через которую переливается жидкость (рис. 1.4). Верхняя кромка водослива называется гребнем. По форме выреза в стенке такие водосливы делятся на следующие виды (рис. 1.4, *a–z*): прямоугольные (*a*); треугольные (*б*); трапецидалные (*в*); криволинейные (*z*). Треугольная форма выреза (как правило, под углом 90°) применяется для измерения малых расходов и обычно используется в лабораторных условиях. Для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях чаще используется прямоугольная или трапецидалная формы, которые лучше соответствуют поперечному профилю канала.

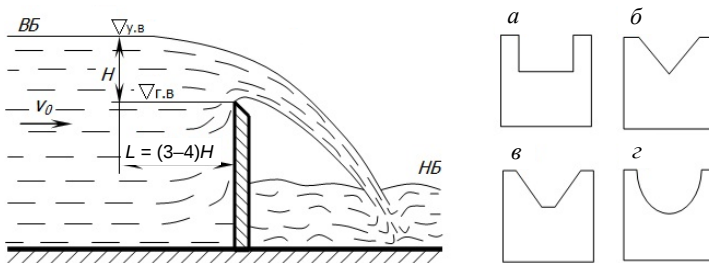


Рис. 1.4. Мерный водослив

При определении расхода Q с помощью водослива измеряется напор H над гребнем водосливного отверстия. Вблизи от гребня свободная поверхность жидкости искривлена, поэтому напор H измеряется на расстоянии $L = (3-4)H$ от верховой грани водослива.

Расход водослива вычисляется по формуле

$$Q = mb\sqrt{2g}H_0^{\frac{3}{2}}, \quad (1.16)$$

где m – коэффициент расхода водослива;

b – ширина водослива;

H_0 – полный напор на водосливе с учетом скорости подхода v_0 :

$$H_0 = H + \frac{\alpha v_0^2}{2g},$$

где H – геометрический напор;

α – коэффициент Кориолиса.

Для водосливов, имеющих стандартные размеры, значение коэффициента расхода m приводится в справочниках. Нестандартные водосливы требуют тарировки, результаты которой представляют в виде графика $Q = f(H)$.

Если в справочной литературе для определенного водослива приводится коэффициент расхода m_0 , в котором уже учтена скорость подхода v_0 , тогда расход водослива определяется по формуле

$$Q = m_0 b \sqrt{2g} H^{\frac{3}{2}}. \quad (1.17)$$

Относительная погрешность измерения расхода зависит от точности изготовления водослива и может находиться в диапазоне 2 %–5 %.

В лабораторных опытах для измерения небольших расходов (до 40 л/с) часто применяются мерные водосливы Томсона с треугольным отверстием в тонкой стенке и центральным углом 90° (см. рис. 1.4, б). Такой тип водослива исследован на практике Томсоном при напорах от 5 до 25 см. На основании исследований получен следующий вид расчетной формулы для определения расхода, м³/с, при подстановке напора H , м:

$$Q = 1,4 H^{\frac{5}{2}}. \quad (1.18)$$

Относительная погрешность измерения расхода жидкости водосливом Томсона при надлежащем изготовлении и использовании составляет не более 1 %.

Формулы (1.16), (1.17) и (1.18) справедливы для условий, когда уровень воды с низовой стороны не поднимается выше гребня водослива. В противном случае для подтопленного водослива формулы (1.16) и (1.17) примут вид:

$$Q = m \sigma_{\pi} b \sqrt{2g} H^{\frac{3}{2}}; \quad (1.19)$$

$$Q = m_0 \sigma_{\pi} b \sqrt{2g} H^{\frac{3}{2}}. \quad (1.20)$$

Числовые значения коэффициента подтопления σ_{π} приводятся в справочной литературе.

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 1.5.

Установка является циркуляционной и включает следующие основные элементы: резервуар 17, насос 19 с пультом управления 1, напорный трубопровод 18 с задвижкой 12, напорный бак 13, трубопровод 15 для отвода избыточной воды, трубопровод 11 с краном 10, счетчик воды 9, дросселирующий расходомер 6, мерный водослив 2 и мерный сосуд 5. Для поддержания постоянного напора в баке 13

The diagram illustrates a laboratory setup for studying the effect of the concentration of a solution on the rate of a chemical reaction. The setup includes a reaction vessel (1) connected to a gas collection system (2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) and a liquid delivery system (9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19). The reaction vessel (1) is connected to a gas collection system (2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) and a liquid delivery system (9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19). The reaction vessel (1) is connected to a gas collection system (2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) and a liquid delivery system (9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19).

Установка работает следующим образом: вода из резервуара 17 при помощи насоса 19 по трубопроводу 18 подается в бак 13. Избыток воды переливается через гребень перегородки 14 и отводится по трубопроводу 15 обратно в резервуар 17. Вода из бака 13 поступает в трубопровод 11, который имеет кран 10 для изменения расхода воды. Расход воды измеряется счетчиком 9, дросселирующим расходомером 6, мерным водосливом 2 и мерным сосудом 5. Из мерного водослива 2 и мерного сосуда 5 вода сбрасывается в резервуар 17 для повторного использования.

Игольчатый уровнемер состоит из иглы 10, закрепленной на нижнем конце вертикальной штанги 4, на лицевую сторону которой

нанесена линейка 5. С обратной стороны вертикальной штанги 4 закреплена продольная зубчатая рейка 8, находящаяся в зацеплении с зубчатым колесом 9, которое приводится в действие вращением воротка 6. При этом штанга 2 перемещается вверх или вниз в специальной обойме 3, в которой имеется прямоугольное окошко, снабженное нониусом 7. Обойма 3 крепится к подставке 2, которая, в свою очередь, присоединена к стенкам 1 водослива.

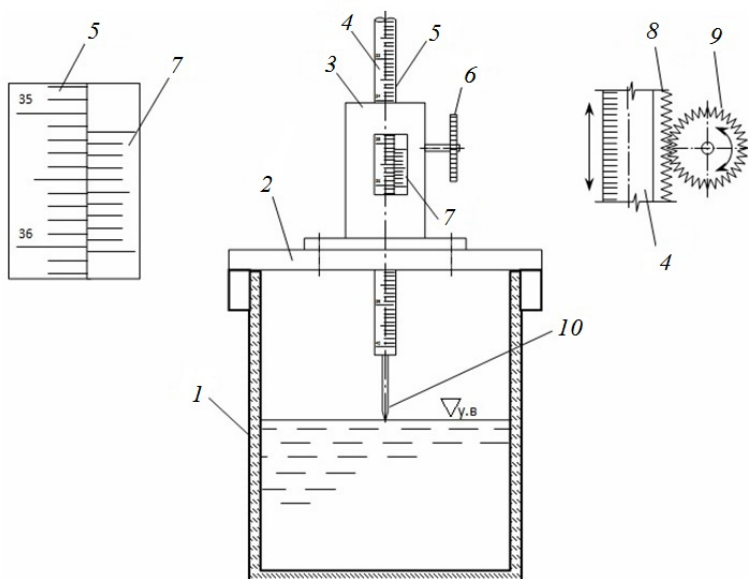


Рис. 1.6. Игольчатый уровнемер

Определение отметок игольчатым уровнемером осуществляют следующим образом: вращением воротка 6 опускают вертикальную штангу 4 до соприкосновения острия иглы 10 с поверхностью воды, отметка которой определяется (например, на рис. 1.6 показано определение отметки уровня воды $\nabla_{у. в.}$). Далее по миллиметровой шкале линейки 5 и верхней риски нониуса 7 определяется искомая отметка с точностью до 1 мм. При необходимости отметку можно определить с точностью 0,1 мм. Десятые доли миллиметра определяются по риске нониуса 7, которая совпадет с одной из рисков линейки 5. Например, на рис. 1.6 отметка составляет 35,1 см, или 35,14 см.

Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.2–1.5 сведения о приборах: марку и характеристики счетчика по паспортным данным (минимальный Q_1 , переходный Q_2 , номинальный Q_n и максимальный Q_4 расходы воды, относительные погрешности ε_1 и ε_2); вид дросселирующего расходомера и его относительную погрешность ε ; вид мерного водослива и его максимальную относительную погрешность ε ; отметку гребня мерного водослива $\nabla_{г. в.}$; площадь дна мерного сосуда $S_{м. с.}$.

2. Предъявить подготовленные материалы преподавателю и получить разрешение на проведение работы.

3. Под руководством лаборанта или преподавателя включить установку, дождаться наполнения напорного бака, после чего при помощи крана установить определенный расход воды в трубопроводе и провести измерения.

4. Измерить и записать в табл. 1.2 время t , за которое через счетчик пройдет объем воды V .

5. Определить установившиеся отметки уровней воды в пьезометрах $H_{п1}$ и $H_{п2}$ дросселирующего расходомера и соответствующий перепад удельной энергии $\Delta H_n = H_{п1} - H_{п2}$, после чего по тарифовочному графику $\Delta H_n = f(Q)$ определить расход воды $Q_{др.}$ Результаты занести в табл. 1.3.

6. Определить и записать в табл. 1.4 установившуюся отметку уровня воды $\nabla_{у. в.}$ перед водосливом.

7. На короткое время перевести шарнирный наконечник из мерного водослива в мерный сосуд для заполнения его до начальной отметки ∇_1 . После успокоения поверхности жидкости измерить начальную отметку ∇_1 и занести в табл. 1.5.

8. Синхронно с включением секундомера снова перевести шарнирный наконечник из мерного водослива в мерный сосуд. После наполнения мерного сосуда примерно на 80 %–90 % перевести шарнирный наконечник назад в мерный водослив, синхронно выключив

чив секундомер. После успокоения поверхности жидкости измерить конечную отметку ∇_2 . Полученные значения времени t и отметки ∇_2 занести в табл. 1.5.

Таблица 1.2

Измерение расхода счетчиком

Марка счетчика	Q_1 , м ³ /ч	Q_2 , м ³ /ч	Q_n , м ³ /ч	Q_4 , м ³ /ч	ε_1 , %	ε_2 , %	V , л	t , с	$Q_{сч}$, л/с	$\delta_{сч}$, %

Таблица 1.3

Измерение расхода дросселирующим расходомером

Вид расходомера	ε , %	$H_{п1}$, см	$H_{п2}$, см	$\Delta H_{п}$, см	$Q_{д.р}$, л/с	$\delta_{д.р}$, %

Таблица 1.4

Измерение расхода мерным водосливом

Вид водослива	ε , %	$\nabla_{г. в}$, см	$\nabla_{у. в}$, см	H , см	$Q_{м. в}$, л/с	$\delta_{м. в}$, %

Таблица 1.5

Измерение расхода мерным сосудом

$S_{м. с}$, дм ²	∇_1 , мм	∇_2 , мм	h , мм	t , с	V , л	$Q_{м. с}$, л/с	$\Delta Q_{м. с}$, л/с	ε , %

Обработка экспериментальных данных

1. По формуле (1.11) определить расход воды $Q_{сч}$ по показаниям счетчика. Результаты занести в табл. 1.2.

2. Определить напор над гребнем водосливного отверстия $H = \nabla_{у. в} - \nabla_{г. в}$, после чего по формуле Томсона (1.18) определить расход воды $Q_{м. в}$. Результаты занести в табл. 1.4.

3. Определить высоту наполнения мерного сосуда $h = \nabla_2 - \nabla_1$, объем воды V по формуле (1.12) и соответствующий расход $Q_{м. с}$ по формуле (1.11). Результаты занести в табл. 1.5.

4. Определить и записать в табл. 1.5 абсолютную погрешность измерения расхода воды мерным сосудом

$$\Delta Q_{\text{м.с}} = \pm \left[\left(\frac{V}{t^2} \Delta t \right) + \left(\frac{1}{t} \Delta V \right) \right],$$

где Δt , ΔV – абсолютные погрешности измерения времени и объема соответственно.

5. Определить и записать в табл. 1.5 относительную погрешность измерения расхода мерным сосудом

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_{\text{м.с}}}{Q_{\text{м.с}}} 100 [\%].$$

6. Определить процентные отклонения δ_i измеренного расхода воды Q_i от истинного значения $Q_{\text{м.с}}$ по формуле

$$\delta_i = \frac{Q_i - Q_{\text{м.с}}}{Q_{\text{м.с}}} 100 [\%].$$

Результаты занести в табл. 1.2–1.5.

7. Сравнить результаты определения расхода воды и сделать вывод о точности применяемых приборов, приняв значение расхода $Q_{\text{м.с}}$ за истинное. В выводе также обозначить возможные причины возникновения погрешности измерения расхода различными методами.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое расход жидкости? Какие понятия и основные единицы измерения используются для количественного определения расхода жидкости?

2. Запишите уравнение постоянства расхода (уравнение неразрывности жидкости) при установившемся движении несжимаемой жидкости.

3. Какие существуют методы и приборы для измерения расхода жидкости? Перечислите преимущества и недостатки различных приборов.

4. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется объем жидкости и время, в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение? Запишите соответствующую формулу для определения расхода.

5. При каком методе расход измеряется механическим счетчиком? В чем заключается методика измерения?

6. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется масса жидкости и время, в течение которого происходит наполнение мерного сосуда? Запишите соответствующие формулы для определения массового и объемного расхода.

7. Какие существуют разновидности дросселирующих расходомеров? В чем заключается методика измерения расхода?

8. В каких случаях используются мерные водосливы? В чем заключается методика измерения расхода?

9. Что такое точность измерения расхода? От чего зависит погрешность измерения расхода жидкости различными методами?

1.3. Лабораторная работа

ОПЫТНАЯ И ГРАФИЧЕСКАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

Цель работы:

1. Опытным путем изучить распределение энергии в напорном установившемся потоке жидкости.
2. Овладеть навыками определения и графического представления энергетических параметров напорного потока жидкости.

Общие сведения

Каждая движущаяся частица жидкости обладает механической (потенциальной и кинетической) энергией. Поскольку количество этой энергии зависит от величины самой частицы, то при гидравлических расчетах в целях удобства сопоставления результатов принято рассматривать механическую энергию частицы жидкости единичного веса, т. е. энергию, приходящуюся на единицу силы тяжести, действующей на жидкость. Эту энергию называют *удельной энергией*, или *напором*.

Напор определяется как отношение механической энергии данной частицы к ее весу. Следовательно, размерность напора может быть представлена в единицах длины, например в СИ:

$$\text{Дж/Н} = \text{Н} \cdot \text{м/Н} = \text{м}.$$

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии и показывает соотношение различных видов удельной механической энергии для частиц жидкости, проходящих путь между двумя поперечными сечениями слабodeформированного установившегося потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (1.21)$$

или

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \quad (1.21^*)$$

где p – давление в центре тяжести соответствующего сечения;
 γ – объемный вес жидкости;
 v – средняя скорость потока в соответствующем поперечном сечении;
 g – ускорение свободного падения;
 α – коэффициент кинетической энергии (Кориолиса).

В уравнениях (1.21) и (1.21*) индексы 1 и 2 обозначают номер поперечного сечения потока, к которому относится рассматриваемая величина. Остальные обозначения величин, составляющих уравнение Бернулли, их физический и геометрический смысл, способ графического изображения показаны в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Основные составляющие уравнения Бернулли

Обозначение	Физический смысл	Гидравлический смысл	Геометрический смысл	Графическое изображение
z	Удельная энергия положения	Напор геометрический	Высота геометрическая	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и центром тяжести сечения
$\frac{p}{\gamma}$	Удельная энергия давления	Напор пьезометрический	Высота пьезометрическая	Вертикальный отрезок между центром тяжести сечения и уровнем жидкости в пьезометре (пьезометрической линией)
$H_n = z + \frac{p}{\gamma}$	Потенциальная удельная энергия	Напор потенциальный	Высота потенциальная	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и уровнем жидкости в пьезометре (пьезометрической линией)

Обозначение	Физический смысл	Гидравлический смысл	Геометрический смысл	Графическое изображение
$H_v = \frac{\alpha v^2}{2g}$	Кинетическая удельная энергия	Напор скоростной (динамический)	Высота скоростная (динамическая)	Вертикальный отрезок между пьезометрической и напорной линиями (проведенный вверх от уровня жидкости в пьезометре)
$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	Полная механическая удельная энергия	Напор полный гидродинамический	Высота полная гидродинамическая	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и напорной линией
h	Потери удельной механической энергии	Потери напора	—	Вертикальный отрезок, равный разности полных напоров в соответствующих сечениях

Кинетическая энергия всего потока жидкости в заданном сечении, подсчитанная по значению средней скорости v , меньше фактической из-за сложной формы эпюры местных скоростей потока, поэтому в уравнение Бернулли (1.21) вводится поправочный коэффициент $\alpha > 1$ – коэффициент кинетической энергии (коэффициент Кориолиса). В равномерном напорном потоке жидкости в круглых трубах при ламинарном режиме $\alpha = 2$, при турбулентном $\alpha = 1,0\text{--}1,1$.

На практике вид режима движения жидкости в трубах определяют с помощью критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.22)$$

где ν – средняя скорость движения жидкости;

d – внутренний диаметр трубопровода;
 ν – кинематический коэффициент вязкости.

В формуле (1.22) средняя скорость движения жидкости v определяется из уравнения неразрывности (1.10):

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (1.23)$$

где Q – расход жидкости;

S – площадь поперечного сечения потока жидкости.

Взаимный переход потенциальной и кинетической энергии, который описывается уравнением Бернулли (1.21), проявляется в потоке, имеющем разные площади поперечных сечений. Наиболее удобной установкой, позволяющей изучить распределение видов энергии в потоке жидкости, является расходомер Вентури (см. рис. 1.3, а), относящийся к типу дросселирующих расходомеров. В данном приборе границы потока изменяются плавно (угол конусности меньше 10°), поэтому уравнение Бернулли может быть применено к любым поперечным сечениям расходомера.

Для проведения исследований в определенных местах прибора подключены пьезометры, по установившимся отметкам жидкости в которых можно непосредственно определить потенциальный напор $H_{\text{п}}$, а зная площади поперечных сечений S и расход воды Q , проходящий через них, по уравнению неразрывности (1.10) можно определить среднюю скорость v и скоростной напор H_v в соответствующих сечениях. Сумма потенциального $H_{\text{п}}$ и скоростного H_v напоров представляет собой полный гидродинамический напор H в поперечном сечении: $H = H_{\text{п}} + H_v$.

Изменение напора вдоль потока характеризуется уклонами:

а) гидравлическим (уклоном трения):

$$i = -\frac{\partial H}{\partial L}; \quad i_{\text{ср}} = \frac{H_1 - H_2}{L_2 - L_1} = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}; \quad (1.24)$$

б) пьезометрическим:

$$i_{\text{п}} = -\frac{\partial H_{\text{п}}}{\partial L}; \quad i_{\text{п. ср}} = \frac{H_{\text{п}1} - H_{\text{п}2}}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta H_{\text{п}}}{l_{1-2}}; \quad (1.25)$$

в) геометрическим (уклоном геометрической оси потока):

$$i_r = -\frac{\partial z}{\partial L}; \quad i_{r, \text{ср}} = \frac{z_1 - z_2}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta z}{l_{1-2}}, \quad (1.26)$$

где l_{1-2} – расстояние вдоль оси потока между сечениями 1 и 2.

На графиках характерные напоры в каждом поперечном сечении показываются линиями: напорной $H = f_1(L)$, пьезометрической $H_{\text{п}} = f_2(L)$, геодезической $z = f_3(L)$. Для их построения по оси абсцисс вдоль оси потока откладывается расстояние L от начального сечения до данного, а по оси ординат – соответствующие напоры (рис. 1.7).

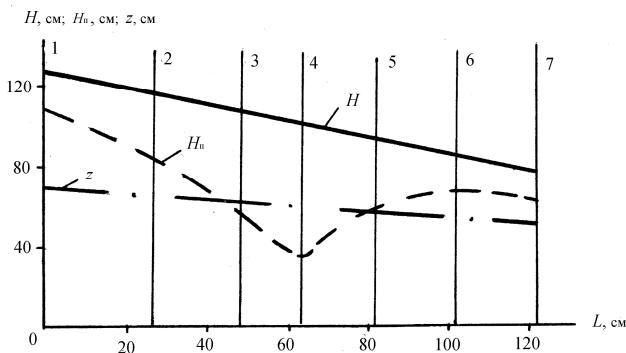


Рис. 1.7. Графическое изображение уравнения Бернулли:
 H – напорная линия; $H_{\text{п}}$ – пьезометрическая линия; z – геодезическая линия

Описание экспериментальной установки

В качестве опытной установки используется расходомер Вентури, установленный горизонтально или под углом к горизонту и представляющий собой участок трубопровода с плавно изменяющимся диаметром поперечного сечения (рис. 1.8). По трубопроводу при проведении работы движется напорный поток воды. В семи точках прибора на расстоянии L друг от друга подключены пьезометры, которые объединены на общем щите и снабжены шкалой, имеющей общее начало отсчета – нулевую линию, обозначающую горизонтальную плоскость сравнения. Отсчет по такой шкале, взятый по уровню жидкости в пьезометре, дает непосредственно потенциальный напор $H_{\text{п}}$.

