СРЕДНЕЕ
ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ
ОБРАЗОВАНИЕ

П.В. Лаврухин
С.В. Панченко
С.Г. Пархоменко

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Рекомендовано
Экспертным советом УМО в системе ВО и СПО
в качестве **учебного пособия** для специальностей
«Механизация сельского хозяйства»
и «Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственной техники и оборудования»
среднего профессионального образования

BOOK.ru
ЭЛЕКТРОННО-БИБЛИОТЕЧНАЯ СИСТЕМА
КНОРУС • МОСКВА • 2022

УДК 681.587.34:621.1(075.32)
ББК 31.31я723
Л13

Авторы (Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО «Донской ГАУ»):
П.В. Лаврухин, С.В. Панченко, С.Г. Пархоменко

Лаврухин, Павел Владимирович.

Л13 Основы гидравлики и теплотехники : учебное пособие / П.В. Лаврухин, С.В. Панченко, С.Г. Пархоменко. — Москва : КНОРУС, 2022. — 176 с. — (Среднее профессиональное образование).

ISBN 978-5-406-08343-7

Рассматриваются основные принципы гидростатики, гидродинамики и теплотехники, а также их приложение к практическому применению. Содержание пособия изложено в виде простых объяснений явлений и эффектов, которые происходят при движении жидкостей, при работе динамических и объемных гидравлических машин в гидро- и пневмоприводах, а также в гидродинамических передачах.

Соответствует ФГОС СПО последнего поколения.

Для студентов среднего профессионального образования, обучающихся по специальностям «Механизация сельского хозяйства» и «Эксплуатация и ремонт сельскохозяйственной техники и оборудования».

Ключевые слова: гидравлика; теплотехника; гидравлические машины; движение жидкости.

УДК 681.587.34:621.1075.32)
ББК31.31я723

Лаврухин Павел Владимирович
Панченко Сергей Викторович
Пархоменко Сергей Геннадьевич

ОСНОВЫ
ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Изд. № 606315. Подписано в печать 20.08.2021. Формат 60×90/16.
Гарнитура «Newton». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,0. Уч.-изд. л. 9,16. Тираж 500 экз.

ООО «Издательство «КноРус».
117218, г. Москва, ул. Кедрова, д. 14, корп. 2.
Тел.: +7 (495) 741-46-28.
E-mail: welcome@knorus.ru www.knorus.ru

Отпечатано в АО «Т8 Издательские Технологии».
109316, г. Москва, Волгоградский проспект, д. 42, корп. 5.
Тел.: +7 (495) 221-89-80.

ISBN 978-5-406-08343-7

© Лаврухин П.В., Панченко С.В., Пархоменко С.Г., 2022
© ООО «Издательство «КноРус», 2022

Оглавление

Глава 1. ВВЕДЕНИЕ 5
1.1. Основные физические свойства жидкостей 5
1.2. Силы, действующие в жидкостях 8
1.3. Понятие гидростатического давления 9
1.4. Свойства гидростатического давления и основное уравнение гидростатики 10
1.5. Закон Паскаля. Работа гидравлического домкрата 13
1.6. Закон Архимеда 15
1.7. Виды и единицы давления 16
1.8. Приборы для измерения давлений 18

Глава 2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКИХ ТЕЛ 25
2.1. Идеальная и реальная жидкости 25
2.2. Потоки жидкостей и газов 26

Глава 3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ 53
3.1. Классификация и принципы работы гидравлических машин 53
3.2. Принцип работы центробежного насоса 57
3.3. Основные параметры работы насосного агрегата 60
3.4. Основные конструктивные исполнения лопастных насосов 63
3.5. Характеристики центробежных насосов 66
3.6. Осевые и вихревые насосы 67
3.7. Водоподъемники 69
3.8. Вентиляторы 74
3.9. Объемные гидравлические машины 76
3.10. Основные виды объемных гидромашин 78

Глава 4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД 92
4.1. Гидропривод 92
4.2. Объемный гидропривод 94
4.2.1. Классификация объемного гидропривода 95
4.3. Основные термины и определения 99
4.4. Элементы управления гидравлических приводов 100
4.5. Направляющие гидроклапаны 109
4.6. Гидрораспределители 110
4.6.1. Золотниковые гидрораспределители 113
4.6.2. Крановые гидрораспределители 113
4.6.3. Клапанные гидрораспределители 115
4.7. Пневматический привод 116
4.7.1. Назначение пневматических приводов 117
4.7.2. Пневматические системы автомобилей 119

Глава 5. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ 124

Глава 6. ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ 130
6.1. Техническая термодинамика 130
6.2. Тепломассообмен 143
6.3. Применение теплоты в сельском хозяйстве 159

Глава 1

ВВЕДЕНИЕ

1.1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Свойства веществ — это признаки, по которым одни вещества отличаются от других.