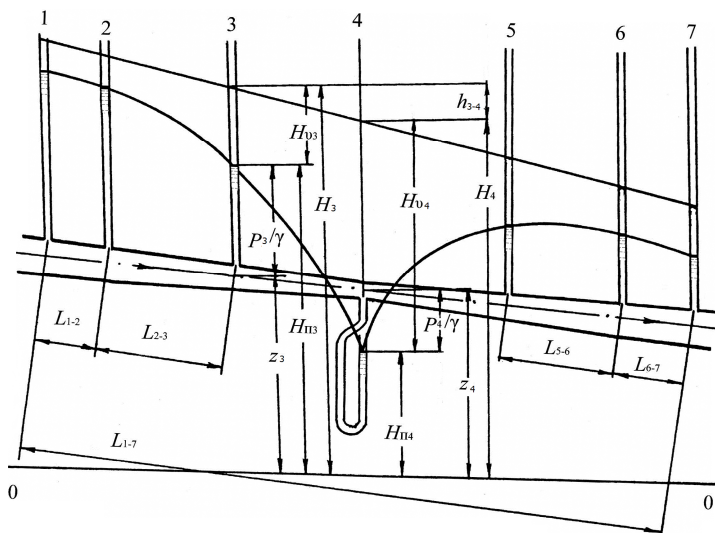


Рис. 1.8. Схема опытной установки

Для измерения расхода воды к начальному наибольшему сечению 1 и к наиболее узкому сечению 4 параллельно к основным пьезометрам подключены дополнительные трубки, отсчеты по которым обозначены соответственно ∇_1 и ∇_2 . Для удобства измерений дополнительные трубки установлены на краю щита отдельно от основных пьезометров.

Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, определить и записать в табл. 1.7:

- а) значения площадей поперечных сечений S ;
- б) расстояния L от начального сечения 1 до остальных сечений;
- в) геометрический напор z для начального и конечного сечений (при измерении учесть, что плоскость сравнения проходит через нулевую линию шкалы пьезометров).

2. Изучить порядок снятия отсчетов и их записи в табл. 1.7 и 1.9.
 3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров установились на одной отметке) измерить и записать в табл. 1.7 и 1.9:

а) показания пьезометров, показывающих удельную потенциальную энергию (потенциальный напор $H_{\text{п}}$) в сечениях 1–7;

б) показания пьезометров расходомера ∇_1 и ∇_2 и их разность $\Delta H_{\text{п}} = \nabla_1 - \nabla_2$.

4. Определить установившийся расход воды Q по тарифовочному графику $Q = f(\Delta H_{\text{п}})$.

Таблица 1.7

Напоры

Сечения	$S, \text{ м}^2$	$L, \text{ м}$	$z, \text{ м}$	$H_{\text{п}}, \text{ м}$	$v, \text{ м/с}$	$H_0, \text{ м}$	$H, \text{ м}$	$\frac{p}{\gamma}, \text{ м}$
1		0						
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Таблица 1.8

Уклоны

Участок	$l, \text{ м}$	$\Delta z, \text{ м}$	$i_{\text{г. ср}}$	$\Delta H_{\text{п}}, \text{ м}$	$i_{\text{п. ср}}$	$h, \text{ м}$	$i_{\text{ср}}$
1–4							
4–7							

Таблица 1.9

Расход

$\nabla_1, \text{ см}$	$\nabla_2, \text{ см}$	$\Delta H_{\text{п}}, \text{ см}$	$Q, \text{ л/с}$

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 1.7:

а) среднюю скорость потока воды v в сечениях с помощью уравнения неразрывности (1.10);

б) скоростные напоры H_v , где коэффициент α принять для турбулентного режима движения;

в) полные гидродинамические напоры H (табл. 1.10).

2. Построить в одинаковом масштабе графические зависимости (линии): геодезическую $z = f_3(L)$, пьезометрическую $H_p = f_2(L)$ и напорную $H = f_1(L)$.

Геодезическая линия строится по двум известным значениям z в начальном сечении 1 и конечном 7, поскольку ось потока в данной лабораторной установке представляет собой прямую линию (см. рис. 1.7).

3. Определить и записать в табл. 1.7–1.9:

а) значения z для всех оставшихся сечений с помощью геодезической линии;

б) пьезометрические напоры p / γ для всех сечений из формулы

$$H_p = z + \frac{p}{\gamma};$$

в) длину l участков 1–4 и 4–7, а также разность геометрических Δz и потенциальных ΔH_p напоров для этих участков согласно формулам (1.26) и (1.25) соответственно;

г) потери напора h , которые определяются разностью полных напоров H для участков 1–4 и 4–7 по уравнению (1.24);

д) средние геометрический, пьезометрический и гидравлический уклоны для участков 1–4 и 4–7, используя формулы (1.26), (1.25) и (1.24) соответственно.

4. На графике для двух сечений показать все составляющие уравнения Бернулли (z , p / γ , H_p , H_v , H и h). Одно из сечений взять с наибольшим скоростным напором.

5. Сделать обоснованный вывод, в котором указать, соответствуют ли полученные графические изображения закону сохранения энергии по физической сущности.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы

1. Какой физический закон выражает уравнение Бернулли?
2. Что называется удельной энергией?
3. Какие составляющие входят в уравнение Бернулли с точки зрения физического смысла?
4. Что такое коэффициент Кориолиса? Для чего он вводится в уравнение Бернулли?
5. Как в гидравлике принято называть все составляющие уравнения Бернулли?
6. Какой геометрический смысл имеет уравнение Бернулли?
7. Как графически представляется уравнение Бернулли для двух произвольных сечений потока реальной жидкости?
8. Как изменяются потенциальная и кинетическая энергии при изменении площади живого сечения потока?
9. Что такое геометрический, пьезометрический и гидравлический уклоны?

1.4. Лабораторная работа

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы:

1. Овладеть навыками опытного определения потерь напора при движении жидкости в трубопроводе.
2. Овладеть навыками расчета потерь напора в технических трубопроводах.

Общие сведения

При движении потока жидкости возникают силы гидравлического сопротивления. Различают вязкостные и инерционные сопротивления.

Вязкостные сопротивления возникают в результате работы сил трения, обусловленных вязкостью реальных жидкостей.

Инерционные сопротивления возникают в результате образования вихрей и перемешивания масс жидкости в турбулентном потоке.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости. Теряемая при этом удельная механическая энергия называется *потерей напора*.

Из уравнения Бернулли (1.21) следует, что суммарные потери напора

$$h = H_1 - H_2 = (H_{п1} + H_{в1}) - (H_{п2} + H_{в2}), \quad (1.27)$$

где H , $H_{п}$, $H_{в}$ – соответственно полный гидродинамический, потенциальный и скоростной напоры в сечениях 1 и 2.

Суммарные потери напора h складываются из местных потерь $h_{м}$ и потерь напора по длине $h_{д}$:

$$h = \sum h_{м} + \sum h_{д}. \quad (1.28)$$

Потери напора по длине $h_{д}$ – потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений на прямолинейных участках трубопровода с равномерным потоком, который движется с постоянной средней скоростью (живые сечения потока неизменны).

На участке трубопровода с равномерным потоком (рис. 1.9) скоростные напоры H_v во всех сечениях одинаковы, местные потери напора h_m отсутствуют, возникают только потери напора по длине:

$$h = h_d = \Delta H_n = H_{n1} - H_{n2}, \quad (1.29)$$

где H_n – потенциальный напор в соответствующем сечении.

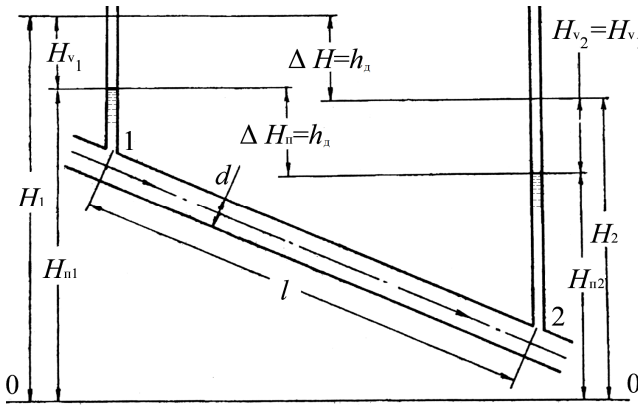


Рис. 1.9. Схема к опытному определению потерь напора по длине

Основной формулой для вычисления потерь напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения является формула Дарси–Вейсбаха

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.30)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина участка;

d – внутренний диаметр трубы;

v – средняя скорость потока.

В общем случае коэффициент λ зависит от режима движения жидкости (числа Рейнольдса), относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ и формы выступов шероховатости. Число Рейнольдса определяется по формуле (1.22).

Для труб круглого сечения относительная шероховатость

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}, \quad (1.31)$$

где Δ – характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость), для технических труб приводится в справочниках (прилож. 4).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина – относительная гладкость d / Δ .

Для потоков некруглого сечения в формулах (1.22) и (1.30) вместо значения внутреннего диаметра d применяется величина $4R$, где R – гидравлический радиус.

Величина коэффициента гидравлического трения λ определяется по эмпирическим формулам различных авторов (табл. 1.10), а также по графикам, построенным на основании экспериментальных исследований (например, прилож. 5). Экспериментально установлено, что существует пять характерных зон гидравлического сопротивления: ламинарного режима движения, переходного режима движения, гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб), неразвитого турбулентного режима движения и развитого турбулентного режима движения.

Таблица 1.10

Определение коэффициента гидравлического трения

Зона	Режим	Re	λ
I	Ламинарный	$0 < Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
II	Переходный	$2300 < Re < 4000$	–
III	Турбулентный	$4000 < Re < 20 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$
IV		$20 \frac{d}{\Delta} < Re < 500 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \bar{\Delta} \right)^{0,25}$
V		$Re > 500 \frac{d}{\Delta}$	$\lambda = 0,11 (\bar{\Delta})^{0,25}$

Все известные методы для определения коэффициента гидравлического трения λ имеют определенную погрешность. На величину погрешности влияют различные факторы, один из которых – сложность точного установления шероховатости внутренних стенок трубы. Абсолютная шероховатость труб из различных материалов приводится в справочной литературе (например, прилож. 4). Справочные данные дают ориентировочные значения шероховатости, часто указывается довольно широкий диапазон значений.

Реальные потери напора в существующем трубопроводе можно определить опытным путем. Для этого в начальной и конечной точках трубопровода с равномерным движением жидкости присоединяют приборы для измерения напора (пьезометры) (см. рис. 1.9) или давления (манометры) (см. рис. 1.11). Потери напора по длине h_d определяют по показаниям пьезометров $H_{п1}$ и $H_{п2}$ по формуле (1.29) или по показаниям манометров $p_{м1}$ и $p_{м2}$ по формуле

$$h_d = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_{м1} - p_{м2}}{\rho g}, \quad (1.32)$$

где Δp – разность значений давления в начальном и конечном сечениях;
 ρ – плотность жидкости.

Зная опытные потери напора по длине h_d , а также внутренний диаметр трубы d , длину участка l и расход жидкости Q , можно определить опытное значение коэффициента гидравлического трения λ , воспользовавшись формулами (1.10) и (1.30).

Местные потери напора h_m возникают на относительно коротких участках трубопровода, в которых происходит резкое изменение скорости или направления движения потока жидкости. Это наблюдается при резком расширении (рис. 1.10) или сужении трубопровода, на поворотах в виде колен и отводов, в диафрагмах, задвижках, кранах, вентилях, дроссельных заслонках, клапанах и других местах, называемых местными сопротивлениями (прилож. 6).

На этих участках трубопровода с неравномерным движением увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости. После местного сопро-

тивления силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают потери механической энергии потока. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающая в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора h_m .

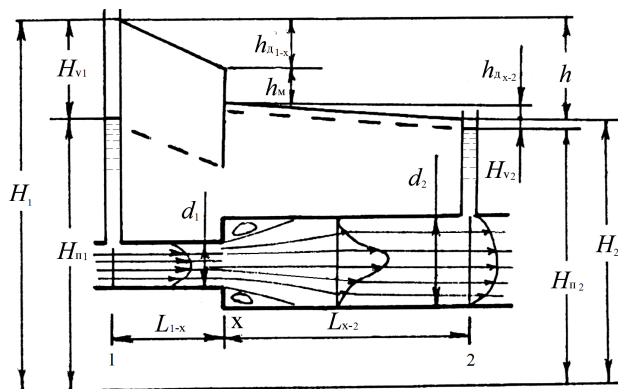


Рис. 1.10. Графическое иллюстрация местного сопротивления (внезапное расширение)

Местные потери напора h_m определяются из формулы (1.28) как разность между полными потерями напора на рассматриваемом участке трубопровода h (рис. 1.10) и потерями напора по длине h_d , возникающими на участках с равномерным движением жидкости до и после местного сопротивления:

$$h_m = h - \Sigma h_d. \quad (1.33)$$

При графическом построении местные потери напора показываются в характерном сечении местного сопротивления (сечение X на рис. 1.10) вертикальным отрезком соответствующей длины.

Местные потери напора вычисляются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (1.34)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (прилож. 6);

v – средняя скорость потока в сечении после местного сопротивления (если специально не оговаривается иное).

Коэффициент местного сопротивления ζ зависит от вида местного сопротивления и в практических расчетах определяется, как правило, по справочным данным. Справочные значения коэффициента местного сопротивления получают на основании опытных данных с помощью формул (1.33) и (1.34).

В соответствии с уравнением Бернулли (1.21*) полные потери напора на участке трубопровода с местным сопротивлением

$$h = H_1 - H_2, \quad (1.35)$$

где H_1 , H_2 – полные напоры в начальном и конечном сечениях участка трубопровода с местным сопротивлением (см. рис. 1.10).

Потери напора по длине на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси–Вейсбаха (1.30), а значения остальных параметров – по опытным данным.

Более точно потери напора по длине на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, находят с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. без местного сопротивления, и диаметром и шероховатостью стенок как во входящей в местное сопротивление части трубопровода определяют гидравлический уклон

$$i = \frac{h_d}{l}, \quad (1.36)$$

где h_d – потери напора по длине (см. рис. 1.9), определяемые по показаниям пьезометров $H_{п1}$ и $H_{п2}$ (1.29) или по показаниям манометров $p_{м1}$ и $p_{м2}$ (1.32);

l – длина участка трубопровода с равномерным движением.

Затем вычисляют потери напора по длине на участках трубопроводов, входящих в местное сопротивление, по формуле

$$h_d = iL, \quad (1.37)$$

где L – длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление (см. рис. 1.10).

Экспериментальная часть

I. Определение потерь напора по длине

Описание экспериментальной установки

Установка представляет собой горизонтальный или наклонный участок трубопровода постоянного диаметра d , к которому на расстоянии l друг от друга присоединены два пьезометра (см. рис. 1.9) или два манометра (рис. 1.11). Опытные потери напора по длине $h_{д(оп)}$ при движении потока жидкости между сечениями 1 и 2 определяются по разности показаний пьезометров $H_{п1}$ и $H_{п2}$ или манометров $p_{м1}$ и $p_{м2}$. Чтобы не учитывать влияние давления жидкости в присоединительных трубках, следует установить манометры на одном уровне. Тогда разность давлений в сечениях $\Delta p = p_{м1} - p_{м2}$. Если для измерения разности давлений в двух сечениях используется дифманометр или один общий манометр, то положение манометра (дифманометра) относительно оси потока не имеет значения. При проведении работы по трубопроводу движется напорный поток воды с расходом Q . Расход воды Q измеряется при помощи счетчика воды или дросселирующего расходомера.

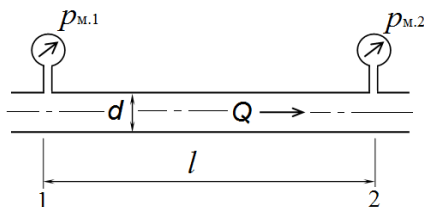


Рис. 1.11. Схема лабораторной установки

Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.11 следующие данные: номер трубопровода; номера начального и конечного сечений участка трубопровода; материал трубопровода и соответствующую абсолютную шероховатость стенок $\Delta_{ср}$ по справочным

данным (прилож. 4); длину l и внутренний диаметр d участка трубопровода; тип прибора для измерения расхода воды.

Таблица 1.11

Сведения об установке

Номер трубопровода	Номер сечения		Материал трубопровода	$\Delta_{\text{спр}}$, мм	l , см	d , мм	Тип расходомера
	начального	конечного					

2. Изучить порядок снятия отсчетов и занесения их в табл. 1.12.

Таблица 1.12

Опытные данные

Потери напора по длине			Расход воды						T, °C	v, см ² /с
H _{п1} , см (p _{м1} , кПа)	H _{п2} , см (p _{м2} , кПа)	h _{д (оп)} , см	Счетчик		Дросселирующий расходомер			Q, л/с		
			V, л	t, с	∇ ₁ , см	∇ ₂ , см	ΔH _п , см			

3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров или манометров не меняются) измерить и записать в табл. 1.12:

а) показания пьезометров $H_{\text{п1}}$ и $H_{\text{п2}}$ или манометров $p_{\text{м1}}$ и $p_{\text{м2}}$ в начальном и конечном сечениях участка трубопровода;

б) расход воды Q по показаниям счетчика, секундомера и формулы (1.11) или по показаниям дросселирующего расходомера ($\Delta H_{\text{п}} = V_1 - V_2$) и тарифовочного графика $Q = f(\Delta H_{\text{п}})$;

в) температуру воды T и соответствующий ей кинематический коэффициент вязкости ν (по графику или прилож. 3).

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 1.12 опытную величину потерь напора по длине $h_{\text{д (оп)}}$ по показаниям пьезометров и формуле (1.29) или по показаниям манометров и формуле (1.32).

2. Определить и записать в табл. 1.13:

а) среднюю скорость v потока воды в трубопроводе с помощью уравнения неразрывности (1.10);

- б) значение критерия Рейнольдса Re по формуле (1.22);
 в) значение относительной гладкости трубопровода $d / \Delta_{\text{спр}}$;
 г) значение относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ трубопровода по формуле (1.31);
 д) значения коэффициента гидравлического трения λ по графику Мурина (прилож. 5), формулам (табл. 1.10) и соответствующую расчетную величину потерь напора по длине $h_{\text{д(р)}}$ по формуле (1.30).

Таблица 1.13

Результаты расчетов

v , см/с	Re	$\frac{d}{\Delta_{\text{спр}}}$	$\bar{\Delta}$	λ по графику Мурина	$h_{\text{д(р)}}$, см	δ , %	λ по формуле (табл. 1.10)	$h_{\text{д(р)}}$, см	δ , %

3. Определить процентное отклонение δ расчетного значения потерь напора по длине $h_{\text{д(р)}}$ от истинного значения $h_{\text{д(он)}}$ по формуле

$$\delta = \frac{h_{\text{д(р)}} - h_{\text{д(он)}}}{h_{\text{д(он)}}} \cdot 100 [\%]. \quad (1.38)$$

4. Сравнить результаты определения потерь напора по длине опытным и расчетными методами, принимая опытное значение за истинное, и сделать обоснованный вывод, в котором дать оценку:

а) точности расчетных методов определения потерь напора по длине с указанием возможных источников погрешности;

б) степени влияния на величину потерь напора по длине различных факторов: шероховатости внутренней поверхности трубопровода Δ , длины трубопровода l , диаметра трубопровода d , средней скорости движения потока v .

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

II. Определение местных потерь напора

Описание экспериментальной установки

Установка представляет собой трубопровод с прямолинейными участками постоянного диаметра, в которых чередуются различные

виды местного сопротивления (внезапные сужения и расширения, резкие и плавные повороты). Каждое местное сопротивление снабжено двумя пьезометрами (см. рис. 1.10) или манометрами (дифманометром), присоединенными перед местным сопротивлением и за ним на определенном расстоянии L .

По трубопроводу при проведении работы движется напорный поток воды. Расход воды Q измеряется при помощи счетчика или одного из видов местного сопротивления по принципу дросселирующего расходомера.

Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.14 следующие сведения: номер трубопровода и наименования применяемых измерительных приборов; внутренние диаметры d , длины l и номера начальных и конечных сечений участков равномерного потока; вид местного сопротивления, номера сечений до и после местного сопротивления, внутренние диаметры d трубопровода в сечениях до и после местного сопротивления, радиус R или угол поворота α трубопровода (для плавного или резкого поворота соответственно), длины L прямолинейных участков трубопровода от мест измерительных приборов в соответствующих сечениях до местного сопротивления.

2. Соблюдая основные пропорции, зарисовать в виде эскиза принципиальную схему индивидуального местного сопротивления с указанием направления движения жидкости и линейных размеров (диаметров участков трубопровода до и после местного сопротивления, расстояния от местного сопротивления до ближайших сечений с измерительными приборами).

3. Изучить порядок снятия отсчетов и занесения их в табл. 1.15 и 1.16.

4. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров или манометров не меняются) измерить и записать в табл. 1.15 и 1.16:

а) расход воды Q при помощи счетчика и формулы (1.11), для чего определить время t , за которое через счетчик пройдет определенный объем воды V , или при помощи дросселирующего расходомера, для чего снять показания пьезометров ∇_1 и ∇_2 и найти их разность $\Delta H_{\pi} = \nabla_1 - \nabla_2$, а затем определить расход воды Q по тарировочному графику;

б) показания пьезометров H_{π} или манометров p_m в начальном и конечном сечениях участка равномерного потока;

в) показания пьезометров H_{π} или манометров p_m в начальном и конечном сечениях участка с местным сопротивлением.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 1.16:

а) потери напора по длине h_d на участках равномерного потока по показаниям пьезометров и формуле (1.29) или по показаниям манометров и формуле (1.32);

б) гидравлические уклоны i на участках равномерного потока по формуле (1.36);

в) значения средних скоростей потока воды v в сечениях участка с местным сопротивлением из уравнения неразрывности (1.10);

г) скоростные напоры H_v в сечениях участка трубопровода с местным сопротивлением, где коэффициент Кориолиса $\alpha = 1,1$ для турбулентного режима движения;

д) полные напоры $H = H_{\pi} + H_v$ в сечениях участка с местным сопротивлением, где потенциальный напор H_{π} определяется в соответствующих сечениях по показаниям пьезометров или по показаниям манометров и формуле $H_{\pi} = \frac{p_m}{\rho g}$;

е) полные потери напора h на участке с местным сопротивлением по формуле (1.35);

ж) потери напора по длине h_d на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, при помощи формулы (1.37), а также сумму этих потерь $\sum h_d$;

з) опытную величину местной потери напора $h_{m(оп)}$ по формуле (1.33);

и) справочное значение коэффициента $\zeta_{спр}$ по прилож. 6 и соответствующую расчетную величину местной потери напора $h_{m(р)}$ по формуле (1.34).

Таблица 1.14

Сведения об установке

Номер трубопровода, наименование измерительных приборов	Участки равномерного потока			Участок с местным сопротивлением					
	Номер сечения	<i>d</i> , см	<i>l</i> , см	Вид местного сопротивления	Номер сечения	<i>d</i> , см	<i>R</i> , см	<i>α</i> , град.	<i>L</i> , см

Таблица 1.15

Определение расхода воды

Тип измерительного прибора					Q, л/с
Счетчик		Дросселирующий расходомер			
V, л	t, с	V ₁ , см	V ₂ , см	ΔH _п , см	

Таблица 1.16

Определение потерь напора и коэффициента местного сопротивления

Участки равномерного потока				Участок с местным сопротивлением											
Номер сечения	H_{Π} , см (p_m , кПа)	h_d , см	i	Номер сечения	H_{Π} , см (p_m , кПа)	v , см/с	H_v , см	H , см	h , см	h_d , см	Σh_d , см	$h_m(оп)$, см	$\zeta_{спр}$	$h_m(р)$, см	δ , %

2. Сопоставить результаты определения местной потери напора опытным и расчетным методами, принимая опытное значение за истинное. Процентное отклонение δ расчетного значения местной потери напора $h_{м(р)}$ от истинного значения $h_{м(оп)}$ определяется по формуле

$$\delta = \frac{h_{м(р)} - h_{м(оп)}}{h_{м(оп)}} \cdot 100 [\%]. \quad (1.39)$$

3. Сделать вывод о соответствии значений местной потери напора, полученных опытным путем $h_{м(оп)}$ и расчетным методом $h_{м(р)}$.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы

1. Что такое гидравлические сопротивления? Какие основные виды сопротивлений возникают при движении потока реальной жидкости?

2. К чему приводит наличие гидравлических сопротивлений в потоке жидкости?

3. Какие различают виды потерь напора?

4. От чего зависят и как определяются потери напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения?

5. Сколько выделяют характерных зон гидравлических сопротивлений?

6. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в общем случае и в частных случаях?

7. Какие существуют практические методы определения коэффициента гидравлического трения?

8. Что такое местное сопротивление? Почему оно возникает?

9. Какие бывают виды местного сопротивления?

10. От чего зависят и как определяются местные потери напора?

11. От чего зависят коэффициенты местного сопротивления? Как они определяются для практических расчетов?

12. Как определяются опытные значения коэффициентов местного сопротивления?

2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ, ПНЕВМООБОРУДОВАНИЕ, ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ

2.1. Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Цель работы:

1. Ознакомиться с классификацией, маркировкой и областью применения динамических насосов.
2. Изучить устройство и принцип действия различных динамических насосов.
3. Выделить разными цветами основные элементы насосов (корпус, рабочее колесо, вал и т. д.) и их позиции в подрисуночной подписи.
4. Овладеть навыками определения и графического представления характеристик насоса.
5. Изучить основные сведения о динамических насосах, кратко законспектировать.
6. Провести испытание центробежного насоса.

Общие сведения

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей гидравлических машин. Насос предназначен для преобразования механической энергии двигателя (привода) в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Насос в составе с двигателем образует насосный агрегат. В настоящее время для привода насосов наиболее часто используют электродвигатели. Также для привода насосов в мобильных установках часто используют двигатель внутреннего сгорания.

Насосы применяются в разнообразных гидравлических системах для создания давления и перемещения различных жидкостей.

По принципу действия насосы делят на две группы: объемные и динамические. В объемных насосах жидкость приобретает энергию в результате циклического воздействия на нее рабочего органа, периодически изменяющего объем рабочей камеры, которая пооче-

редно сообщается с всасывающим и нагнетательным патрубками насоса. В динамических насосах жидкость приобретает энергию в результате непрерывного силового воздействия на нее рабочего органа в рабочей камере, которая постоянно сообщается с всасывающим и нагнетательным патрубками насоса.

В данной лабораторной работе рассматриваются только динамические насосы. Классификация динамических насосов представлена на рис. 2.1. Самую большую группу составляют лопастные насосы, которые получили наибольшее распространение на практике. У лопастных насосов непрерывное силовое воздействие на жидкость оказывает рабочий орган в виде вращающегося рабочего колеса, имеющего лопасти.

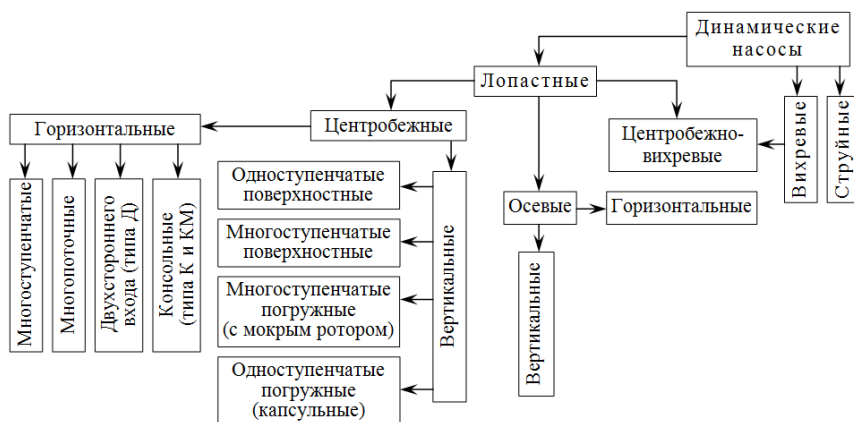


Рис. 2.1. Классификация динамических насосов

Работу динамических насосов характеризуют следующие основные параметры:

Q – подача насоса, м³/ч или л/с;

H – напор насоса, м;

N – мощность насоса, кВт;

η – КПД насоса, %;

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин или мин⁻¹.

Кроме указанных основных характеристик в каталогах приводятся другие параметры – эксплуатационные, конструктивные, геометрические и т. д.

Центробежные насосы

Центробежные насосы по классификации относятся к лопастным динамическим насосам. Центробежные насосы получили широкое применение на практике за счет своей эффективности, универсальности и надежности. В настоящее время они используются для перемещения различных жидкостей в большом диапазоне подач Q и напоров H . Ориентировочно область применения различных центробежных насосов по параметрам Q – H представлена на рис. 2.2.

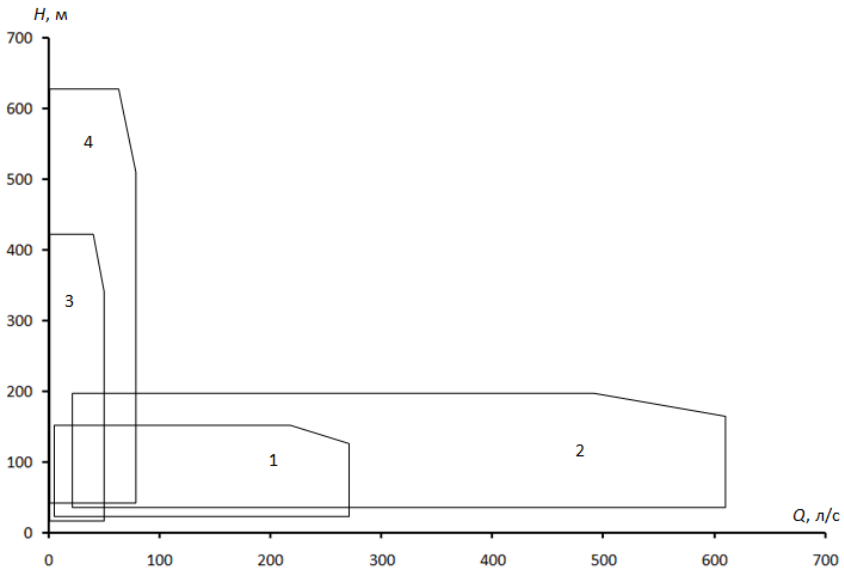


Рис. 2.2. Область применения центробежных насосов по параметрам Q – H : 1 – насосы типа К и КМ; 2 – насосы типа Д; 3 – насосы многоступенчатые поверхностные; 4 – насосы многоступенчатые погружные (скважинные)

По особенностям конструкции различают следующие виды центробежных насосов:

- по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые;
- по количеству потоков – однопоточные, двухпоточные и многопоточные;
- по способу подвода жидкости – одностороннего и двустороннего входа;

- по конструкции рабочего колеса – закрытого, полуоткрытого, открытого типа;
- по расположению вала – вертикальные и горизонтальные;
- по способу соединения с приводом – с общим валом (моноблочные) и с отдельными валами (соединение муфтой);
- по положению насоса относительно уровня перекачиваемой жидкости – поверхностные, погружные и полупогружные.

Схема центробежного насоса представлена на рис. 2.3. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, под действием центробежных сил перемещается от центра к периферии, выходит в отвод насоса и далее в нагнетательный трубопровод. В центре рабочего колеса возникает вакуум, за счет которого жидкость поступает к рабочему колесу вдоль оси его вращения через всасывающий трубопровод.

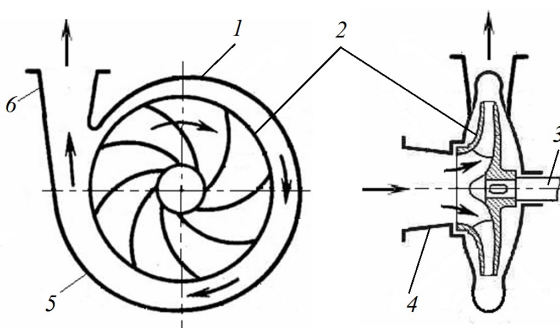


Рис. 2.3. Схема центробежного насоса:

1 – корпус; 2 – колесо рабочее; 3 – вал; 4 – патрубок всасывающий;
5 – отвод спиральный; 6 – патрубок нагнетательный

Консольные насосы (типы К и КМ)

Насосы типов К и КМ по классификации относятся к одноступенчатым горизонтальным поверхностным центробежным насосам одностороннего входа. Символ «К» означает «консольный» – рабочее колесо закреплено на конце вала вне зоны, защемленной подшипниками, т. е. на консоли. Консольные насосы предназначены для перекачивания маловязких неагрессивных невзрывоопасных холодных и горячих жидкостей без содержания абразивных частиц и волокон. Конкретные свойства перекачиваемых жидкостей зависят

от применяемых конструкционных и уплотнительных материалов и приводятся в каталогах производителей насосов.

Насосы типа К (рис. 2.4) имеют отдельный вал, который, как правило, соединяется с валом приводного двигателя при помощи муфты. Насосы типа КМ (консольный моноблочный) не имеют отдельного вала и насаживаются на удлиненный вал электродвигателя (рис. 2.5).

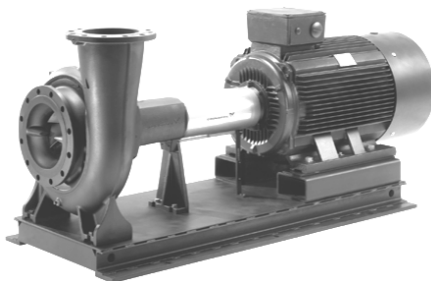


Рис. 2.4. Общий вид насоса типа К с электродвигателем

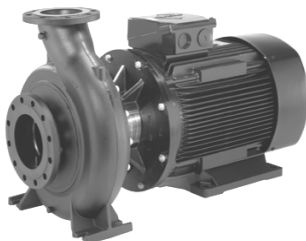


Рис. 2.5. Общий вид насоса типа КМ с электродвигателем

Маркировка, область применения

В настоящее время для маркировки насосов используется в основном тройное обозначение по международному стандарту ИСО 2853, например К 65-50-160, где К – тип насоса (К или КМ); 65 и 50 – диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков соответственно, мм; 160 – номинальный диаметр рабочего колеса, мм. К маркировке добавляются символы, характеризующие фактический диаметр рабочего колеса, код исполнения насоса, материал корпуса и рабочего колеса насоса, тип и материал уплотнений, направление вращения рабочего колеса и др.

Для маркировки насосов используется и двойное обозначение, например К 8/18, где К – тип насоса (К или КМ); 8 – номинальная подача насоса, м³/ч; 18 – напор насоса, м. К данной маркировке также могут добавляться символы, обозначающие дополнительные характеристики насоса.

Консольные насосы типа К или КМ нашли самое широкое применение в сельском хозяйстве, в промышленности, на транспорте, в городском коммунальном хозяйстве, используются в небольших стационарных и передвижных установках. Они применяются в системах водоснабжения, а также в системах центрального отопления жилых районов, мастерских, животноводческих ферм и других объектов в качестве циркуляционных установок.

Консольные насосы выпускаются в широком диапазоне размеров и имеют обширную область применения по параметрам $Q-H$ (см. рис. 2.2, поз. 1).

Основные элементы конструкции центробежных консольных насосов

Основным рабочим органом центробежного консольного насоса (рис. 2.6) является рабочее колесо 3, закрепленное на валу 10 через шпонку 14 гайкой 13. Рабочее колесо 3 выполнено из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Передний диск в центре имеет входное отверстие. Задний диск имеет разгрузочные отверстия для выравнивания давления, действующего на диски, что позволяет уменьшить осевое усилие, действующее на подшипники 11.

Рабочее колесо 3 помещено в корпус насоса 2, который одновременно выполняет роль спирального отвода жидкости, заканчивающегося напорным патрубком. Насос поставляется с напорным патрубком, направленным вверх, но в случае необходимости патрубок может быть повернут в любое положение через 90°.

Для снижения количества жидкости, поступающей из зоны высокого давления в зону низкого, предусмотрены щелевые уплотнения, которые представляют собой уплотняющие пояски вокруг входного и разгрузочных отверстий на рабочем колесе 3, а также уплотняющие кольца 5, запрессованные в примыкающих к колесу деталях насоса. Щелевые уплотнения повышают объемный КПД насоса.

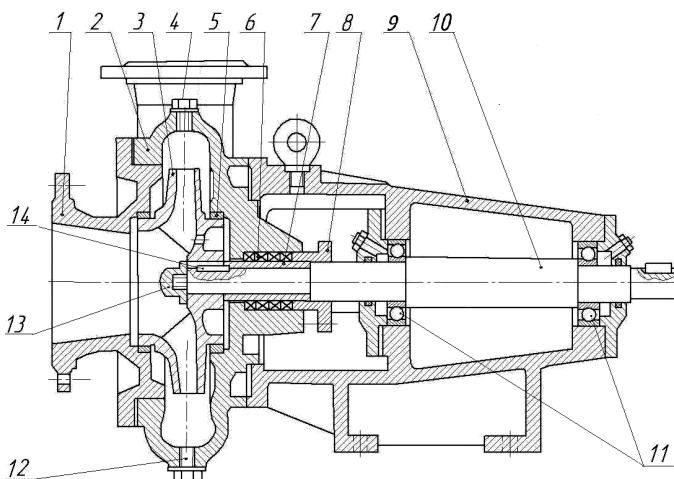


Рис. 2.6. Схема насоса типа К:

1 – крышка с подводящим патрубком; 2 – корпус насоса; 3 – колесо рабочее;
4 – отверстие заливное; 5 – кольцо уплотняющее; 6 – сальник; 7 – втулка защитная;
8 – крышка сальника; 9 – стойка опорная; 10 – вал; 11 – подшипники шариковые;
12 – отверстие выпускное; 13 – гайка; 14 – шпонка

В корпусе насоса 2 выполнены технологические отверстия 4 и 12 с резьбовыми пробками для залива и слива жидкости. При повороте корпуса эти отверстия надо сделать в новом месте. Корпус насоса 2 закрывается крышкой с подводящим (всасывающим) патрубком 1. С противоположной стороны корпус насоса 2 крепится к опорной стойке 9 или к опорному кронштейну.

В опорной стойке 9 устанавливаются два шариковых подшипника 11, в которых крепится вал 10. Подшипники 11 смазываются консистентными смазками или литолом, у некоторых насосов – моторным маслом. Некоторые маломощные водяные насосы могут быть снабжены только одним шариковым подшипником, установленным в стойке. В этом случае подшипник, установленный со стороны рабочего колеса, является подшипником скольжения и представляет собой бронзовую втулку. Этот подшипник смазывается перекачиваемой водой, для чего в корпусе имеется канал, соединяющий напорную полость насоса с опорной втулкой.

Для предотвращения утечки жидкости через щель между валом 10 и корпусом насоса 2 предусмотрено кольцевое уплотнение. Оно

состоит из корпуса, отлитого заодно с корпусом насоса 2, сальника 6 и крышки 8, затягиваемой гайками. В качестве сальниковой набивки используют шнур, кольца или манжеты. Сальники изготавливаются из резины, графита, карбида кремния, фторопласта или других материалов, придающих изделию износостойкость, термостойкость, химическую стойкость.

У насосов, имеющих рабочее колесо с разгрузочными отверстиями, кольцевое уплотнение находится в зоне разрежения, т. е. возможен прорыв воздуха через него в рабочее колесо и прекращение подачи. Поэтому в среднюю часть кольцевого уплотнения по специальному каналу (на рис. 2.6 не показан) подается из камеры высокого давления жидкость, которая создает гидравлическую завесу и предотвращает попадание воздуха. Крышка 8 затягивается таким образом, чтобы при работе насоса через сальник для его охлаждения и смазки протекало 15–20 капель жидкости в минуту. Данное конструктивное решение применимо к насосам для перекачки чистой воды.

Для предотвращения износа вала 10 на него надевается защитная втулка 7. Вал насосов типа К соединяется с валом двигателя через упругую муфту или с помощью шкива, если используется ременная передача.