Жидкость — это физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц (текучестью) и способное изменять свою форму под воздействием внешней среды. Слово «физическое» может пониматься как природное, обладающее своими свойствами от природы. Под данное определение подпадают два из четырех агрегатных состояния вещества — жидкое и газообразное, их принято называть «капельные жидкости» и «газы». Отличительной особенностью газов является то, что они обладают большей сжимаемостью, чем твердые тела или капельные жидкости.

Жидкость, как и всякое природное тело, имеет молекулярное строение, т.е. состоит из молекул, располагаемых относительно друг друга в некотором порядке. Объем пустот между молекулами намного превышает объем самих молекул. В газах и жидкостях расстояния между молекулами больше, а межмолекулярные силы меньше, чем в твердых телах, что объясняет *текучесть* жидкостей.

Как известно, атомы любого химического вещества состоят из ядра и вращающихся вокруг него электронов. Ядра атомов взаимодействуют с полем гравитации Земли. Поскольку у разных химических

элементов разное число протонов и нейтронов в ядрах, то и взаимодействие с полем притяжения Земли тоже отличается. Тогда каждая жидкость будет иметь свое и только свое количество вещества (массу) в единице объема. Это свойство жидкостей называют плотностью.

Плотность — это количество вещества в единице объема. Плотность веществ, в том числе и жидкостей, обозначают буквой греческого алфавита ρ (ро), и при равномерном распределении массы по всему занимаемому объему плотность определяют как отношение массы тела к его объему, кг/м^3:

$$\rho = \frac{m}{V}. \qquad (1.1)$$

Количество вещества любого тела связано с силой притяжения в гравитационном поле, которую называют силой тяжести, или весом.

Вес — это сила взаимодействия массы жидкого тела с гравитационным полем. Сила, с которой единица объема жидкого тела взаимодействует с гравитационным полем, называется «удельный вес» и обозначается буквой греческого алфавита γ (гамма). Удельный вес и плотность связаны зависимостью, вытекающей из второго закона Ньютона, т.е.:

$$\gamma = \frac{m \times g}{V} = \frac{m}{V} \times g = \rho \times g. \qquad (1.2)$$

В технических задачах, рассматриваемых в гидравлике, размеры тел и взаимодействующих с ними частиц жидкости намного превышают межмолекулярные расстояния, которые в жидкостях имеют порядок 10^{-7}см, а в газах при атмосферном давлении — 10^{-5} см. Поэтому жидкости и газы воспринимаются как сплошная среда, масса которой равномерно распределена по объему.

Плотность жидкости зависит от температуры, поэтому с изменением последней изменяется также и удельный вес жидкости. Указанная зависимость характеризуется *температурным коэффициентом объемного расширения* $\alpha_ж$, представляющим собой физическую величину, выражающую относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1°С, т.е.:

$$\alpha_ж = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta t}. \qquad (1.3)$$

Плотность и удельный вес жидкостей (табл. 1.1) колеблется в широких пределах.

К свойствам жидкостей относят сжимаемость. Сжимаемостью обладают все физические тела, это свойство тел изменять свой объем при воздействии внешних или внутренних сил. Капельные жидкости в таких условиях изменяют свой объем не значительно, а изменение

объема газов может достигать значений в десятки и сотни раз, что приходится учитывать при работе с ними.

Таблица 1.1

Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при температуре 20 °С

Жидкость	ρ, кг/м^3	γ, Н/м^3
Вода	1 000	9 810
Бензин	680...740	6 670...7 260
Глицерин	1 260	12 240
Керосин	790...820	7 550...8 000
Спирт	790	7 750
Ртуть	13 550	13 280
Нефть	700...900	6 860...8 830
Масло: • машинное • минеральное	 898 890...960	 8 800 8 730...9 420
Воздух	1,29	12
Молоко	1 026	10 070

Еще к наиболее важным физическим свойствам жидкостей относят вязкость. Это способность жидкости сопротивляться скольжению смежных или прилегающих друг к другу ее отдельных слоев. Силы, возникающие при этом, называют силами внутреннего трения, или силами вязкости. Жидкость представляется как бы состоящей из отдельных, соприкасающихся слоев или частиц, движущихся с разными скоростями, а по границам между слоями возникают силы сопротивления движению – вязкостные силы (рис. 1.1).

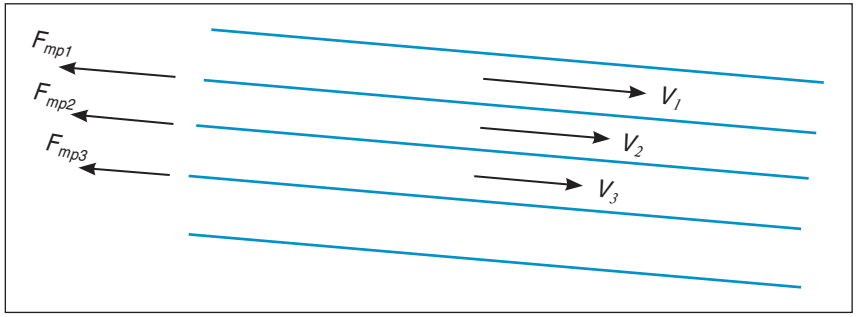


Рис. 1.1. Схема возникновения сил внутреннего трения при движении жидкости

Различают динамическую вязкость и кинематическую вязкость.