Насосы типа КМ (рис. 2.7) – «консольные моноблочные» – не имеют своего рабочего вала, опорной стойки и подшипников.

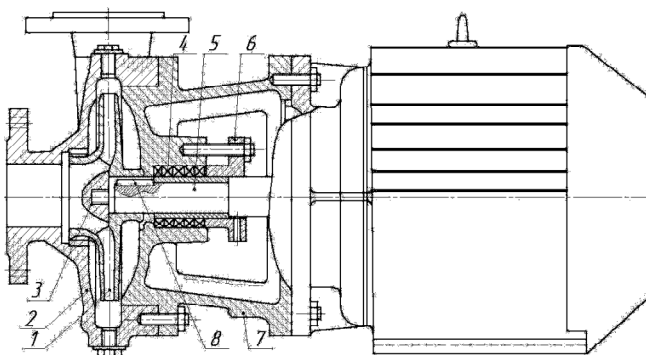


Рис. 2.7. Схема насоса типа КМ:

- 1 – колесо рабочее; 2 – корпус с подводящим патрубком;
- 3 – гайка; 4 – манжета; 5 – рабочий вал; 6 – крышка;
- 7 – корпус с кронштейном крепления; 8 – шпонка

Детали насосов типа КМ монтируются на фланце и валу электродвигателя. В гидравлическом отношении насосы типов К и КМ одинаковы.

Моноблочные насосы занимают меньше места, они удобнее при монтаже и эксплуатации, но для них требуется двигатель специального исполнения с удлиненным валом.

Насосы двустороннего входа (тип Д)

Насосы типа Д (рис. 2.8) относятся к виду одноступенчатых горизонтальных поверхностных центробежных насосов двустороннего входа. Они предназначены для перекачки воды без содержания абразивных частиц и волокон. Температура воды – от 0 °С до 90 °С. Данные насосы также могут применяться для перекачки других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности.

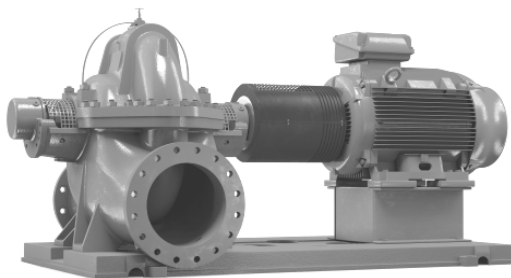


Рис. 2.8. Общий вид насоса типа Д с электродвигателем

Маркировка, область применения

Маркировка насосов типа Д осуществляется аналогично насосам типов К и КМ.

Насосы типа Д широко используются в системах водоснабжения, а в сельском хозяйстве применяются также в гидромелиоративных системах. Эти насосы по сравнению с консольными создают значительно большую подачу при сопоставимом диаметре рабочего колеса.

Насосы типа Д выпускаются в широком диапазоне размеров и имеют обширную область применения по параметрам $Q-H$ (см. рис. 2.2, поз. 2).

Конструктивные особенности

Основным рабочим органом насоса (рис. 2.9) является лопастное рабочее колесо 11 с двойным входом. Конструкцию рабочего колеса 11

можно представить в виде двух колес консольного насоса, соединенных задними дисками: одна половина рабочего колеса является зеркальным отображением другой.

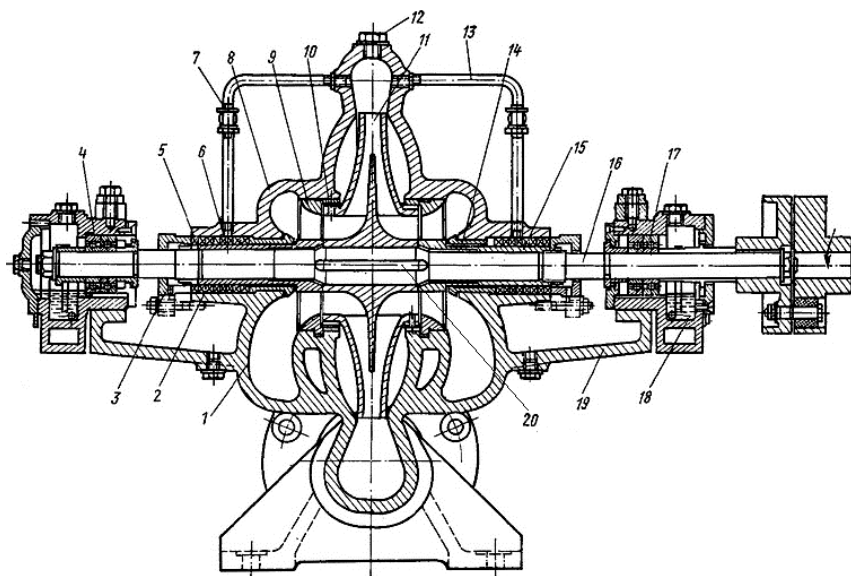


Рис. 2.9. Схема насоса типа Д:

- 1 – корпус насоса; 2 – набивка сальника; 3 – крышка сальника;
- 4, 17 – подшипники; 5 – корпус сальника; 6 – кольцо гидравлического уплотнения; 7, 13 – трубки гидравлического уплотнения;
- 8 – крышка корпуса насоса; 9, 10 – кольца защитные; 11 – колесо рабочее;
- 12 – пробка заливная; 14 – грундбукса; 15 – втулка;
- 16 – вал; 18 – ванна масляная; 19 – кронштейн; 20 – шпонка

Внутренний разделяющий диск не доходит до внешнего обода колеса, поэтому два потока, с разных сторон входящих в рабочее колесо, на выходе объединяются. Рабочее колесо 11 закреплено шпонкой 20 на валу 16. Вал 16 установлен в шариковых подшипниках 4 и 17.

Щелевые и сальниковые уплотнения аналогичны уплотнениям консольных насосов. Отличие состоит в том, что вода для гидравлического уплотнения сальника подается не через канал в корпусе, а по специальным трубкам 7 и 13. При большой высоте всасывания напор насоса не всегда обеспечивает надежность гидравлической завесы и воздух прорывается в насос. В этом случае воду в сальник

подают от постороннего источника с повышенным напором. От осевого усилия вал насоса разгружен, т. к. рабочее колесо симметрично. Рабочее колесо с валом размещается в корпусе, который сверху имеет плоский горизонтальный разъем, упрощающий монтаж и разборку насоса (разборку можно проводить без отсоединения насоса от трубопроводов). Сверху насос закрывается крышкой 8, в которой имеются каналы, продолжающие каналы корпуса 1.

Подводящий канал раздваивается и подводит воду к колесу с двух противоположных сторон. Отвод воды спиральный. Подводящий и отводящий патрубки насоса расположены ниже оси насоса перпендикулярно к ней.

Многоступенчатые насосы

В многоступенчатых насосах реализован принцип последовательного их соединения. Каждая ступень имеет свое рабочее колесо, все рабочие колеса ступеней имеют общий вал. При работе насоса на каждой ступени повышается напор насоса при неизменной подаче. Поэтому многоступенчатые насосы в зависимости от количества ступеней могут обеспечивать широкий диапазон требуемых напоров (см. рис. 2.2, поз. 3, 4).

Многоступенчатые насосы применяют для повышения давления и перекачивания воды и других чистых жидкостей. Возможность перекачивания жидкостей со специфическими свойствами необходимо уточнять в каталогах производителей насосов.

Многоступенчатые насосы бывают поверхностными и погружными, вертикальными (рис. 2.10) и горизонтальными.

Рассмотрим многоступенчатые насосы на примере скважинных (рис. 2.10, б), относящихся к виду многоступенчатых вертикальных погружных центробежных насосов.

Маркировка, область применения

Маркировка скважинных насосов у различных производителей может отличаться. Например, ОАО «Завод Промбурвод» для маркировки насосов стандартного исполнения использует следующее условное обозначение: ЭЦВ 6-10-80, где Э – электрический; Ц – центробежный; В – водяной; 6 – условный диаметр агрегата, определяемый номинальным диаметром скважины в дюймах; 10 – номинальная подача насоса, м³/ч; 80 – напор насоса, м.

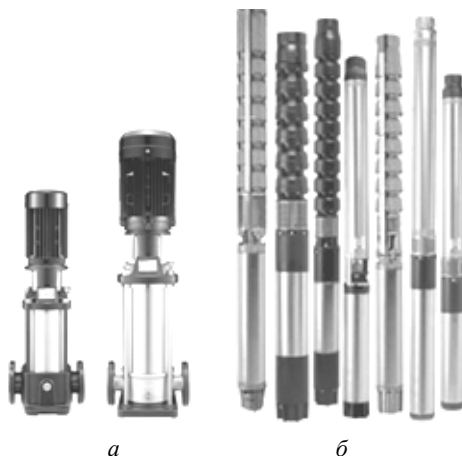


Рис. 2.10. Общий вид вертикальных многоступенчатых насосов:
а – поверхностные с электродвигателем в верхней части агрегата;
б – погружные (скважинные) с электродвигателем в нижней части

Скважинные насосы нашли широкое применение для подъема воды из скважин для городского, промышленного и сельскохозяйственного водоснабжения. Кроме того, скважинные насосы применяются для осушения котлованов и гидротехнических сооружений, понижения уровня грунтовых вод и в других случаях.

Скважинные насосы работают непосредственно в скважине, погруженные ниже минимального динамического уровня воды не менее чем на 1 м, а также применяются в бустерных системах, когда насос располагают в заполненном водой контейнере или трубопроводе.

Конструктивные особенности

Скважинный насос представляет собой погружной агрегат, состоящий из многоступенчатого центробежного насоса (рис. 2.11) и электродвигателя (на рис. 2.11 не показан).

Основным рабочим органом насоса является центробежное лопастное рабочее колесо 6. В связи с тем, что насос опускается в скважину, диаметр его рабочего колеса значительно меньше, чем у консольных насосов, соответственно одно колесо создает относительно малое приращение напора. Но для подъема воды из глубоких скважин требуется создание большого напора. Поэтому у погружных насосов на одном валу объединяется несколько рабочих колес (до 30 штук).

Таким образом, погружной насос представляет собой многоступенчатую систему, состоящую из ряда центробежных насосов, соединенных последовательно. Общий напор насоса равен сумме напоров каждой ступени.

Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений (уплотнительное кольцо 9), как и у консольных насосов. Рабочее колесо 6 на валу 7 крепится шпонкой 8.

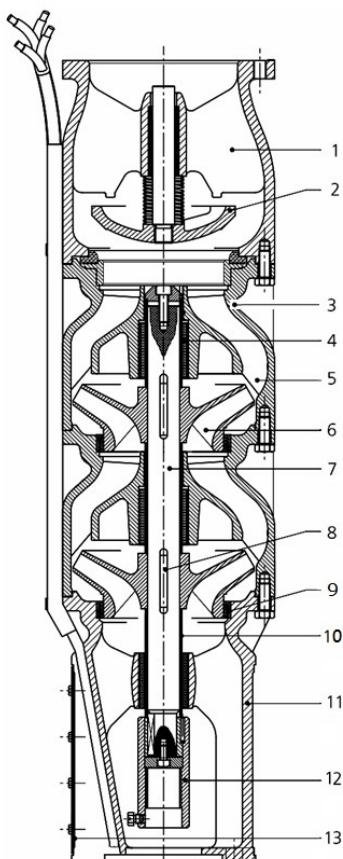


Рис. 2.11. Схема насоса ЭЦВ:

- 1 – головка насоса; 2 – клапан обратный; 3 – корпус; 4 – подшипник скольжения;
- 5 – аппарат направляющий; 6 – колесо рабочее; 7 – вал; 8 – шпонка;
- 9 – кольцо уплотнительное; 10 – втулка распорная; 11 – основание;
- 12 – муфта; 13 – сетка

Вода из рабочего колеса 6 поступает в направляющий аппарат 5, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от периферии рабочего колеса одной секции (ступени) в центр рабочего колеса следующей.

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании 11, которые снаружи закрыты защитной сеткой 13. Отвод воды происходит через обратный клапан 2 и головку насоса 1, к которой присоединяется нагнетательный трубопровод.

Вал 7 насоса закреплен в подшипниках скольжения 4, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы, резины или других материалов. Смазываются подшипники водой, которая поступает через продольные каналы.

В рабочем положении вал насоса расположен вертикально. В целях защиты двигателя от возможного попадания песка вал двигателя снабжен уплотнением из резиновых колец.

Снизу к насосу подсоединяется погружной электродвигатель. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя муфтой 12. В муфте имеются специальные отверстия для прокрутки вала вручную при проверке правильности сборки.

Для привода скважинных насосов применяют различные электродвигатели, например ПЭДГ (погружной электродвигатель герметичный), ПЭДВ (погружной электродвигатель водозаполненный) и др. Герметичный электродвигатель типа ПЭДГ заполнен жидкостью (смесь пропиленгликоля с водой) для смазки подшипников скольжения и охлаждения электродвигателя. Негерметичный электродвигатель типа ПЭДВ смазывается и охлаждается перекачиваемой жидкостью и перед опусканием в скважину заливается чистой водой через пробки-фильтры. Не допускается включение (даже кратковременное) скважинного насосного агрегата с незаполненным и не погруженным в воду электродвигателем. Во избежание «сухой работы» при снижении динамического уровня воды в скважине насос оборудуется защитной автоматикой.

Дополнительную информацию о динамических насосах можно найти в литературе [1, 2].

Испытание центробежного насоса

Испытание насоса является распространенной задачей в инженерной практике. Как правило, характеристики насосов определяются

опытным путем для заданного значения частоты вращения рабочего колеса и для определенной жидкости. Задача определения характеристик возникает при проектировании новых насосов, при внесении конструктивных изменений в существующие модели, при их регулировании для обеспечения заданных параметров и в других случаях.

Испытание насоса осуществляется в составе насосной установки, которая кроме насоса содержит соединительные трубопроводы, регулирующую и защитную арматуру, контрольно-измерительные приборы, электрическое и другое оборудование. Пример установки для испытания центробежного насоса представлен на рис. 2.12.

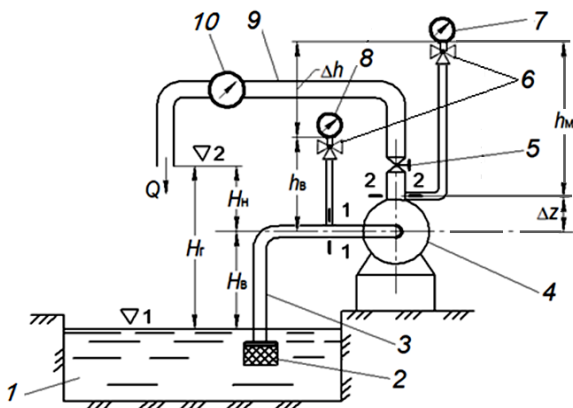


Рис. 2.12. Схема установки для испытания насоса:

- 1 – резервуар; 2 – клапан обратный с сеткой; 3 – трубопровод всасывающий;
- 4 – насос; 5 – кран регулировочный; 6 – кран трехходовой; 7 – манометр;
- 8 – мановакуумметр; 9 – трубопровод нагнетательный; 10 – счетчик (расходомер)

Работу центробежных насосов характеризуют следующие основные параметры:

1. *Подача насоса Q* – количество жидкости, перемещаемое насосом в единицу времени. В соответствии с единицей измерения количества жидкости различают подачу объемную ($\text{м}^3/\text{с}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, л/с, л/мин) и массовую (кг/с, кг/мин, т/ч).

2. *Напор насоса H* – энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос. Поэтому напор насоса равен разности напоров, измеренных в сечении 2–2 на выходе из насоса и в сечении 1–1 на входе в него.

Следовательно, напор насоса

$$H = \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right), \quad (2.1)$$

где z_1, z_2 – значения геометрического напора в сечениях на выходе и входе насоса;

p_1, p_2 – значения давления в соответствующих сечениях;

v_1, v_2 – значения средней скорости в соответствующих сечениях;

α_1, α_2 – значения коэффициентов Кориолиса в соответствующих сечениях;

γ – удельный вес жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Уравнение (2.1) можно представить в виде

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (2.1^*)$$

где $\Delta z = z_2 - z_1$ – разность геометрических напоров в сечениях на выходе и входе насоса соответственно;

$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ – приращение пьезометрического напора в насосе;

$\Delta H_v = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ – приращение скоростного напора в насосе.

С учетом турбулентного режима движения жидкости ($\alpha_1 = \alpha_2$) во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса и уравнения неразрывности (1.10) формулу для определения приращение скоростного напора в насосе можно представить в виде

$$\Delta H_v = \frac{\alpha}{2g} \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) Q^2 = A Q^2, \quad (2.2)$$

где $S_1 = \frac{\pi d_{в.п}^2}{4}$, $S_2 = \frac{\pi d_{н.п}^2}{4}$ – площади сечений на входе и выходе насоса соответственно ($d_{в.п}$ и $d_{н.п}$ – внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса);

Q – расход воды, проходящей через рассматриваемое поперечное сечение (подача насоса);

A – коэффициент площадей сечений насоса.

3. *Мощность насоса N* – мощность, потребляемая насосом. Если вал двигателя непосредственно соединяется с валом насоса, то она равняется полезной мощности двигателя.

4. *Эффективная (полезная) мощность насоса N_{π}* – мощность, которую жидкость получает от насоса:

$$N_{\pi} = \gamma QH. \quad (2.3)$$

5. *Коэффициент полезного действия (КПД) насоса*

$$\eta = \frac{N_{\pi}}{N} = \frac{\gamma QH}{N}. \quad (2.4)$$

6. *Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$* или *допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{доп}}$* .

7. *Частота вращения рабочего колеса насоса n* .

Зависимости $H = f_1(Q)$, $N = f_2(Q)$, $\eta = f_3(Q)$, $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f_4(Q)$ и $\Delta h_{\text{доп}} = f_4(Q)$ при $n = \text{const}$ называются рабочими характеристиками насоса. Причем первая называется главной (напорной), вторая и третья – энергетическими, четвертая – кавитационной.

Характеристики насосов представляются в графической (рис. 2.13) или табличной форме.

Реальные характеристики насоса могут несколько отличаться от характеристик, приводимых в каталогах производителей насосного оборудования. Это связано с рядом факторов: качеством изготовления насоса; износом насоса в процессе эксплуатации; скачками частоты тока или напряжения в электрической сети, от которой запитан электродвигатель насоса, и т. д.

Для определения характеристик проводятся испытания насосов. Правила и методы испытания центробежных насосов предусмотрены ГОСТ 6134–2007 (ИСО 9906:1999) «Насосы динамические. Методы испытаний». В этом стандарте рассматривается несколько разновидностей испытаний: приемочные, контрольные, периодические, типовые и др.

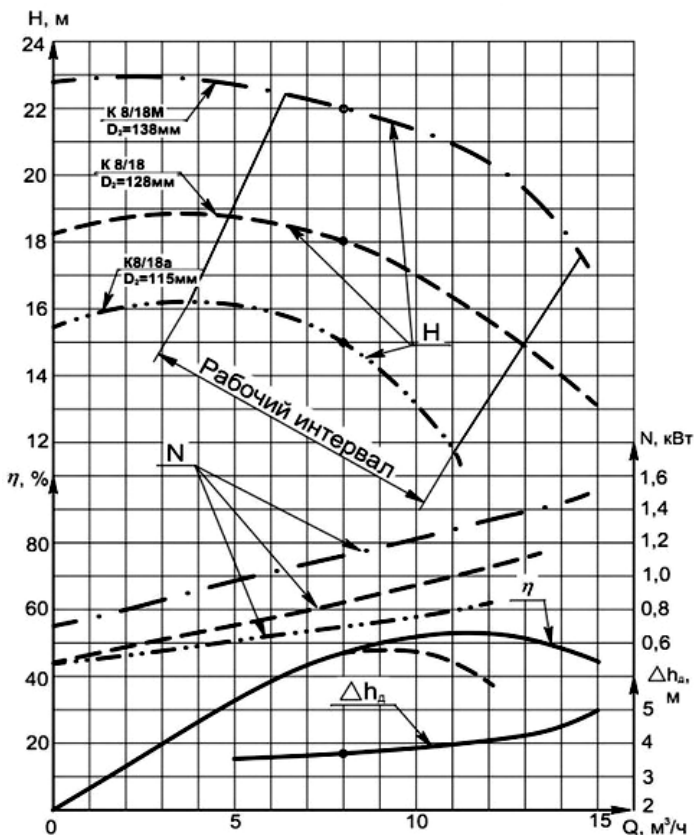


Рис. 2.13. Рабочие характеристики центробежного насоса 1K 8/18 с частотой вращения рабочего колеса $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ для перекачки воды плотностью $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

В данной работе предусматривается только часть контрольных испытаний – определение напорной $H = f_1(Q)$ и энергетических $N = f_2(Q)$ и $\eta = f_3(Q)$ характеристик.