Динамическая (абсолютная) вязкость (обозначается буквой греческого алфавита μ (мю) — это сила сопротивления, которое возникает при перемещении двух слоев жидкости площадью 1 см^2, находящихся на расстоянии друг от друга в 1 см, при разности скорости 1 см/с.

Единицей измерения динамической вязкости принят

$$\text{Пуаз} = \text{Паскаль} \times \text{секунда} = \text{Па}\cdot\text{с} = \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$$

(единица названа в честь Жана Луи Мари Пуазейля (1799—1869), французского врача и физика, установившего закон движения вязкой жидкости).

Для решения практических задач используют *кинематическую* вязкость жидкости, которую обозначают буквой греческого алфавита ν (ню), представляющую собой отношение динамической вязкости к плотности жидкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. За единицу кинематической вязкости в системе СИ принят «квадратный метр в секунду» — $\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, иногда пользуются внесистемной единицей Ст (Стокс — в честь английского ученого, физика и математика Джорджа Габриэля Стокса (1819—1903), равной $10^{-4}\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

Вязкость жидкостей в значительной мере зависит от температуры. Так, у капельных жидкостей с повышением температуры вязкость снижается, а у газообразных жидкостей, наоборот, повышается. Это связано с различием в них механизмов внутреннего трения — силы взаимодействия молекул капельных жидкостей становятся меньше, а в газах увеличиваются. При увеличении давления вязкость жидкостей также возрастает.

1.2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЖИДКОСТЯХ

Все явления, которые возникают в движущихся и покоящихся жидкостях, вызваны действием разнообразных сил, действие которых может проявляться как взаимодействие молекул жидкости между собой, так и сил приложенных извне.

Силы, действующие в жидкости, принято разделять на внутренние и внешние. *Внутренние силы* — силы взаимодействия частиц жидкости — притяжения, отталкивания, силы передачи импульса кинетической энергии. *Внешние силы* — это силы, приложенные к частицам рассматриваемого объема со стороны окружающей среды, в свою очередь, делятся на поверхностные и объемные.

Поверхностные силы (сжатия, давления, растяжения, силы трения) приложены к поверхностям, ограничивающим объем жидкости. *Объемные силы* (сила тяжести, сила инерции, электромагнитные силы) распределены по всему объему.

Жидкости всегда содержат различные примеси, которые по плотности и удельному весу отличаются от основного состава, это могут быть механические, нерастворимые включения или растворимые вещества. На эти включения или частицы будут действовать другие различные силы, что может сильно искажать общую картину силовых взаимодействий внутри жидкости и влиять на ее основные свойства. Для облегчения изучения законов движения жидкостей введены понятия «идеальная жидкость» и «реальные жидкости».

Идеальные жидкости — лишенные вязкости, обладающие абсолютной подвижностью, т.е. отсутствием сил трения и абсолютной неизменностью объема под воздействием внешних сил.

Реальные жидкости — вязкие жидкости, обладающие сжимаемостью, сопротивлением растягивающим и сдвигающим усилиям.

1.3. ПОНЯТИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Возьмем некоторый резервуар, содержащий жидкость с удельным весом γ (рис. 1.2).

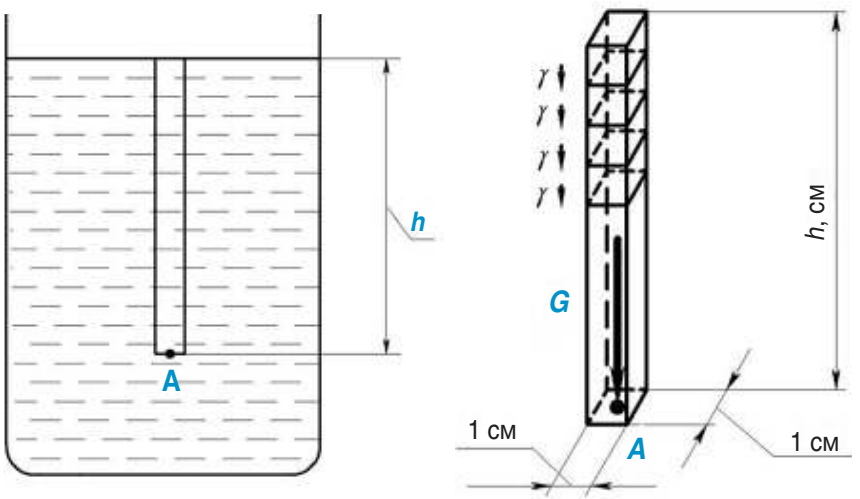


Рис. 1.2. Гидростатическое давление жидкости

На некоторой глубине внутри жидкости произвольно отметим точку (·) A, глубину погружения точки в жидкость принято обозначать буквой h, тогда над точкой будет находиться столб жидкости. Представим этот столб жидкости в виде последовательно составленных по высоте единичных объемов, равных 1 см^3, тогда каждая грань единичного объема будет равна 1 см. Сила, с которой поле тяготения действует на единичный объем жидкости — γ, а весь полученный объем столба жидкости будет иметь вес, равный сумме веса всех единичных объемов. Количество единичных объемов по высоте будет равно глубине погружения точки в жидкость — h. Сила веса столба жидкости будет равна произведению удельного веса жидкости γ на количество всех единичных объемов или объем этого столба жидкости V — $G = \gamma V$. Все действие веса столба жидкости приходится на нижнюю площадку, размер которой 1 × 1 см и на которой находится выбранная точка A. Поскольку точка обладает некоторой малой площадью, то в каждой точке нижней площадки будет действовать приходящаяся часть силы веса столба жидкости.

Эту величину — $\frac{G}{S} = \frac{\gamma \times V}{S} = \frac{\gamma \times 1\text{ см} \times 1\text{ см} \times h}{1\text{ см} \times 1\text{ см}} = \gamma h = p$, называют *гидростатическим давлением*, которая представляет собой интенсивность действия сил со стороны жидкости на какой-либо площади. В системе СИ давление измеряют отношением силы, измеряемой в Ньютонах — Н, к единице площади — м^2. Единица давления в системе СИ носит название Паскаль — Па = $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$, в честь ученого Блеза Паскаля (1623—1662).

1.4. СВОЙСТВА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ И ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Гидростатическое давление характеризуется тремя свойствами:

Первое свойство. Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к поверхности, на которую оно действует. Уточним, что нормалью называют перпендикуляр, проведенный к касательной в какой-либо точке криволинейной поверхности (рис. 1.3).

Второе свойство. Гидростатическое давление в любой точке жидкости действует одинаково по всем направлениям.

Представим действие сил давления на некоторую выпуклую фигуру. Согласно первому свойству действие давления направлено по нор-

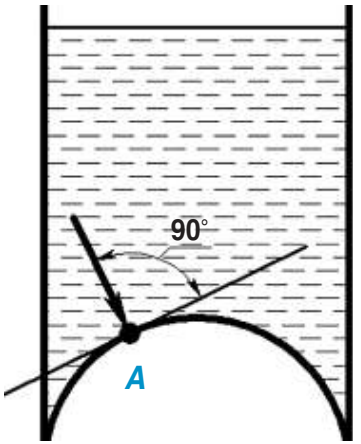


Рис. 1.3. Направление гидростатического давления жидкости

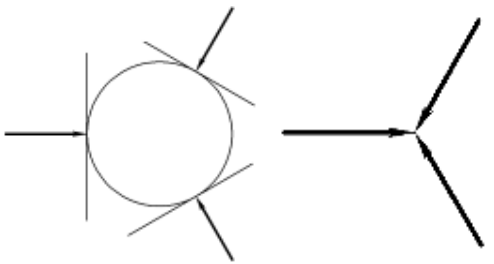


Рис. 1.4. Схема действия сил давления жидкости

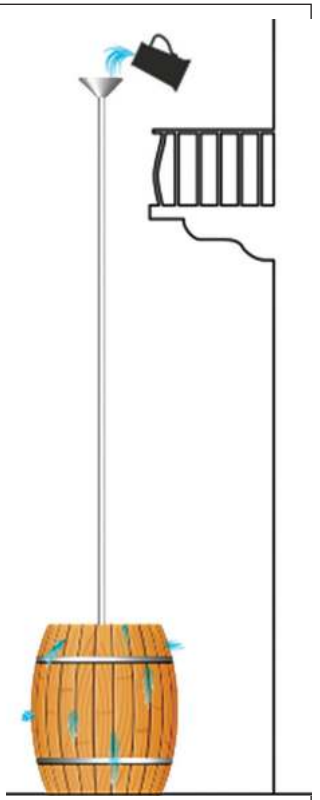


Рис. 1.5. Опыт Паскаля

мали к касательной (рис. 1.4). После этого начнем уменьшать фигуру, стягивая контур, но направление действия сил давления не изменятся, уменьшив фигуру до размера точки, получим, что линии действия сошлись в этой точке.

Третье свойство. Гидростатическое давление в любой точке жидкости зависит только от удельного веса жидкости и координат этой точки в пространстве.

Опыт, проведенный Б. Паскалем 1648 г., доказал, что даже небольшим количеством воды можно создать очень большое давление (рис. 1.5). В прочную, наполненную водой и закрытую со всех сторон бочку он вставил узкую трубку и, поднявшись на балкон второго этажа дома, вылил в эту трубку всего лишь одну кружку воды. Вода в трубке