Измерение подачи производится на выходе из насоса после отбора жидкости на собственные нужды, например на смазку и охлаждение.

Измерение давления производится манометрами, вакуумметрами или мановакуумметрами, которые присоединяются к всасывающему и нагнетательному трубопроводу на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса. Измерительные приборы

подключаются при помощи трубок или гибких шлангов. Для исключения систематической погрешности присоединительные трубки должны быть полностью заполнены жидкостью, давление которой измеряется. Тогда давление в выбранных сечениях (см. рис. 2.12) определяется по основному уравнению гидростатики:

$$p_1 = p_b + \gamma h_b;$$

$$p_2 = p_m + \gamma h_m,$$

где p_b – показание вакуумметра;

p_m – показание манометра;

γ – удельный вес жидкости;

h_b, h_m – превышение точки подключения соответствующего прибора над центром тяжести сечения, в котором измеряется давление.

В результате формула (2.1) для определения напора насоса по результатам измерений примет вид:

$$H = \Delta h + \frac{\Delta p_m}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (2.5)$$

где $\Delta h = \Delta z + h_m - h_b$;

$\Delta p_m = p_m - p_b$ – разность показаний манометра и вакуумметра.

Высота положения манометра h_m и вакуумметра h_b определяется до штуцера прибора (см. рис. 2.12). Перед штуцером устанавливается трехходовой кран для заполнения присоединительных трубок жидкостью или отключения прибора. Также узел измерения давления должен быть оснащен устройством поглощения колебаний (демпфером) – вставкой с малым проходным отверстием, пористым элементом, воздушным колпаком или другим устройством.

Измерение частоты вращения производится тахометром.

Определение мощности на валу насоса рекомендуется производить путем измерения вращающего момента с помощью балансирного электродвигателя.

При испытании насосов с электродвигателем на одном валу допускается определить мощность на валу, измеряя ваттметром мощность, потребляемую электродвигателем от сети N_1 . Так как в этом случае КПД передачи равен 1, то мощность на валу насоса N

равняется мощности на валу электродвигателя N_2 , которая находится по тарифовочному графику $N_2 = f(N_1)$.

Во время проведения испытаний необходимо соблюдать основные правила эксплуатации насосов. Порядок запуска:

1. Выключить с помощью трехходовых кранов манометр и вакуумметр (во избежание их поломки в результате резкого увеличения давления).

2. Проверить соответствие задвижек пусковому положению.

Для уменьшения пусковых токов, которые могут в несколько раз превышать ток, потребляемый двигателем при соответствующем установившемся режиме, а также для уменьшения механических нагрузок двигателя запускаются по возможности при наименьшей потребляемой мощности. Из графика $N = f_2(Q)$ на рис. 2.13 видно, что центробежные насосы потребляют наименьшую мощность при $Q = 0$, т. е. на холостом ходу. Поэтому центробежные насосы необходимо запускать при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Эта особенность запуска характерна только для центробежных насосов. Остальные динамические насосы запускают, как правило, при открытых задвижках, что позволяет удалить воздух из рабочей камеры и снизить пусковые токи. Правила пуска и остановки конкретного насоса необходимо уточнять по паспортным данным.

На всасывающем трубопроводе любого насоса для исключения кавитации задвижка всегда должна быть полностью открыта при любом режиме работы (она закрывается только на время ремонта).

3. Запустить двигатель.

При появлении резких звуков или сильной вибрации немедленно выключить двигатель и устранить неисправность.

Если двигатель вышел на нормальный режим работы, плавно открыть задвижку на нагнетательном трубопроводе и установить требуемую подачу. Длительная работа насоса при закрытой задвижке запрещается.

Если подача насоса отсутствует, следует остановить насос и залить всасывающий трубопровод и корпус жидкостью. Это связано с тем, что разрежение во всасывающем трубопроводе, который не заполнен водой, будет почти в 800 раз меньше, чем в заполненном, т. е. во столько же раз, во сколько воздух легче воды. Поэтому центробежный насос, у которого не заполнены жидкостью корпус

и всасывающий трубопровод, не сможет создать разрежение, достаточное для подъема жидкости.

4. С помощью трехходовых кранов заполнить трубки манометра и вакуумметра перекачиваемой жидкостью и включить приборы для измерения давления.

Для остановки насоса следует:

- а) отключить манометр и вакуумметр;
- б) закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе;
- в) остановить двигатель.

В процессе испытаний необходимо контролировать выполнение следующих требований:

а) через сальниковые уплотнения в целях охлаждения и смазки вода должна сочиться отдельными каплями, в противном случае при работе сальник перегревается и происходит катастрофический износ сальника и вала. Если через сальник просачивается чрезмерно большое количество жидкости, следует подтянуть крышку сальника или, в случае необходимости, дополнить или сменить набивку;

б) температура подшипников и электродвигателя не должна превышать 60 °С–70 °С;

в) при появлении во время работы насоса сильных шумов, повышенной вибрации его необходимо срочно остановить и выяснить причины. Насос можно будет включить только после устранения всех неполадок.

С дополнительными теоретическими сведениями можно ознакомиться в литературе [2].

Описание экспериментальной установки

Работа проводится на лабораторном стенде НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования». Принципиальная схема стенда представлена на рис. 2.14.

Гидравлическая схема стенда выполнена с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в качестве которой используется вода. В состав стенда входят (рис. 2.14): гидробак Б; два однотипных насосных агрегата с электродвигателями М1 и М2 и насосами Н1 и Н2; соединительная и запорно-регулирующая арматура с шаровыми кранами В1 и В2 и задвижками ВЗ–В6; информационно-измерительная система с цифровой индикацией.

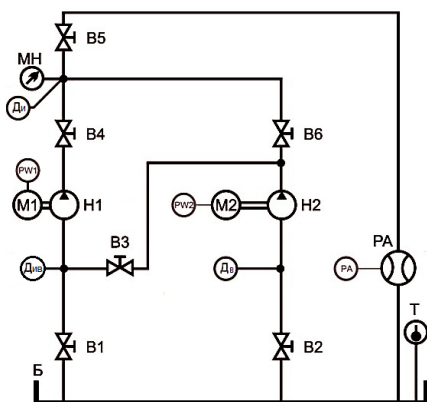


Рис. 2.14. Гидравлическая схема лабораторного стенда

Информационно-измерительная система позволяет измерять:

- давление на входах насосов и давление на выходе;
- мощность на входе электродвигателей;
- расход воды в сети.

Давление измеряется микропроцессорными датчиками:

- на входе насоса H2 – $D_в$ (предназначен для измерения вакуумметрического давления);
- на входе насоса H1 – $D_{ив}$ (предназначен для измерения манометрического и вакуумметрического давления);
- на выходе обоих насосов – $D_{и}$ (предназначен для измерения манометрического давления).

Для контроля давления на выходе насосов, а также для проверки работоспособности датчика $D_{и}$ установлен манометр МН.

Для измерения мощности на входе электродвигателей используются электронные ваттметры PW1 и PW2.

Для измерения расхода воды на стенде установлен счетчик воды РА (марка МТК Ду-50N), оснащенный электронной платой с импульсным выходным сигналом.

На стенде установлены два консольных центробежных насоса марки 1К 8/18. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели АИР 80А2 (мощность 1,5 кВт, частота вращения 3000 об/мин, КПД 82 %). Схема соединения насосов позволяет проводить испытание как одного насоса, так и двух с последовательным и параллельным включением.

Порядок выполнения работы

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторным стендом. Найти местоположение всех элементов, обозначенных на схеме стенда (см. рис. 2.14).

2. Соблюдая технику безопасности и руководствуясь правилами эксплуатации, провести испытание насосной установки. При проведении экспериментов необходимо помнить, что допустимое время работы насоса с нулевой подачей – не более 2–3 мин.

2.1. Провести исследование характеристик насоса Н1:

а) проверить положение кранов и задвижек. Кран В1 и задвижка В4 должны быть открыты, а задвижки В3, В5 и В6 – закрыты;

б) включить электрическое питание стенда;

в) включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»);

г) полностью открыть задвижку В5 и провести первый опыт. Затем, постепенно закрывая задвижку В5 с шагом $Q \approx 5 \text{ м}^3/\text{ч}$, провести еще 6 опытов так, чтобы последний опыт прошел при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в табл. 2.1. В каждом опыте необходимо регистрировать значения:

– мощности N_{31} на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

– давления $p_{н1}$ на выходе насоса (по цифровому индикатору $D_{и1}$);

– давления $p_{в1}$ на входе насоса (по цифровому индикатору $D_{ив1}$);

– расхода воды Q (по цифровому индикатору Расход РА);

д) выключить электродвигатель М1 (кнопка «Стоп»).

Таблица 2.1

Рабочие характеристики центробежного насоса

Параметр	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
Измеряемые величины							
N_3 , кВт							
p_n , кПа							
p_v , кПа							
Q , м ³ /ч							
Вычисляемые величины							
N_n , кВт							
v_v , м/с							
v_n , м/с							
H_n , м							

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 2.1:

– мощность насоса

$$N_{\text{н}} = N_{\text{э}} \eta_{\text{э}}, \quad (2.6)$$

где $\eta_{\text{э}} = 0,82$ – КПД электродвигателя по паспортным данным;

– средние скорости воды во всасывающем $v_{\text{в}}$ и нагнетательном $v_{\text{н}}$ патрубках насоса из уравнения неразрывности (1.10) по формуле

$$v_i = \frac{4Q}{\pi d_i^2}, \quad (2.7)$$

где d_i – диаметр патрубка насоса ($d_{\text{в}} = 50$ мм, $d_{\text{н}} = 40$ мм);

– полный гидродинамический напор насоса по формуле (2.1), которая с учетом принятых обозначений для данной работы представляется в следующем виде:

$$H_{\text{н1}} = z_{\text{н}} - z_{\text{в}} + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2 - \alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g}. \quad (2.8)$$

В формуле (2.8) для данной насосной установки значения геометрического напора $z_{\text{н}} = 0,65$ м, $z_{\text{в}} = 0$. Плотность воды без учета температуры $\rho = 1000$ кг/м³. Коэффициенты Кориолиса $\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{в}} = 1$.

На основании данных табл. 2.1 построить рабочие характеристики насоса $H_{\text{н}} = f(Q)$ и $N_{\text{н}} = f(Q)$.

2. Нанести на график с опытными характеристиками насосной установки, полученными в ходе выполнения лабораторной работы, теоретические характеристики, построив их на основе заводской характеристики насоса (см. рис. 2.13) и формул (2.6)–(2.8).

3. Сделать вывод о соответствии полученных опытных характеристик насосной установки теоретическим данным. В случае существенных отклонений указать возможные причины.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие насосы относятся к классу динамических? Почему они получили такое название?
2. Какие типы насосов относятся к центробежным? Почему они получили такое название?
3. Приведите классификацию и основные виды центробежных насосов.
4. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности насосов типа К и КМ.
5. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности насосов типа Д.
6. Каковы особенности эксплуатации насосов типа К, КМ и Д?
7. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности многоступенчатых насосов.
8. Каковы особенности монтажа и эксплуатации скважинных насосов?
9. Для чего проводятся параметрические испытания насосов в инженерной практике?
10. Какие основные параметры характеризуют работу насоса?
11. Что называется рабочими характеристиками насоса? Представьте графическое изображение рабочих характеристик центробежного насоса.
12. Что отражает главная характеристика насоса? Как она изменяется при обточке рабочего колеса насоса?
13. Какие характеристики называются энергетическими? Что такое полезная мощность насоса? Как она определяется?
14. Какая характеристика называется кавитационной? Какой параметр насосной установки определяется при помощи кавитационной характеристики? Проиллюстрируйте схемой.
15. Перечислите основные правила эксплуатации насоса, возможные неисправности при его испытании и методы их устранения.

2.2. Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Цель работы:

1. Ознакомиться с классификацией, устройством, принципом действия и областью применения объемных гидравлических машин.
2. Изучить основные рабочие характеристики, устройство и принцип действия объемных гидравлических машин вращательного движения. Получить навыки по определению основных рабочих характеристик. Кратко описать принцип работы и зарисовать схемы.
3. Экспериментально определить рабочие характеристики шестеренного насоса и аксиально-поршневого гидромотора.

Общие сведения

Объемной гидравлической машиной называется устройство, преобразующее энергию давления жидкости (потенциальную) в механическую энергию движения выходного звена или наоборот. В зависимости от того, в каком направлении происходит преобразование энергии, эти машины подразделяют на насосы и гидродвигатели.

Если машина способна преобразовать механическую энергию вращения в энергию давления жидкости, то это *насос*. Если в машине энергия давления жидкости преобразуется в механическую (вращательное или линейное поступательное движение), то это *гидродвигатель*.

В большинстве случаев объемные гидромашины обратимы: одна и та же машина может быть и насосом, и гидродвигателем.

По характеру движения рабочих органов объемные гидромашины делят на *вращательные* и *возвратно-поступательные*.

По конструкции объемные гидромашины бывают *поршневые*, *шестеренные*, *планетарные* и *пластинчатые*.

Рабочий процесс в гидромашине происходит в *рабочей камере* – пространстве, ограниченном поверхностями элементов, периодически изменяющих внутренний объем. Рабочая камера попеременно сообщается со входом и выходом рабочей жидкости.

По виду распределения жидкости различают гидромашины с *клапанным* (рис. 2.15, *а, б, г*) и *золотниковым* (рис. 2.15, *в*) *распределением*. В первом случае клапаны автоматически открываются и закрываются благодаря разности значений давления, возникающего в процессе работы насоса. При золотниковом распределении выпуск жидкости в цилиндр и выпуск из него осуществляется только в определенных положениях поршня и золотника.

Рабочий цикл объемных гидравлических машин состоит из следующих процессов: в насосах – *всасывания* и *нагнетания*, в гидромоторах – *нагнетания* и *вытеснения*.

Поршневые гидромашины

Основными элементами поршневых гидромашин (рис. 2.15) являются цилиндр 1, поршень 2 и распределитель 3.

У насоса однократного действия (рис. 2.15, *а*) поршень 2, перемещаясь в цилиндре 1 вправо, увеличивает объем рабочей камеры, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан открывается и жидкость всасывается в цилиндр. Далее при движении поршня влево объем рабочей камеры уменьшается, давление возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан открывается и жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипа вала вытесняет жидкость из рабочей камеры один раз. Аналогично работают насосы двукратного действия с двумя рабочими камерами (рис. 2.15, *б*) и эксцентриковый насос (рис. 2.15, *г*).

Для увеличения рабочего объема нередко используется принцип многократности действия. Например, у машин пятикратного действия (рис. 2.15, *в*) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в пять раз. В этом случае цилиндр 1 вращается относительно пустотелой оси, а головка поршня обкатывается по пятипрофильной обойме. Проходя каждый профиль, поршень втягивает жидкость и вытесняет ее в соответствующую секцию пустотелого вала, выполняющего роль распределителя.

Также в классификации поршневых гидромашин используют следующие признаки: конструкция поршня, число и расположение цилиндров.

Поршни бывают *дисковые*, если их длина меньше диаметра ($b < D$) (рис. 2.15, *б*), и *плунжерные* ($b > D$) (рис. 2.15, *а, в, г*). Обычно плун-

жеры используются при высоком давлении, причем могут быть как сплошными (рис. 2.15, в), так и пустотелыми (рис. 2.15, а, з).

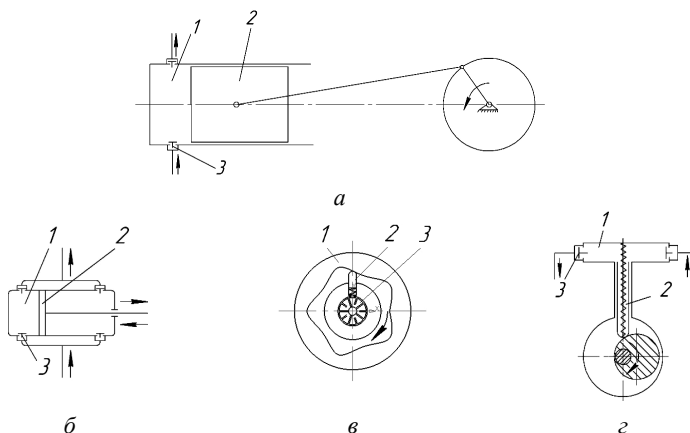


Рис. 2.15. Схемы поршневых гидромашин
однократного (а), двукратного (б), многократного (в) действия
и схема эксцентрикового насоса (з):
1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – распределитель

По числу цилиндров поршневые гидромашины делятся на *одно-* и *многоцилиндровые*, а по их расположению – на гидромашины с *параллельным* расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентриковые насосы), со *звездообразным* расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 2.16) и расположением осей цилиндров *параллельно их оси вращения* (аксиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 2.17).

Радиально-поршневые гидромашины (рис. 2.16) состоят из блока цилиндров 1, поршней 2, направляющей части 3, роликов 4, распределительного устройства 5.

Смещение оси ротора относительно оси статора называется эксцентриситетом e . Роль распределительного устройства 5 выполняет пустотелый вал. Если эксцентриситет $e < 0$ или $e > 0$, то поршни, обкатываясь по направляющей части 3, совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, поочередно всасывая и нагнетая жидкость. Если эксцентриситет $e = 0$, то подача жидкости отсутствует. Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно менять подачу и направление потока жидкости.

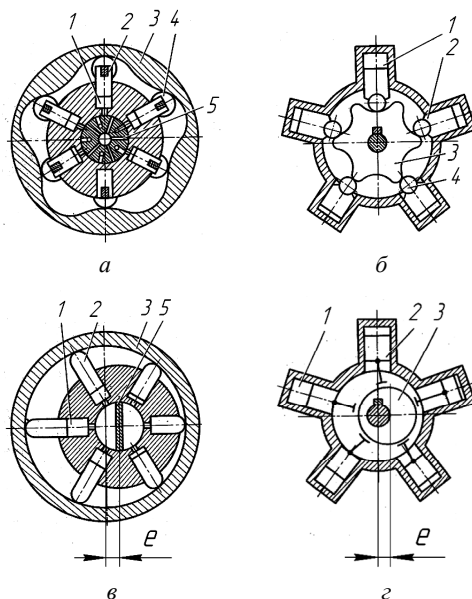


Рис. 2.16. Схемы радиально-поршневых гидромашин:
а, б – нерегулируемые; *в, г* – регулируемые;
 1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая часть;
 4 – ролик; 5 – распределитель

Аксиально-поршневые гидромашин (рис. 2.17) состоят из распределителя 1, блока цилиндров 2, поршней 3, упорной шайбы 4, валов 5 и 6, толкателей 7. Ход поршня регулируется изменением угла наклона β .

Одним из главных достоинств радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов является возможность регулирования подачи Q изменением рабочего объема. В сельскохозяйственном производстве чаще используются аксиально-поршневые гидромашин, а радиально-поршневые применяются ограниченно.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса 7 (рис. 2.18), в расточках которого на подшипниках 8 и 9 установлен вал 13. Последний соединен через центральный шип 15 с блоком цилиндров 4. В блоке размещены поршни 5. Они жестко соединены со сферическими головками шатунов. Большие сферические головки 6 шатунов шарнирно закреплены во фланце приводной шайбы 14. Распределительный диск 3 имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки 1.