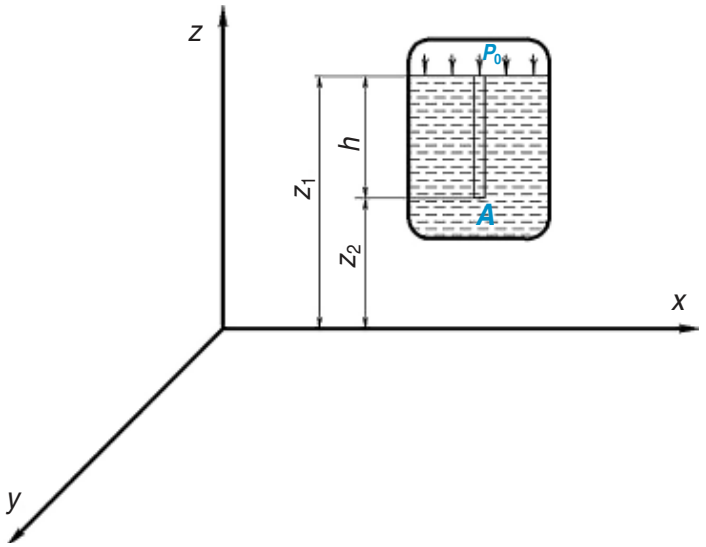


Рис. 1.6. Схема к основному уравнению гидростатики

поднялась до большой высоты (ведь трубка была очень узкая), тем самым увеличив давление. Давление на стенки бочки так возросло, что планки бочки разошлись, и вода из бочки стала выливаться.

Основное уравнение гидростатики. В сумме действия всех трех свойств гидростатического давления можно говорить об основном законе гидростатического давления, который может быть сформулирован следующим образом.

Давление в любой точке покоящейся жидкости всегда равно сумме давления на поверхности жидкости и давления столба жидкости над этой точкой.

В закрытом резервуаре (рис. 1.6) содержится капельная жидкость и создано давление p_0. Капельная жидкость и газовая среда прозрачны для действия давления, и тогда действие давление p_0 распространяет свое действие на весь объем резервуара, в том числе в точку A. Также над точкой A имеется столб жидкости, который создает давление от собственного веса жидкости — γh. Тогда в точке будет действовать сумма давлений:

$$p_A = p_0 + \gamma h.$$

Полученное уравнение называют основным уравнением гидростатики.

1.5. ЗАКОН ПАСКАЛЯ. РАБОТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДОМКРАТА

Закон Паскаля является еще одним следствием из основного уравнения гидростатики.

Давление, возникающее в любой точке замкнутого объема жидкости, передаются в любую другую точку этого же объема без изменений.

На рисунке 1.7 показ сосуд с жидкостью, в горловине которого размещен поршень. Абсолютное давление в точке A при размещении поршня в положении $I—I$:

$$p_A = p_0 + \rho \times g \times h.$$

После перемещения поршня в положение $II—II$ давление на свободной поверхности увеличится на величину Δp, а абсолютное давление в точке A будет равно:

$$p_A = p_0 + \rho \times g \times h + \Delta p.$$

На использовании закона Паскаля построена работа всех гидростатических механизмов, к которым относятся гидравлические цилиндры (поступательного или поворотного действия), гидравлические прессы, домкраты и многие другие. Это одни из самых распространенных механизмов в механике.

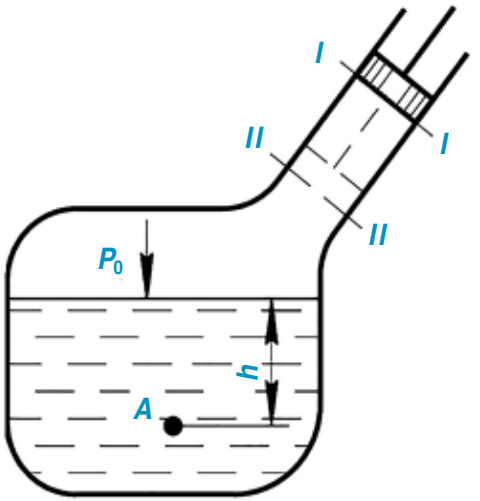


Рис. 1.7. Схема к закону Паскаля

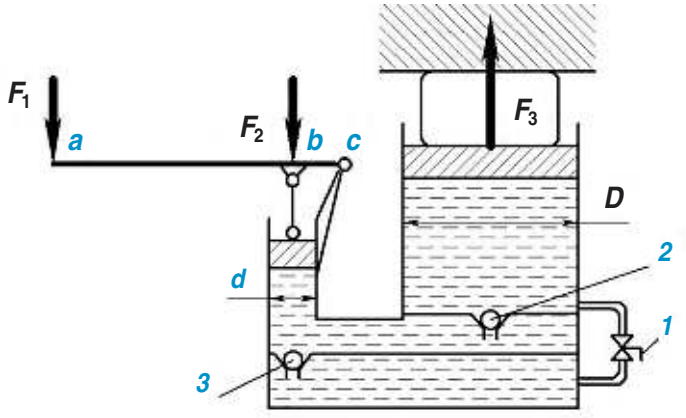


Рис. 1.8. Гидравлический домкрат

В качестве примера рассмотрим работу гидравлического домкрата (рис. 1.8). При ходе рычага *ac* вверх рабочая жидкость из маслосборника *1* поступает в полость малого цилиндра диаметром *d*, далее, при ходе рычага *ac* вниз под действие силы F_1, усилие передается на поршень цилиндра *d*.

Клапан *2* закрывается, а клапан *3* открывается, соединяя полости *d* и *D*. За счет соотношения длины плеч рычага в точке *b* получается сила $F_2 = F_1 \frac{ac}{bc}$.

Сила F_2, действуя на поршень *d* (распределяясь по площади поршня), создает давление $p_d = \frac{F_2}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4F_2}{\pi d^2}$. Согласно закону Паскаля возникшее давление передается без изменений по всему объему, в том числе и полости D. Тогда на каждую точку поршня D действует давление, равное $p_D = \frac{4F_3}{\pi D^2}$. Поскольку давления в полостях равны $p_d = p_D$, то $\frac{4F_2}{\pi d^2} = \frac{4F_3}{\pi D^2}$, откуда получим $\frac{F_2}{d^2} = \frac{F_3}{D^2}$, тогда $F_3 = F_2 \frac{D^2}{d^2}$, с учетом соотношения плеч рычага окончательно получим $F_3 = F_1 \times \frac{ac}{bc} \times \frac{D^2}{d^2}$. Площади поршней изменяются в квадрат раз, следовательно, развиваемое усилие также изменяется в квадрат раз, эту особенность используют для создания значительных усилий за счет меньших. Например, если принять величину силы $F_1 = 100$ Н, соотношение плеч рычага $\frac{ac}{bc} = 10$, значения диаметров поршней $d = 5$ мм, $D = 50$ мм, то легко подсчитать, что за счет разницы площадей поршней усилие будет увеличено в 100 раз, а за счет

разницы в соотношении плеч рычага в 10 раз. Всего значение усилия F_3 будет получено равным 100 Н×10 × $\frac{50^2}{5^2}$. =100 000 Н (10 т).

1.6. ЗАКОН АРХИМЕДА

Из-за разности давлений в жидкости на разных уровнях возникает выталкивающая, или архимедова, сила, которая вычисляется по формуле:

$$F_A = \gamma V,$$

где V — объем вытесненной телом жидкости или же объем погруженной в жидкость части тела;

γ — удельный вес жидкости, в которую погружают тело.

На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу вытесненного объема этой жидкости.

Это утверждение, называемое законом Архимеда, справедливо для тел любой формы. При этом действие веса тела, погруженного в жидкость на опору или подвес, уменьшается на величину веса объема вытесненной жидкости, хотя силы притяжения в поле тяготения остаются прежними. Если принять, что вес покоящегося тела в воздухе равен *mg* (хотя, вообще говоря, на тело в воздухе также действует очень маленькая сила Архимеда со стороны атмосферы, ведь тело погружено в газ из атмосферы), то для тела, погруженного в плотную капельную жидкость, выталкивающая сила может быть значительной:

$$P_т = P_{т.в.} \times (1 - \frac{\rho_ж}{\rho_т}),$$

где $P_т$ — вес тела, погруженного в жидкость;

$P_{т.в.}$ — вес тела в воздухе;

$\rho_ж$, $\rho_т$ — плотности жидкости и тела.

Формула может быть использована при решении большого количества задач. При помощи закона Архимеда осуществляется не только мореплавание, но и воздухоплавание. Из закона Архимеда вытекает, что если средняя плотность тела $\rho_т$ больше плотности жидкости (или газа) $\rho_ж$, тело будет опускаться на дно. Если же $\rho_т < \rho_ж$, тело будет плавать на поверхности жидкости. Объем погруженной части тела будет таков, что вес вытесненной жидкости равен весу тела. Для подъема воздушного шара в воздухе его вес должен быть меньше веса вытесненного воздуха. Поэтому воздушные шары заполняют легкими газами (водородом, гелием) или нагретым воздухом.

1.7. ВИДЫ И ЕДИНИЦЫ ДАВЛЕНИЯ

Виды давления. В гидравлике принято различать три вида давлений (рис. 1.9):

- абсолютное;
- манометрическое;
- вакуумметрическое.

Абсолютным давлением называют давление, измеряемое от точки давления в вакууме до любого существующего значения давления.

Манометрическим, или избыточным, называют величину превышения давления над давлением атмосферы или окружающей среды.

Вакуумметрическим называют величину снижения давления от давления атмосферы.

Можно заметить, что в показанной схеме существуют две базы для измерения давления — это точка вакуума и величина атмосферного давления.

Понятие вакуума — абстрактное, воображаемое состояние пространства, когда в нем полностью отсутствуют любые материальные объекты, будь то молекулы, атомы или любые элементарные частицы, способные оказать механическое воздействие на стенки этого объема. В этом случае давление в вакууме может быть принято за абсолютный ноль давления.