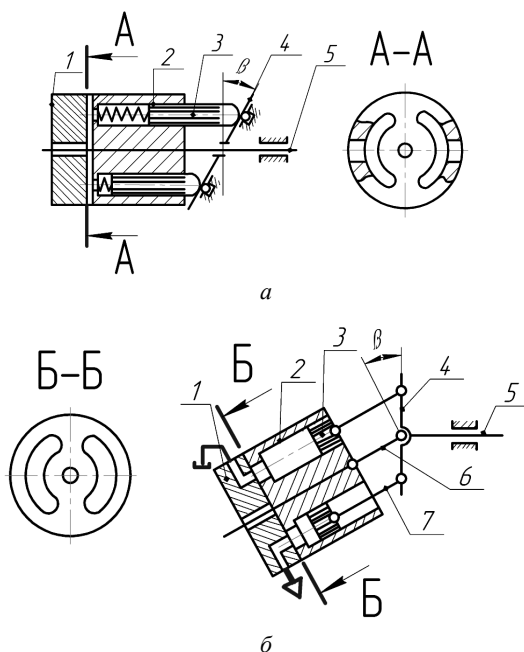


Рис. 2.17. Схемы аксиально-поршневых гидромашин:
а – с наклонной шайбой; *б* – с наклонным блоком;
 1 – распределитель; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень;
 4 – шайба упорная; 5, 6 – вал; 7 – толкатель

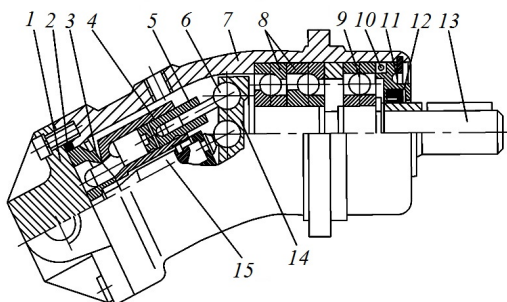


Рис. 2.18. Схема аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком:
 1, 11 – крышки; 2, 10 – кольца уплотнительные; 3 – диск распределительный;
 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – головка шатуна; 7 – корпус;
 8, 9 – подшипники; 12 – манжета; 13 – вал; 14 – шайба приводная;
 15 – шип центральный

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и вытесняет поршень 5 из блока цилиндров 4. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на приводную шайбу 14 под углом. Это давление создает момент относительно вала 13 и сообщает ему вращение, которое также связано с вращением блока цилиндров 4, что приводит к соединению следующих рабочих камер с полостью нагнетания и слива. По мере поступления новой порции жидкости процесс повторяется.

Шестеренные гидромашины

По конструкции шестеренные гидромашины разделяют на машины с наружным (рис. 2.19, а) и внутренним (рис. 2.19, б) зацеплением шестерен. В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с наружным зацеплением.

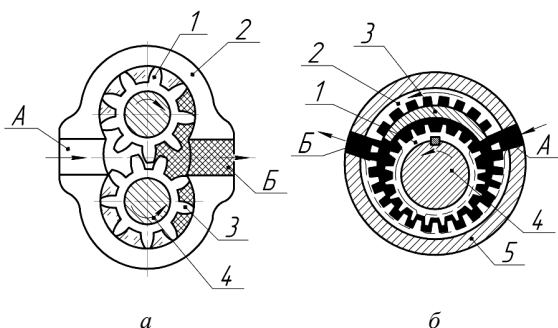


Рис. 2.19. Схемы шестеренных гидромашин:

а – с наружным зацеплением: 1 – шестерня ведомая;

2 – корпус; 3 – шестерня ведущая; 4 – вал;

б – с внутренним зацеплением: 1 – шестерня внутренняя;

2 – шестерня подвижная; 3 – разделитель; 4 – вал; 5 – корпус;

А, Б – полости всасывающая и нагнетательная

В шестеренных насосах с наружным зацеплением (рис. 2.19, а) в корпусе 2 размещены ведомая шестерня 1 и ведущая 3, имеются всасывающая полость А и нагнетательная Б. Рабочая камера образуется пространством между зубьями шестерен 1, 3 и корпусом 2. Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью, и при их вращении у входа А за счет разрежения пространство между зубьями наполняется рабочей жидкостью. При вращении шестерен жидкость

перемещается вместе с зубьями по наружной (внешней) части и выталкивается в нагнетательную магистраль Б.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением в корпусе 5 (рис. 2.19, б) установлена подвижная шестерня 2 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 1 меньшего диаметра с наружными зубьями. Внутренняя шестерня 1 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 2. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 3. Рабочая камера образована пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен и разделителем 3.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость из всасывающей полости А заполняет пространство между зубьями и закрывается корпусом и разделителем. При дальнейшем вращении шестерен жидкость транспортируется к нагнетательной полости Б.

Шестеренные гидромашины просты по конструкции и имеют постоянный расход. При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашины способны работать в режиме гидромотора.

Планетарные (героторные) гидромашины

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают с частотой вращения в диапазоне 0,1–15,0 об/с с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рис. 2.20). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитрохоидного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей движения на выходной вал. Для уменьшения сил трения между ротором и статором и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики 3 (рис. 2.20, б).

При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора на 25° распределитель переключает камеры нагнетания II, III, IV (рис. 2.20, а) и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих)

и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобщена с линиями нагнетания слива. Она находится при положении зуба внутри ротора 1. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I–IV–VII–III–VI–II–V. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

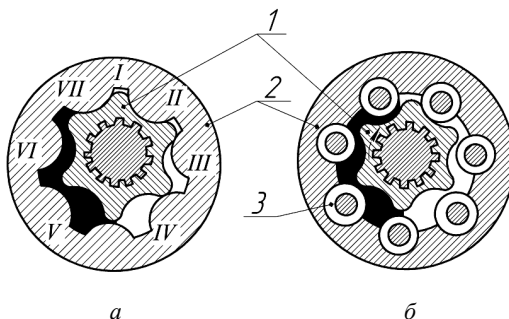


Рис. 2.20. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и роликовым (б) статорами:
1 – роторы; 2 – статоры; 3 – ролик

На рис. 2.21 представлен планетарный гидромотор серии МГП. Гидромоторы серии МГП состоят из неподвижного статора 5 с внутренним зацеплением и подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, на карданный вал синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсируют изменением направления потока жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидролинию слива.

Планетарные гидромашинны типа МГП имеют существенно меньшую металлоемкость по сравнению с другими типами, что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

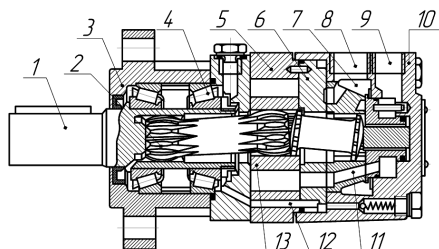


Рис. 2.21. Схема планетарного гидромотора серии МГП:
 1 – вал выходной; 2 – вал карданно-шлицевой; 3 – крышка передняя;
 4 – подшипник; 5 – статор; 6 – пластина; 7 – распределитель;
 8, 9 – штуцеры; 10 – крышка; 11 – канал;
 12 – канал дренажный; 13 – ротор

Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы

По конструкции роторно-пластинчатые гидромашины разделяют на машины однократного и двукратного действия (рис. 2.22). В этих гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатые гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивные.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 2.22, а) состоит из статора (корпуса) 5 и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично (со смещением) по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна – всасывающее 1 и нагнетательное 3.

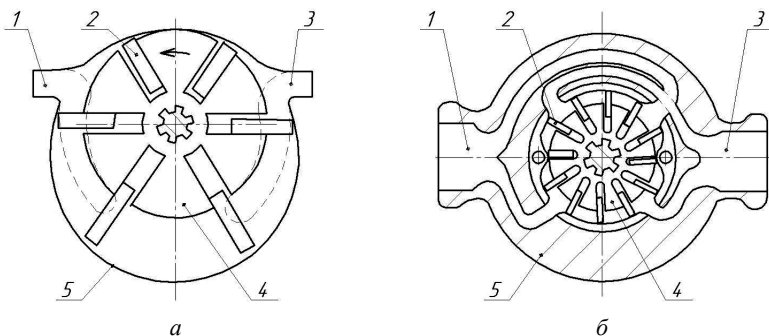


Рис. 2.22. Схемы пластинчатых насосов однократного (а) и двукратного (б) действия:

- 1 – окно всасывающее; 2 – пластина;
 3 – окно нагнетательное; 4 – ротор; 5 – статор

При вращении ротора под действием центробежной силы или пружин пластины прижимаются к стенке статора и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и возвратно-поступательно перемещаются в пазах. За счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (см. рис. 2.22, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания отделяется от зоны всасывания самими пластинами.

Пластинчатые гидромашины могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 20 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с^{-1} . Одно из преимуществ таких машин – способность обеспечивать большой расход при давлении до 20 МПа.

Экспериментальная часть

Работу объемных гидравлических машин вращательного движения характеризуют следующие основные параметры:

1. *Рабочий объем q_o* – количество жидкости, проходящее через гидромашину за один оборот рабочего вала:

$$q_o = \frac{V}{n}, \quad (2.9)$$

где V – объем рабочей жидкости;

n – частота вращения рабочего вала.

2. *Подача (расход) Q* – объем жидкости, проходящей через гидромашину за единицу времени.

3. *Давление p* – параметр, определяющий энергетические возможности гидромашин. Различают давление номинальное $p_{\text{ном}}$ и максимальное p_{max} . Как правило, эти показатели определяются конструкцией гидромашин.

4. *Частота вращения n* – количество оборотов за единицу времени. Различают минимальную n_{min} , номинальную $n_{\text{ном}}$, максимальную n_{max} .

Значение частоты вращения указывается в технической характеристике гидромашины.

5. *Крутящий момент* M – характеристика, определяющая силовые возможности машины:

$$M = 0,159q_0 \Delta p \eta, \quad (2.10)$$

где $\Delta p = p_n - p_v$ – разность значений давления в напорной и всасывающей линиях гидромашины;

η – КПД гидромашины.

6. *Мощность* N . Различают полезную (эффективную) N_n и затраченную (приложенную) N_3 мощность:

$$N_n = Q \Delta p; \quad (2.11)$$

$$N_3 = M \omega, \quad (2.12)$$

где ω – угловая скорость рабочего вала гидромашины.

7. *Коэффициент полезного действия* η – характеристика, определяющая эффективность работы гидромашины:

$$\eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (2.13)$$

Кроме того, существуют параметры, характеризующие утечки в гидромашине, шум и вибрацию, надежность работы и др.

Основными рабочими характеристиками объемного насоса являются зависимость подачи, мощности насоса и полного КПД насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения вала насоса: $Q_d = f(p)$, $N_n = f(p)$, $\eta = f(p)$ (рис. 2.23).

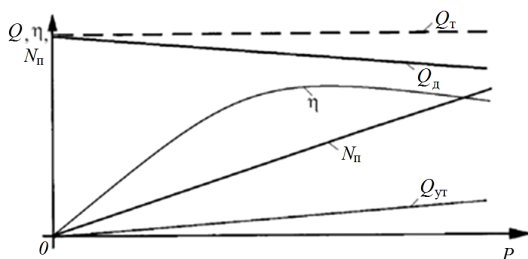


Рис. 2.23. Рабочие характеристики объемного насоса

Так как теоретическая подача объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, то теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид горизонтальной прямой Q_t . С увеличением давления p подача Q_d и объемный КПД насоса η уменьшаются, что вызвано увеличением обратных потоков (утечек) Q_{yt} , поэтому действительная характеристика Q_d имеет вид наклонной прямой. Чем более совершенен насос, тем меньше угол наклона Q_d . Сравнивая характеристику насоса, приведенную в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

Для гидродвигателей важной характеристикой является нагрузочная (рис. 2.24), которая показывает степень стабильности скорости выходного звена (вала мотора) при изменяющейся нагрузке.

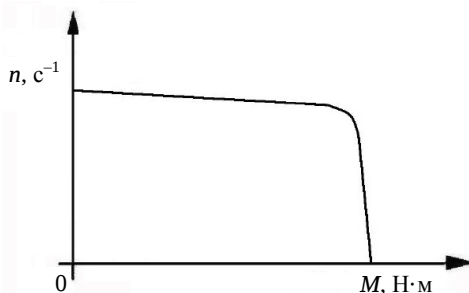


Рис. 2.24. Нагрузочная характеристика объемного гидродвигателя

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена n от момента M , развиваемого для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики свидетельствуют о стабильной работе объемного гидродвигателя.

Описание экспериментальной установки

Для проведения лабораторной работы используется стенд НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2» (рис. 2.25). Данный стенд предназначен для экспериментальных исследований: шестеренного нерегулируемого насоса; аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; гидроцилиндра двустороннего действия с односторон-

ним штоком; гидропривода с поступательным движением выходного звена; гидропривода с вращательным движением выходного звена.

На рис. 2.26 представлена часть схемы стенда, задействованная для исследования характеристик гидромашин вращательного движения: шестеренного нерегулируемого насоса и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.

Основными исследуемыми гидромашинами являются шестеренный насос Н1 и гидромотор М1, насос нагрузки Н2. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора).

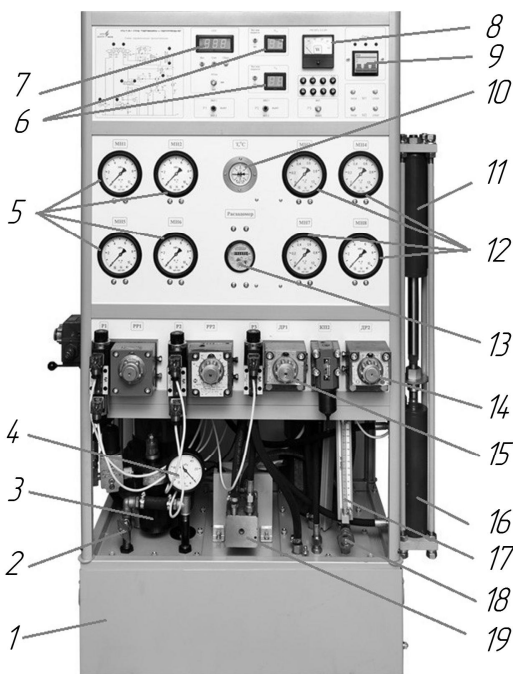
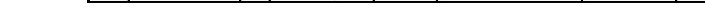


Рис. 2.25. Стенд НТПЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2»:

- 1 – бак; 2 – вентиль В1; 3 – насос Н1; 4 – вакуумметр МВ; 5 – манометры МН1, МН2, МН5, МН6; 6 – тахометры ТХ1, ТХ2; 7 – секундомер;
- 8 – ваттметр; 9 – выключатель сети; 10 – термометр Т; 11 – гидроцилиндр Ц2;
- 12 – манометры МН3, МН4, МН7, МН8; 13 – счетчик РА; 14 – дроссель ДР2;
- 15 – дроссель ДР1; 16 – гидроцилиндр Ц1; 17 – указатель утечек УУ;
- 18 – вентиль В2; 19 – гидромотор М1



1) насос (НШ-10-3): рабочий

2) гидромотор (Г15-21Р): рабочий объем $q \equiv 11,2 \text{ см}^3/\text{об}$ номиналь-

А. Исследование характеристик шестеренного насоса

Порядок выполнения работы

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Включить электропитание стенда, секундомера, тахометра ($n_{н1}$).
2. Установить тумблер Р1 в положение «ВКЛ 1», тумблер Р3 – в положение «ВКЛ», тумблер Р2 – в положение «ВЫКЛ».
3. Открыть вентиль В1 (снизу на баке слева).
4. Повернуть до упора по часовой стрелке маховик дросселя ДР1 (максимальное проходное сечение дросселя).
5. Включить электропитание электродвигателя М1.
6. Провести серию опытов при различных настройках дросселя ДР1. В каждом опыте необходимо измерить:
 - объем жидкости V_n (по счетчику РА), протекающий за время t (по секундомеру, тумблер SA3 в положении «РУЧН»);
 - давление всасывания p_v и нагнетания p_m насоса (по приборам МВ и МН1);
 - частоту вращения вала насоса n_n (для получения частоты вращения в c^{-1} показание цифрового табло тахометра необходимо разделить на 2);
 - мощность N_n , потребляемую электродвигателем М1 (по ватт-метру, одно деление – 25 Вт).
7. Результаты измерений занести в табл. 2.2.
8. Выключить электропитание стенда.

Таблица 2.2

Результаты исследования шестеренного насоса

Позиция дросселя ДР1	V_n , см ³	t , с	p_v (МВ), кПа	p_m (МН1), МПа	n_n , c ⁻¹	N_n , Вт	Q_n , см ³ /с	p_n , МПа	N_p , Вт	N_n , Вт	η_n , %
1											
2											
3											
4											
5											

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в табл. 2.2:
 - а) подачу насоса:

$$Q_n = \frac{V_n n_n}{2\pi n_{ном}},$$

где $n_{ном}$ – номинальная частота вращения вала насоса (по характеристике насоса);

б) перепад давления в насосе:

$$p_n = p_m - p_b;$$

в) полезную мощность насоса:

$$N_n = Q_n p_n;$$

г) приложенную мощность:

$$N_3 = 25 N_n \eta_3,$$

где N_3 – мощность, потребляемая электродвигателем;

η_3 – КПД электродвигателя ($\eta_3 = 79,7 \%$);

д) КПД насоса η по формуле (2.13).

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса $Q_n = f(p_n)$, $N_n = f(p_n)$, $\eta_n = f(p_n)$.

3. Сделать вывод о соответствии рабочих характеристик, полученных на основании экспериментальных исследований, известным характеристикам насоса.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Б. Исследование рабочих характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора

Порядок выполнения работы

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Включить электропитание стенда.

2. Установить тумблер управления распределителем Р1 в положение «ВКЛ 2». Регулятор расхода РР1 настроить на максимальный расход, повернув маховик по часовой стрелке.

3. Уменьшить сопротивление регулируемого дросселя ДР2, повернув маховик по часовой стрелке. Включить электродвигатель М1 и тахометр (n_m).

4. Провести две серии опытов (при двух настройках регулятора расхода РР1 – двух значениях частоты вращения вала гидромотора). Первая серия опытов проводится при максимальной возможной частоте вращения вала гидромотора, а вторая – при частоте, уменьшенной примерно в два раза. При переходе от одного опыта к другому необходимо увеличивать нагрузку на валу гидромотора (путем увеличения сопротивления дросселя ДР2 поворотом маховика против часовой стрелки).

В каждом опыте необходимо измерить:

– значения давления гидромотора $p_{\text{нагн. м}}$ и $p_{\text{сл. м}}$ (по приборам МН6 и МН7), насоса нагрузки $p_{\text{н2}}$ (по прибору МН8);

– частоту вращения вала гидромотора n_m (показание цифрового табло тахометра необходимо разделить на 2);

– объем жидкости на выходе гидромотора V_m (измеряется с помощью счетчика РА) и объем утечек из корпуса гидромотора $V_{y. м}$ (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ), протекающие за время t (по электронному секундомеру СЕК, тумблер SA3 в положении «РУЧН»).

5. Результаты измерений занести в табл. 2.3.

6. Выключить электропитание стенда.

Таблица 2.3

Результаты исследования аксиально-поршневого гидромотора

Номер измерения	$p_{\text{нагн. м}}$ (МН6), МПа	$p_{\text{сл. м}}$ (МН7), МПа	$p_{\text{н2}}$ (МН8), МПа	n_m , с ⁻¹	V_m , см ³	$V_{y. м}$, см ³	t , с	Q_m , см ³ /с	$Q_{y. м}$, см ³ /с	$\eta_{o. м}$, %	$M_{\text{нагр.}}$, Н·м	M_m , Н·м
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												
9												

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в табл. 2.3:

а) расход жидкости на гидромоторе:

$$Q_{\text{м}} = \frac{V_{\text{м}}}{t}; \quad (2.14)$$

б) утечки жидкости на гидромоторе:

$$Q_{\text{у. м}} = \frac{V_{\text{у. м}}}{t}; \quad (2.15)$$

в) объемный КПД гидромотора:

$$\eta_{\text{о. м}} = \frac{Q_{\text{м}}}{Q_{\text{м}} + Q_{\text{у. м}}}; \quad (2.16)$$

г) крутящий момент на валу гидромотора:

$$M_{\text{м}} = 0,159 q_{\text{о. м}} \Delta p_{\text{м}}, \quad (2.17)$$

где $q_{\text{о. м}}$ – рабочий объем гидромотора;

$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{нагн. м}} - p_{\text{сл. м}}$ – перепад давления на гидромоторе;

д) нагрузку на валу гидромотора:

$$M_{\text{нагр}} = 0,159 q_{\text{о. н2}} p_{\text{н2}} \eta_{\text{н2}}, \quad (2.18)$$

где $q_{\text{о. н2}} = 10 \text{ см}^3/\text{с}$ – рабочий объем насоса нагрузки;

$p_{\text{н2}}$ – давление нагнетания насоса нагрузки;

$\eta_{\text{н2}} = 0,8$ – КПД насоса нагрузки.

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики гидромотора $Q_{\text{м}} = f(M_{\text{нагр}})$, $\eta_{\text{о. м}} = f(M_{\text{нагр}})$, $M_{\text{м}} = f(M_{\text{нагр}})$.