Атмосферное давление является частным случаем абсолютного давления и, как правило, зависит от метеорологических условий и высоты над уровнем моря, такое давление называют *давлением физической*

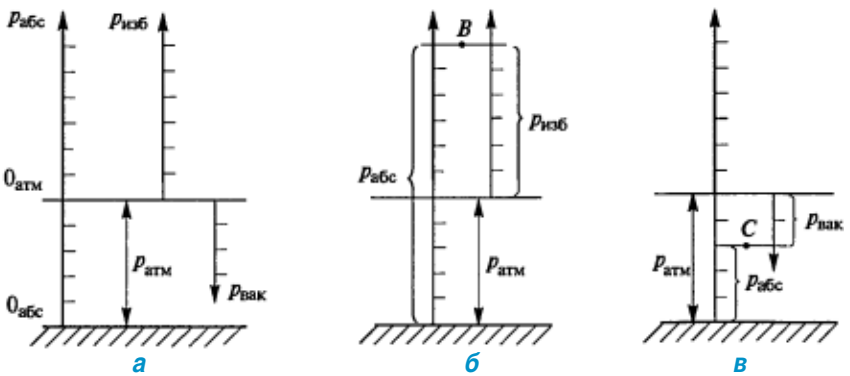


Рис. 1.9. Системы отсчета давления: ***а*** — шкалы давления; ***б*** — взаимосвязь абсолютного и избыточного давлений; ***в*** — взаимосвязь абсолютного давления и давления вакуума

атмосферы. Однако подавляющее большинство приборов для измерения давления используют в качестве начала отсчета именно атмосферное давление. Это связано с простотой и удобством таких измерений, а получаемые погрешности либо незначительны, либо могут быть легко приведены к стандартным условиям.

Для перевода давлений одного вида в другой используются следующие формулы:

1) для случая манометрического давления $p_{абс} = p_{атм} + p_{изб}$;

2) случая вакуумметрического давления $p_{абс} = p_{атм} - p_{вак}$.

Единицы давления. Единицей измерения давления в системе СИ принят Паскаль (Па): 1 Па = 1 Н/м^2 (1 Паскаль = 1 Ньютон/метр^2). Это малая величина, такое давление создает пленка воды толщиной в 0,1 мм. Для удобства обозначения больших значений используются кратные приставки *кило* (к) = 10^3, *мега* (М) = 10^6, т.е. пользуются величинами кПа (килопаскаль) и МПа (мегапаскаль).

Устаревшие единицы. Иногда можно встретить единицы из устаревших систем измерения:

- техническая атмосфера;
- отношение килограмм-силы к метру квадратному — $\frac{\text{кГс}}{\text{см}^2}$.

Понятием технической атмосферы пользуются и сейчас, например, при переводе в вид абсолютного давления значения манометрического или вакуумметрического давлений, как это показано в формулах выше. В этом случае величину атмосферного давления приближенно принимают равной 100 000 Па = 100 кПа = 0,1 МПа.

В соответствии с видами давлений единицы измерения имеют вид:

ата — атмосфера абсолютного давления;

ати — атмосфера избыточного давления;

атв — атмосфера вакуумметрического давления.

Единица $\frac{\text{кГс}}{\text{см}^2}$ переводится в размерность единиц системы СИ следующим образом: 1 кГс (килограмм силы) равен10 Н (10 Ньютонов), а 1 см^2 есть одна десятитысячная доля метра квадратного. Тогда $\frac{10H}{10^{-4}\text{м}^2} = 10^5$ Па. Связь между этими единицами следующая: 1 атм = 10^5 Па = = 100 кПа = 0,1 МПа.

В странах Европы и некоторых других странах применяется единица измерения давления 1 бар (1 bar). Название единицы происходит от греческих слов. Так, барометр в переводе означает «измеритель атмосферного давления», т.е. единицу давления 1 бар можно приравнять к понятию 1 атм. Значение этой единицы давления 98 692 Па, что приближенно может приниматься 100 000 Па = 100 кПа, или 1 атм.

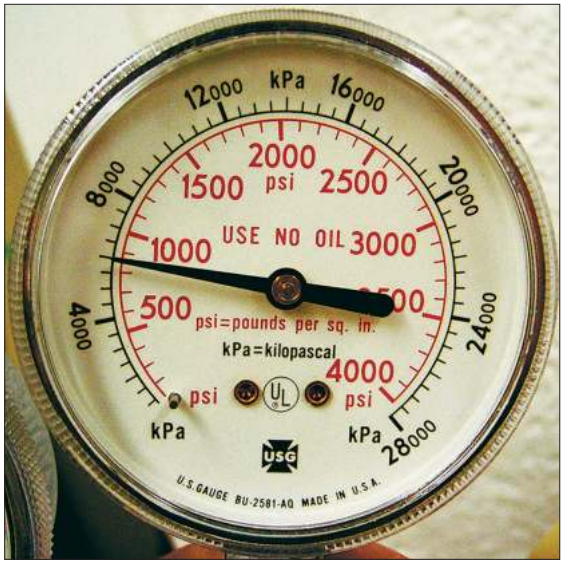


Рис. 1.10. Манометр с двойной шкалой

В странах с дюймовой системой мер — США, Великобритания, Мьянма, Либерия, частично Канада — применяют единицу давления *pound square inches* (psi) (фунт-сила на квадратный дюйм) = $0{,}07 \times 10^5$ Па либо несколько меньшую единицу давления *pound square feet* (psf), равную $4{,}88 \times 10^4$ Па.