3. Сделать вывод о влиянии внешней нагрузки на рабочие характеристики гидромотора.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют поршневые гидромашины?
2. Как осуществляется регулирование подачи поршневых насосов?
3. Каков принцип работы радиально-поршневых гидромашин?
4. Каков принцип работы аксиально-поршневых гидромашин?
5. Каков принцип работы шестеренных гидромашин? Чем отличаются шестеренные гидромашины с внутренним и внешним зацеплением?
6. Каков принцип работы планетарных гидромашин?
7. Каков принцип работы роторно-пластинчатых гидромашин?
8. По каким признакам классифицируются гидроцилиндры?
9. Каков принцип работы гидроцилиндров одностороннего действия?
10. В чем преимущество плунжерных гидроцилиндров?
11. Как осуществляется герметизация гидроцилиндров?
12. В чем преимущество телескопических гидроцилиндров?
13. Каков принцип работы гидроцилиндров одностороннего действия?
14. В чем преимущество гидроцилиндров двустороннего действия?
15. Какие параметры характеризуют работу объемных гидравлических машин вращательного движения?
16. Что называется рабочим объемом?
17. Какие виды давления различают среди параметров объемных гидромашин?
18. Что такое частота вращения? Какие бывают виды частот вращения?
19. От чего зависит крутящий момент объемных гидромашин?
20. Какие виды мощности выделяют у объемных гидромашин?
21. Как определить КПД объемных гидромашин?
22. Каковы основные рабочие характеристики объемного насоса?
23. Какие показатели характеризуют работу гидродвигателей?
24. Что показывает нагрузочная характеристика?

2.3. Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЦИЛИНДРОВ И ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Цель работы:

1. Изучить основные сведения, кратко законспектировать информацию о классификации гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия.
2. Изучить устройство, принцип действия и основные характеристики гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия. Зарисовать схемы и кратко описать принцип работы.
3. Экспериментально определить рабочие характеристики гидроцилиндра.

Общие сведения

Гидроцилиндры

Гидравлический цилиндр (гидроцилиндр) – это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидроцилиндры одностороннего и двустороннего действия.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия (рис. 2.27) состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 4 со штоком 1 (рис. 2.27, а) или плунжер 1 (рис. 2.27, б). Герметизация поршня, штока и плунжера осуществляется уплотнительными кольцами и манжетами. Работа таких гидроцилиндров возможна только в вертикальном или близком к нему положении.

Поршневой гидроцилиндр одностороннего действия имеет поршневую (рабочую) полость А и штоковую Б. При подаче под давлением рабочей жидкости в поршневую полость А поршень перемещается вверх, создавая толкающее усилие и поднимая какой-либо рабочий орган или груз. Штоковая полость Б сообщается с атмосферой через сапун 5. В обратном направлении поршень перемещается под действием веса машины или рабочего органа. Плунжерный гидроцилиндр работает аналогичным образом.

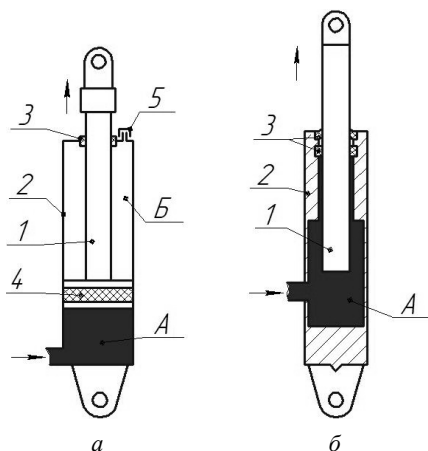


Рис. 2.27. Схемы гидравлических цилиндров одностороннего действия:
 а – поршневого: 1 – шток; 2 – корпус; 3 – кольцо уплотнительное; 4 – поршень; 5 – сапун;
 б – плунжерного: 1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – кольцо уплотнительное

Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия состоит из корпуса 1 (рис. 2.28), нижней крышки 2 с проушиной 3, подвижных секций 4 и 5 разного диаметра и штока 6.

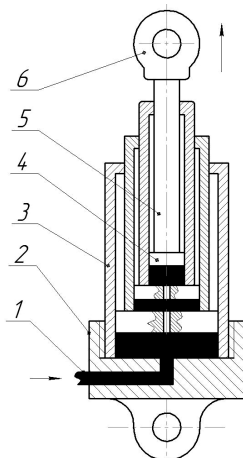


Рис. 2.28. Схема телескопического гидроцилиндра:
 1 – магистраль напорная; 2 – крышка нижняя; 3 – корпус;
 4 – поршень; 5 – шток; 6 – проушина

При подаче рабочей жидкости в поршневую полость происходит последовательное выдвижение секций 4, 5 и штока 6. В таком случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех секций и штока.

Основным преимуществом телескопического гидроцилиндра перед другими типами является значительно больший рабочий ход при равной длине в сложенном состоянии. Наибольшее применение такие гидроцилиндры получили в подъемных механизмах различных сельскохозяйственных машин и оборудования.

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рис. 2.29) имеются две рабочие полости – поршневая А и штоковая Б. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях.

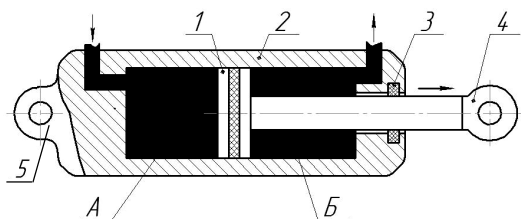


Рис. 2.29. Схема гидравлического цилиндра двустороннего действия:
1 – поршень со штоком; 2 – корпус; 3 – уплотнительное кольцо; 4, 5 – прокрушина

Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подаче рабочей жидкости под давлением в поршневую полость А поршень 1 со штоком перемещается вправо, совершая толкающее усилие. Одновременно с этим рабочая жидкость из штоковой полости Б вытесняется. Для создания тянущего усилия на штоке направление подачи жидкости меняется на противоположное, т. е. жидкость под давлением подается в полость Б, при этом поршень со штоком перемещается влево.

Таким образом, шток с поршнем может перемещаться под давлением рабочей жидкости в двух направлениях, создавая необходимое усилие независимо от расположения гидроцилиндра в пространстве.

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения используют для привода активных рабочих органов сельскохозяйственных

машин (активных лемехов, ножей режущих аппаратов и т. п.). Такой гидродвигатель является преобразователем энергии давления гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в циклическое возвратно-поступательное движение рабочего органа. Одним из примеров данных гидродвигателей является гидравлический вибратор.

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рис. 2.30), поршня 2, золотника 3 и крышек 11 и 19. В корпусе имеется нагнетательный и сливной штуцеры.

Принцип работы гидравлического вибратора заключается в следующем. Поток масла под давлением подается по нагнетательному каналу через проточки 5–7 и канал 13 в полость 12, за счет чего поршень 2 перемещается влево, выталкивая основной шток наружу. Масло из полости 18 вытесняется через отверстие 17, внутренние каналы золотника 3 и проточку 8 на слив. Под воздействием пружины 16 золотник 3 остается в правом положении, т. к. на него с обеих сторон действует одинаковое (сливное) давление.

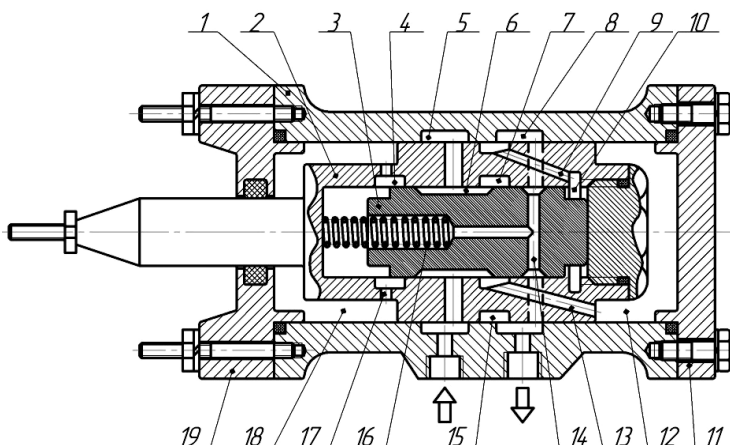


Рис. 2.30. Схема гидравлического вибратора:

- 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – золотник; 4–8, 15 – проточки кольцевые;
- 9, 13 – каналы диагональные; 10 – полость поршня торцевая;
- 11 – крышка правая; 12 – полость правая торцевая;
- 14, 17 – каналы радиальные (сверления); 16 – пружина;
- 18 – полость левая торцевая; 19 – крышка левая

При достижении поршнем 2 крайнего левого положения проточки 15 и 5 соединяются и жидкость нагнетается через канал 9

в полость 10, перемещая золотник 3 влево и сжимая пружину 16 до тех пор, пока не соединятся проточки 6 и 4. При этом жидкость под давлением нагнетается в камеру 18 через отверстие 17. За счет этого поршень 2 с золотником 3 перемещается вправо до первоначального положения, втягивая основной шток внутрь. Далее процесс повторяется.

Дополнительную информацию об объемных гидравлических машинах можно найти в пособии [3].

Экспериментальная часть

Работу гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия характеризуют следующие параметры: расход рабочей жидкости Q , усилие на штоке F , скорость перемещения поршня v , мощность N , давление p , КПД η и др.

Для гидроцилиндров *скорость движения поршня v* – расстояние полного перемещения поршня между крайними положениями за единицу времени:

$$v = \frac{L}{t}, \quad (2.19)$$

где L – рабочий ход поршня;
 t – время движения поршня.

Расход жидкости в гидроцилиндре Q – объем жидкости, расходимый на полное перемещение поршня:

$$Q = vS, \quad (2.20)$$

где S – эффективная площадь поршня.

Под эффективной площадью поршня понимается площадь поверхности поршня со стороны давления рабочей жидкости в момент создания усилия.

Эффективная площадь поршня S_1 со стороны поршневой полости

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.21)$$

где D – диаметр поршня.

Эффективная площадь поршня S_2 со стороны штоковой полости

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \quad (2.22)$$

где d – диаметр штока.

Усилие на штоке гидроцилиндра F – энергия, передаваемая поршню со штоком от давления жидкости:

$$F = pS\eta, \quad (2.23)$$

где p – давление жидкости;

η – КПД гидроцилиндра.

Полезная мощность гидроцилиндра $N_{\text{п}}$ – мощность на штоке гидроцилиндра:

$$N_{\text{п}} = Fv. \quad (2.24)$$

При исследовании характеристик гидроцилиндров важной характеристикой является нагрузочная (рис. 2.31), которая показывает степень стабильности скорости штока при изменяющейся нагрузке.

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена V от силы F , развиваемой для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики свидетельствуют о стабильной работе гидроцилиндра.

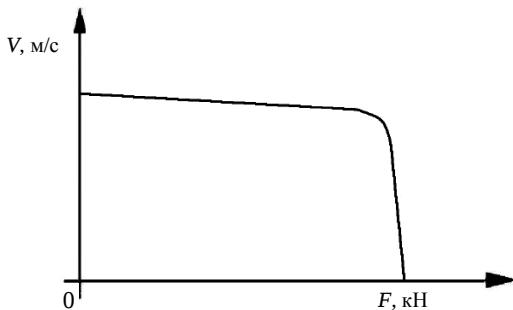


Рис. 2.31. Нагрузочная характеристика гидроцилиндра

Описание экспериментального стенда

Для проведения лабораторной работы используется стенд НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2» (см. рис. 2.25). На рис. 2.32 представлена часть схемы стенда, задействованная для исследования характеристик гидроцилиндра.

Основной исследуемой гидромашинной является гидроцилиндр Ц1. Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос Н3 и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (при проведении испытаний гидроклапан КП2 работает в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда относятся: предохранительный клапан КП1, регулятор расхода РР2, установленный в линии управления цилиндром Ц1, а также гидрораспределители Р1 и Р2. Для привода насосов Н1 и Н3 на стенде установлены электродвигатели М1 и М2. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

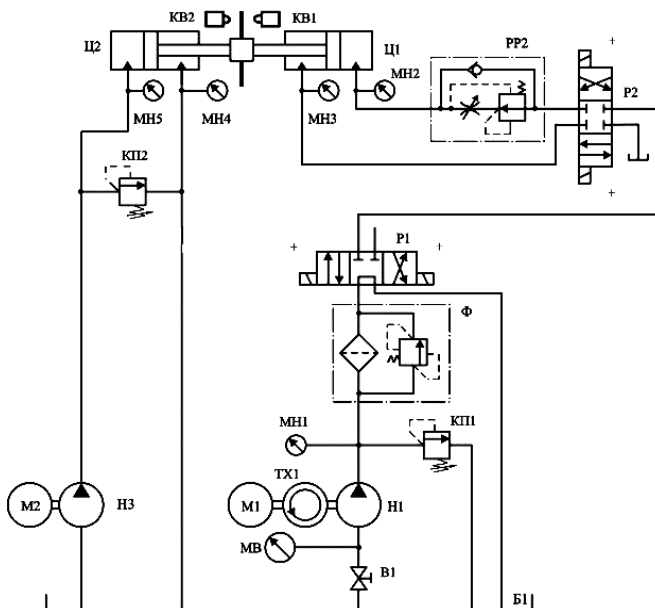


Рис. 2.32. Гидравлическая схема стенда НТЦ-11.36.1 для исследования характеристик гидроцилиндров

Характеристика гидроцилиндра ГЦ 63.200.16.000: диаметр поршня цилиндра $D = 63$ мм, ход штока $L = 190$ мм, диаметр штока $d = 25$ мм, номинальное давление $p_{\text{ном}} = 16$ МПа.

Порядок выполнения работы

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Включить электропитание стенда.
2. Установить переключатель Р1 в положение «ВКЛ 1», а переключатель Р3 – в положение «ВЫКЛ».
3. Повернуть маховик регулятора расхода РР2 против часовой стрелки до значений минимального расхода.
4. Включить электродвигатели М1 и М2.
5. Настроить клапан КП2 по манометру МН5 на давление 3 МПа.
6. Повернуть маховик регулятора расхода РР2 по часовой стрелке на 0,5–1,0 оборот, чтобы добиться медленного выдвижения штока.
7. Установить переключатель Р2 в положение «ВКЛ 1», при этом шток цилиндра Ц1 начнет медленно выдвигаться. Одновременно с включением переключателя Р2 включить секундомер. При рабочем движении штока измерить и занести в табл. 2.4 следующие показатели:
 - время полного рабочего хода штока гидроцилиндра t ;
 - значения давления p_2 и p_3 (по приборам МН2 и МН3);
 - значения давления p_4 и p_5 (по приборам МН4 и МН5).

Таблица 2.4

Результаты исследования гидроцилиндра

Номер измерения	P_2 (МН2), МПа	P_3 (МН3), МПа	P_4 (МН4), МПа	P_5 (МН5), МПа	t , с	v , см/с	Q , см ³ /с	F_n , Н	$F_{г.ц.}$, Н
1									
2									
3									
4									

Номер измерения	P_2 (МН2), МПа	P_3 (МН3), МПа	P_4 (МН4), МПа	P_5 (МН5), МПа	t , с	v , см/с	Q , см ³ /с	F_n , Н	$F_{г.ц}$, Н
5									
6									
7									
8									
Ход штока гидроцилиндра $L = \underline{\hspace{2cm}}$ мм. Эффективная площадь поршня в поршневой полости $S_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ см ² . Эффективная площадь поршня в штоковой полости $S_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ см ²									

8. При достижении штоком крайнего положения установить переключатель Р2 в положение «ВКЛ 2» для возврата штока цилиндра Ц1 в исходное положение.

9. Изменить настройку клапана КП2, увеличив давление (6–8 положений). Для каждого положения клапана КП2 повторить измерения (п. 7–8).

10. Выключить электропитание стенда.

Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в табл. 2.4:

а) v – скорость перемещения поршня гидроцилиндра по формуле (2.19);

б) Q – расход жидкости в поршневой полости гидроцилиндра по формуле (2.20);

в) F_n – нагрузка на поршень при рабочем ходе:

$$F_n = [(p_5 S_1 - p_4 S_2) + p_3 S_2] \eta,$$

где S_1 , S_2 – значения эффективной площади поршня, рассчитанные по формулам (2.21), (2.22);

η – КПД гидроцилиндра (принять $\eta = 0,95$);

г) $F_{г.ц}$ – усилие на штоке гидроцилиндра:

$$F_{г.ц} = (p_2 S_1 - p_3 S_2) \eta.$$

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочую характеристику гидроцилиндра $v = f(F_{г.ц})$.

3. Сделать вывод о характере изменения скорости поршня гидроцилиндра при изменении усилия на штоке.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

Контрольные вопросы

1. Какие параметры характеризуют работу гидроцилиндров?
2. Что называется рабочей скоростью движения поршня?
3. Что такое расход?
4. Что называется эффективной площадью поршня?
5. Как определить усилие на штоке гидроцилиндра?
6. Что называется полезной мощностью гидроцилиндра?
7. Какие показатели характеризуют работу гидроцилиндра?
8. Что показывает нагрузочная характеристика гидроцилиндра?

2.4. Лабораторная работа

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЫ

Цель работы:

1. Изучить основные сведения, кратко законспектировать информацию о классификации пневмоцилиндров, пневмомоторов и поворотных пневмодвигателей.
2. Изучить устройство, принцип действия и основные характеристики пневмоцилиндров и пневмодвигателей возвратно-поступательного действия. Зарисовать схемы и кратко описать принцип работы.
3. Экспериментально определить зависимость скорости движения выходного звена пневмоцилиндра от величины переменной нагрузки на него и выполнить необходимые расчеты.

Общие сведения

Пневмодвигатели

Под объемным пневмодвигателем понимается устройство, в котором происходит преобразование энергии сжатого воздуха в энергию выходного звена путем попеременного заполнения рабочей камеры воздухом и вытеснения его из рабочей камеры. Пневмодвигатели предназначены для приведения в движение рабочих органов машин, выполнения различных вспомогательных операций и т. п.

Различают пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена, вращательные пневмодвигатели и поворотные пневмодвигатели.

Пневмодвигатели с поступательным движением выходного звена разделяют на поршневые, мембранные, сильфонные, камерные и шланговые. Наибольшее распространение получили поршневые пневмодвигатели, которые называют также *пневмоцилиндрами*.

Вращательные пневмодвигатели (*пневмомоторы*) по конструкции разделяют на поршневые, пластинчатые, мембранные, винтовые и турбинные.

Поворотные пневмодвигатели могут быть поршневыми или пластинчатыми.

По принципу действия и конструктивному исполнению элементы пневмосистемы подобны, за исключением источников питания, соответствующим элементам гидросистем, а часто в обеих системах применяются одни и те же типы этих элементов. В частности, преобразование энергии сжатого воздуха в механическую работу производится в этих системах пневмомоторами и пневмоцилиндрами.

Поршневые пневмоцилиндры двустороннего действия (рис. 2.33) состоят из корпуса 1, внутри которого находится поршень 2 со штоком 3. Герметизация поршня, штока и плунжера осуществляется уплотнительными кольцами и манжетами.

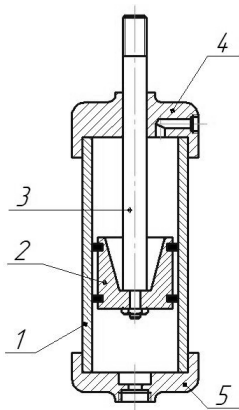


Рис. 2.33. Схема пневмоцилиндра:
1 – корпус; 2 – поршень; 3 – шток;
4 – крышка верхняя; 5 – крышка нижняя

Принцип работы пневмоцилиндра двустороннего действия аналогичен принципу работы гидроцилиндра. При подаче воздуха под давлением в поршневую полость поршень 1 со штоком перемещается вверх, совершая толкающее усилие. Одновременно с этим воздух из штоковой полости вытесняется. Для создания тянущего усилия на штоке направление подачи воздуха меняется на противоположное, т. е. он под давлением подается в штоковую полость, при этом поршень со штоком перемещается вниз.

Таким образом, шток с поршнем может перемещаться под давлением воздуха в двух направлениях, создавая необходимое усилие независимо от расположения пневмоцилиндра в пространстве.

Описание лабораторной установки

Для проведения лабораторной работы используется стенд FESTO.

На рис. 2.34 представлена пневматическая схема лабораторной установки, включающая два соосно (ось OO) расположенных пневмоцилиндра двустороннего действия – один исследуемый (1А) и второй (2А) для создания переменного усилия нагружения на шток первого. Пневмоцилиндры имеют одинаковые размерные параметры: диаметр и ход поршня, диаметр штока.

Подключение пневмосхемы к источнику питания осуществляется через запорный вентиль В и распределительный коллектор К.

В исходном положении шток пневмоцилиндра 1А втянут, а пневмоцилиндра 2А – выдвинут, их концы соприкасаются ($F_1 = F_2 = 0$).

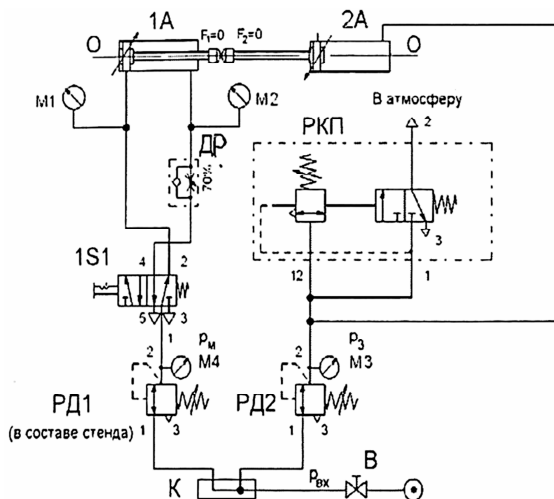


Рис. 2.34. Пневматическая схема лабораторной установки

Управление исследуемым пневмоцилиндром двустороннего действия 1А производится с помощью 5/2-пневмораспределителя с односторонним пневматическим управлением. Отличие заключается в использовании кнопки ручного управления вместо поршня 1 и канала управления 1–4. Для изменения скорости выдвижения штока пневмоцилиндра 1А используется регулируемый дроссель ДР с обратным клапаном. Питание пневмоцилиндра 1А сжатым воздухом осуществ-

ляется через регулятор РД1 с манометром М4, а давление в его рабочих полостях измеряется цифровыми манометрами М1 и М2.

На входе пневматической магистрали пневмоцилиндра нагружения 2А установлен регулятор давления РД2 с манометром М3, с помощью которого устанавливается требуемое давление p_3 в его бесштоковой полости, обеспечивающее усилие F_2 на штоке пневмоцилиндра 1А.

При выдвижении штока пневмоцилиндра 1А шток пневмоцилиндра 2А задвигается, объем бесштоковой полости уменьшается, а давление возрастает, что приводит к увеличению усилия сопротивления (противодействия) F_2 , направленного навстречу усилию F_1 , развиваемому на штоке пневмоцилиндра 1А.

Для настройки и поддержания заданного значения p_3 в бесштоковой полости пневмоцилиндра 2А, создающего требуемое усилие нагружения, в его питающей магистрали установлен регулируемый клапан (РКП). Как только давление в бесштоковой полости пневмоцилиндра 2А превышает заданное значение, РКП переключается и давление уменьшается до заданного значения за счет сброса сжатого воздуха в атмосферу через канал 2.

Скорость выдвижения штока пневмоцилиндра 1А зависит от соотношения сил F_1 и F_2 , которые могут быть рассчитаны с помощью следующих выражений:

$$F_1 = p_1 S - p_2 S_2; \quad (2.25)$$

$$F_2 = p_3 S_3, \quad (2.26)$$

где p_1, p_2 – значения давления в штоковой и бесштоковой полостях нагрузного пневмоцилиндра 1А соответственно, Па;

S_1, S_2 – значения площади поршня со стороны штоковой и бесштоковой полостей исследуемого пневмоцилиндра 1А соответственно, м²;

S_3 – значение площади поршня со стороны бесштоковой полости нагрузного пневмоцилиндра 2А, м².

При $F_1 = F_2$ штоки не перемещаются. При увеличении давления p_1 увеличивается значение F_1 и происходит перемещение (выдвижение) штока пневмоцилиндра 1А, вызывающее перемещение (утапливание) штока пневмоцилиндра 2А.

Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с элементной базой и условными обозначениями используемых для проведения лабораторной работы элементов, находящихся в контейнерах лабораторного стенда.

2. Используя набор пневмоэлементов в контейнере стенда с помощью пневматических шлангов, собрать лабораторную установку по схеме на рис. 2.34.

3. При участии преподавателя с помощью электрических проводов подключить датчики пневмоцилиндра 1А к электросекундомеру в составе лабораторного стенда.

4. Установить с помощью РД2 по манометру М3 значение давления $p_3 = 1,5$ бара и отрегулировать клапан последовательности РПК на давление сброса в атмосферу, превышающее давление p_3 .

5. Установить с помощью РД1 по манометру М4 магистральное давление $p_m = 3,0$ бара, переключить 5/2-пневмораспределитель на выдвижении штока пневмоцилиндра 1А. С помощью регулируемого дросселя установить время выдвижения штока пневмоцилиндра 1А на полную величину хода в пределах $t = 3-6$ с, используя для этого электросекундомер, срабатывающий по командам путевых электроконтактных датчиков Д1 и Д2 в составе пневмоцилиндра 1А. Зафиксировать отрегулированное время выдвижения t , величины давления p_1 и p_2 по манометрам М1 и М2 в рабочих полостях пневмоцилиндра 1А при $p_3 = 1,5$ бара, $p_m = 3,0$ бара и занести эти величины в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Результаты исследования пневмоцилиндра

p_3 , бар	$p_3 = 1,5$ бара				$p_3 = 2,0$ бара				$p_3 = 0$ бар			
	p_1 , бар	p_2 , бар	t , с	F_2 , Н	p_1 , бар	p_2 , бар	t , с	F_2 , Н	p_1 , бар	p_2 , бар	t , с	F_2 , Н
3,0												
3,5												
4,0												
4,5												
5,0												

6. Последовательно изменяя с помощью РД1 по манометру М4 величину магистрального давления $p_m = 3,5; 4,0; 4,5; 5,0$ бар, изме-

рить время t выдвижения штока, давления p_1 , p_2 и занести полученные результаты в табл. 2.5.

7. Настроить РД2 по манометру М3 на давление $p_3 = 2,0$ бара и отрегулировать РПК на сброс давления, превышающего установленное значение. Выполнить замеры аналогично п. 4–5 и занести полученные результаты в табл. 2.5.

8. Для определения скорости перемещения штока пневмоцилиндра 1А без нагрузки необходимо отключить подачу давления к пневмоцилиндру 2А и связать его бесштоковую полость с атмосферой путем отсоединения пневмошланга. Шток пневмоцилиндра 1А освобождается от нагрузки F_2 . Выполнить замеры аналогично п. 4 и 5, занести полученные результаты в табл. 2.5.

9. Рассчитать усилие нагружения F_2 при различных величинах давления питания p_3 , используя выражение (2.26). Результаты занести в табл. 2.5.

10. Рассчитать экспериментальную скорость движения штока исследуемого пневмоцилиндра V_s , используя длину хода поршня со штоком L и время его перемещения t , по формуле $V_s = L / t$.

11. Рассчитать теоретическую скорость движения штока исследуемого пневмоцилиндра $V_t(y)$.

12. Построить графические зависимости $V_s = f(F_2)$ и $V_t = f(F_2)$ и провести их сравнительный анализ.

Контрольные вопросы

1. Что называется пневмодвигателем?
2. Как классифицируются пневмодвигатели?
3. Как устроен и работает поршневой пневмоцилиндр?
4. С помощью каких элементов и каким образом устанавливаются требуемые величины давления воздуха в питающей магистрали?
5. Какими уравнениями описывается равномерное движение штока пневмоцилиндра?
6. Каким образом в лабораторной установке организована нагрузка на шток исследуемого пневмоцилиндра?
7. Какие параметры элементов пневмосхемы влияют на скорость движения штока пневмоцилиндра?
8. Какую функцию выполняет в пневмосхеме регулируемый клапан последовательности? Каков принцип его работы?

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравцов, А. М. Гидравлика. Лабораторный практикум : учебное пособие / А. М. Кравцов, В. С. Лахмаков, Е. В. Плискевич. – Минск : БГАТУ, 2022. – 284 с.
2. Ловкис, З. В. Гидравлика : учебное пособие / З. В. Ловкис. – Минск : Беларуская навука, 2012. – 440 с.
3. Жарский, М. А. Гидравлика и гидропривод : пособие / М. А. Жарский. – 2-е изд. – Минск : Экоперспектива, 2011. – 360 с.
4. Пташкина-Гирина, О. С. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение : учебное пособие / О. С. Пташкина-Гирина, О. С. Волкова. – СПб. : Лань, 2017. – 212 с.
5. Нестеров, М. В. Гидравлика : учебное пособие / М. В. Нестеров, Л. И. Мельникова, И. М. Нестерова. – Горки : БГСХА, 2016. – 223 с.
6. Корез, А. С. Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды : каталог / А. С. Корез, С. В. Матусевич. – Минск : Завод Промбурвод, 2011. – 84 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Единицы физических величин, применяемые в науке и технике (Международная система единиц (СИ))

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
1	2	3	4	5	6
Основные единицы					
Длина	Метр	m	м		дм – дециметр; см – сантиметр; мм – миллиметр; км – километр
					1 дюйм = 25,4 мм
					1 м = 10 дм = = 100 см = = 1000 мм = = 0,001 км
Масса	Килограмм	kg	кг		г – грамм; ц – центнер; т – тонна
					1 кг = 1000 г; 1 ц = 100 кг; 1 т = 1000 кг
Время	Секунда	s	с		1 ч = 60 мин = = 3600 с
Температура	Кельвин	K	К		°C – градус Цельсия
					0 K = −273 °C
Производные единицы					
Площадь	Квадратный метр	м ²	м ²		1 м ² = 1 · 10 ² дм ² = = 1 · 10 ⁴ см ² = = 1 · 10 ⁶ мм ²
Объем	Кубический метр	м ³	м ³		1 м ³ = 1 · 10 ³ л = = 1 · 10 ³ дм ³ = = 1 · 10 ⁶ см ³ = = 1 · 10 ⁹ мм ³

1	2	3	4	5	6
Скорость	Метр в секунду	m/s	м/с		1 м/с = 10 дм/с = = 100 см/с = = 3,6 км/ч
Ускорение	Метр на секунду в квадрате	m/s ²	м/с ²		1 м/с ² = 10 дм/с ² = = 100 см/с ² ; <i>g</i> = 9,81 м/с ²
Расход	Кубиче- ский метр в секунду	m ³ /s	м ³ /с		1 м ³ /с = 1 · 10 ³ л/с = = 1 · 10 ³ дм ³ /с = = 1 · 10 ⁶ см ³ /с = = 1 · 10 ⁹ мм ³ /с 1 л/с = 3,6 м ³ /ч
Плотность	Килограмм на кубиче- ский метр	kg/m ³	кг/м ³		1 кг/м ³ = 1 · 10 ³ г/м ³ ; 1 т/м ³ = 1 · 10 ³ кг/м ³
Вес удельный	Сила на кубиче- ский метр	N/m ³	Н/м ³		1 кН/м ³ = 10 ³ Н/м ³ ; 1 Н = 9,81 кгс/м ³
Давление	Паскаль	Pa	Па	Па = Н/м ²	1 кПа = 10 ³ Па; 1 МПа = 10 ⁶ Па; 1 кгс/см ² = 10 ⁵ Па 1 атм = 1 бар = = 10 м вод. ст. = = 750 мм рт. ст.
Вязкость динами- ческая	Паскаль в секунду	Pa·s	Па·с		1 Па·с = 10 Пз; Пз – Пуаз
Вязкость кинема- тическая	Квадрат- ный метр на секунду	m ² /s	м ² /с		1 м ² /с = 10 ⁴ см ² /с; 1 Ст = 10 ² сСт = = 1 см ² /с Ст – Стокс; сСт – сантистокс
Сила	Ньютон	N	Н	Н = кг·м/с ²	1 кН = 10 ³ Н; 1 МН = 10 ⁶ Н; 1 кгс = 9,81 Н; 1 тс = 9810 Н

1	2	3	4	5	6
Работа	Джоуль	J	Дж	Дж = Н·м	1 КДж = 10^3 Дж; 1 МДж = 10^6 Дж
Мощ- ность	Ватт	W	Вт	Вт = Дж/с	1 кВт = 10^3 Вт; 1 МВт = 10^6 Вт; 1 л. с. = 736 Вт; л. с. – лошадиная сила
Темпера- тура	Градус Цельсия	°C	°C		0 °C = 273 К; К – Кельвин

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

**Плотность некоторых жидкостей
при температуре 20 °C и атмосферном давлении 100 кПа**

Вид жидкости	ρ , кг/м ³
Ртуть	13 546
Глицерин (безводный):	1260
Глицерин (водный раствор):	
85 %;	1221
70 %;	1181
55 %;	1140
40 %;	1099
25 %;	1060
10 %	1022
Молоко	1026
Нефть	760–900
Масло моторное	860–930
Топливо дизельное	831–861
Керосин	790–860
Бензин	712–780
Спирт	789–810
Вода (пресная)	998,2
Воздух	1,29

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Кинематический коэффициент вязкости некоторых жидкостей, см²/с

Вид жидкости	Температура, °C							
	0	10	20	30	40	50	60	70
Воздух	0,1300	0,1380	0,1500	0,1550	—	0,1800	—	—
Масло моторное	18,0000	7,5000	3,0000	1,3000	0,6500	0,5000	0,2800	—
Масло гидравли- ческое	0,4400	0,3000	0,2300	0,2100	—	0,1100	—	—
Керосин	0,0400	—	0,0250	—	0,0180	0,0150	0,0110	—
Вода	0,0180	0,0130	0,0100	0,0080	0,0067	0,0056	0,0048	0,0042
Бензин	0,0108	0,0090	0,0073	0,0065	0,0059	0,0054	0,0049	—
Спирт	—	0,0190	0,0151	0,0130	0,0100	—	—	—
Молоко	—	0,0240	0,0170	—	—	—	—	—

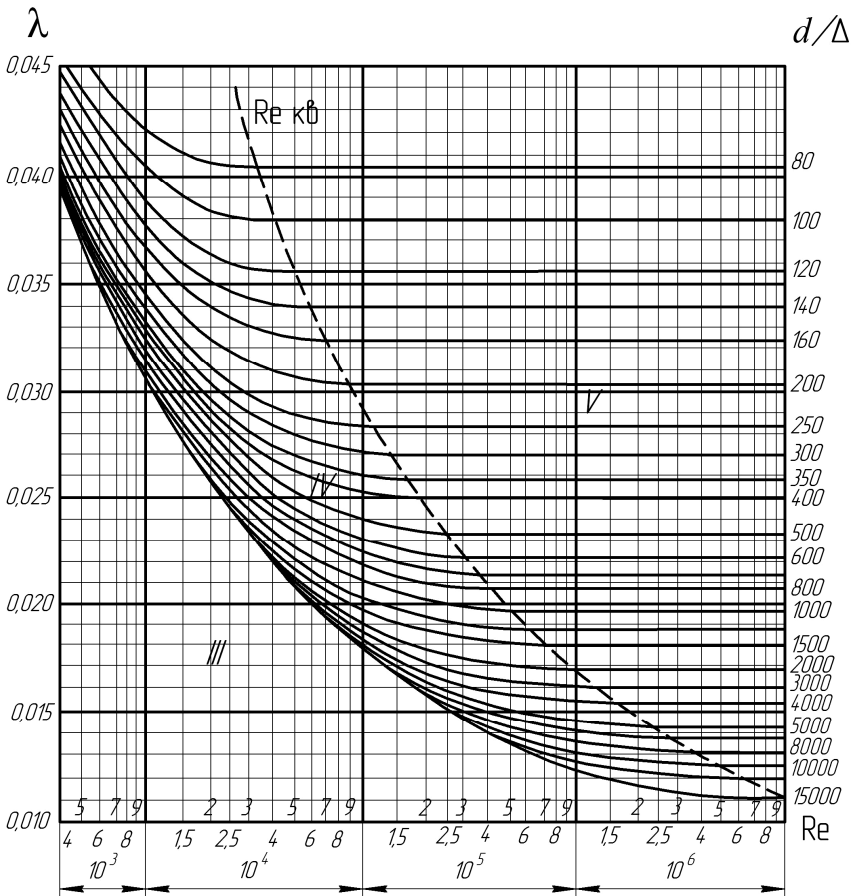
ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Абсолютная шероховатость внутренних поверхностей труб

Характер поверхности	Δ, мм
Трубы полиэтиленовые	0,001–0,005
Трубы стальные новые	0,040–0,170
Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации	0,190
Трубы стальные оцинкованные	0,120–0,210
Трубы стальные старые (заржавленные)	0,600–0,670
Трубы чугунные новые	0,250–0,420

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

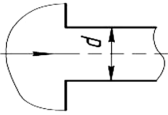
График Г. А. Мурина

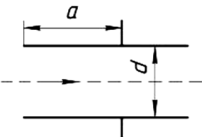


ПРИЛОЖЕНИЕ 6

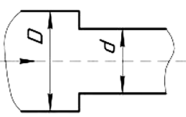
Значения коэффициентов местного сопротивления

Вход в трубу:

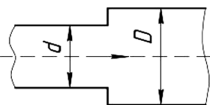
а)  $\zeta = 0,5$

б)  $\zeta = 1 \quad \frac{a}{d} > 0,5$

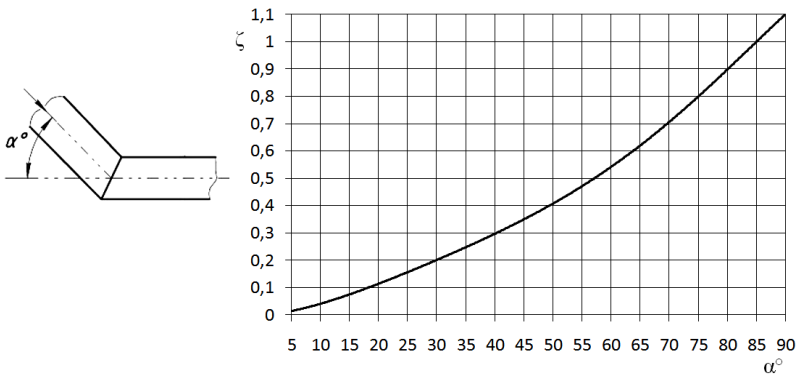
Внезапное сужение трубопровода:

 $\zeta = \frac{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}{2}$

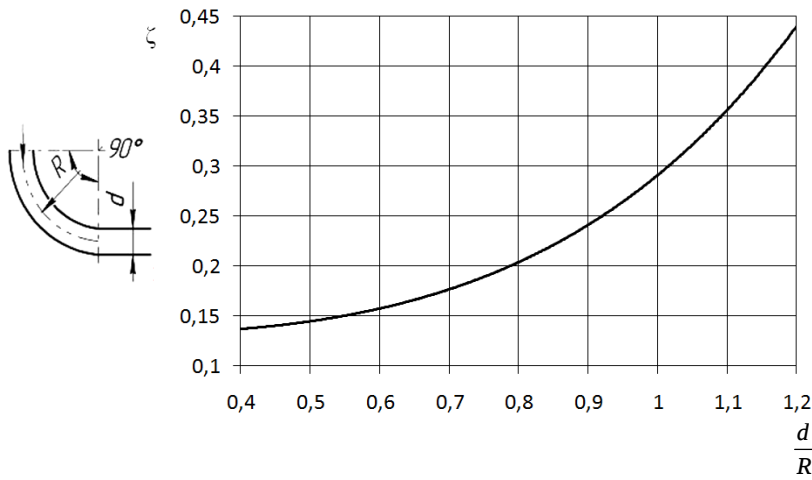
Внезапное расширение трубопровода:

 $\zeta = \left(\frac{D^2}{d^2} - 1\right)^2$

Резкий поворот трубопровода:



Плавный поворот трубопровода:



Кран пробковый:

The diagram shows a cross-section of a cork valve (кран пробковый) with a circular body and a handle at an angle φ° to the horizontal.

φ°	5	10	15	20	30	35	40	45	50	55
ζ	0,05	0,3	0,9	1,8	6,2	11	21	41	95	275

Примечание: представленные значения коэффициентов местного сопротивления используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей трубопроводной арматуры.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

Кравцов Александр Маратович,
Зыкун Андрей Станиславович,
Плискевич Евгений Владимирович

**ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД.
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *А. М. Кравцов*
Корректор *Д. А. Значёнок*
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *Д. О. Михеевой*

Подписано в печать 12.09.2025. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 7,21. Уч.-изд. л. 5,64. Тираж 50 экз. Заказ 306.

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, 99–1, 220012, Минск.