Манометр с двойной шкалой (kPa — килопаскаль и psi — фунт-сила на квадратный дюйм) представлен на рис. 1.10.

В различных литературных источниках нередко встречаются внесистемные единицы давления. Для вычислений или правильной эксплуатации оборудования такие единицы должны быть переведены в стандартные, применение которых понятно и не вызывает вопросов.

1.8. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ

Для измерения давления используют манометры, вакуумметры, мановакуумметры, пьезометры.

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

1) жидкостные (принцип действия которых основан на применении законов гидростатики);

2) механические деформационные с упругим чувствительным элементом;

3) грузопоршневые (измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым поршнем с грузами);

4) электрические, преобразующие измеряемое давление в электрический сигнал (используют для дистанционного измерения давления).

Принцип действия жидкостных приборов для измерения давлений.

Чувствительными элементами таких приборов являются вертикально расположенные прозрачные, стеклянные или пластиковые трубки, заполненные жидкостью. Трубки называются *пьезометры*, от греческих слов «пьезо» — давление и «метр» — измеряю, т.е. в переводе означает «измеритель давления». Пьезометр подсоединяется к источнику избыточного или вакуумметрического давления, под действием которого происходит изменение равновесия жидкости. Жидкость в трубке изменяет первоначальное положение, и по этому изменению рассчитывается величина давления (рис. 1.11).

Приборы на рис. 1.11*а*, *б* (закрытый пьезометр и барометр) измеряют абсолютное давление при допущении, что $p_{A2} = 0$. При изготовлении такого прибора необходимо иметь в виду, что условие $p_{A2} = 0$ не может быть выполнено в точности, так как минимальным давлением, которое может действовать на свободной поверхности жидкости, является давление парообразования (при температуре 20 °C

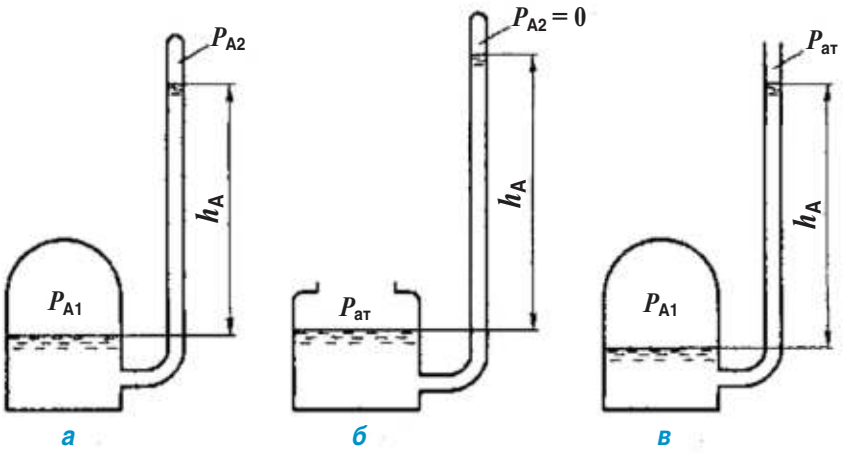


Рис. 1.11. Жидкостные приборы для измерения давлений:
а — закрытый пьезометр; ***б*** — барометр; ***в*** — открытый пьезометр

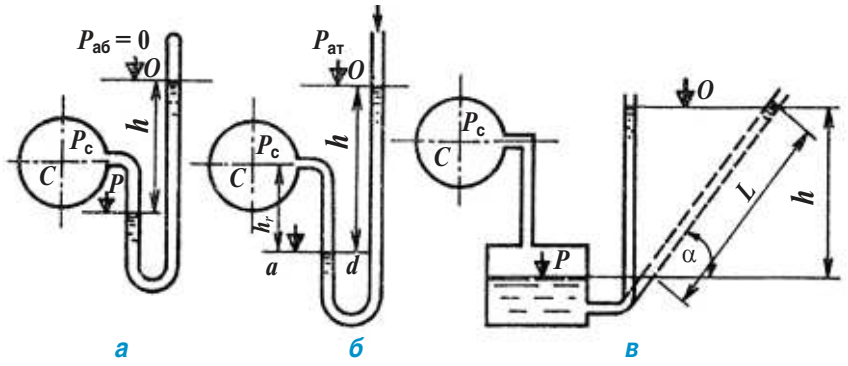


Рис. 1.12. Схемы жидкостных приборов для измерения давления: ***а*** — двухтрубный манометр абсолютного давления; ***б*** — двухтрубный манометр (вакуумметр) избыточного давления; ***в*** — однотрубный пьезометр

для воды — 2,34 кПа, для ртути — $1{,}6 \times 10^{-4}$ кПа). Открытый пьезометр (рис. 1.11*в*) измеряет избыточное (манометрическое) давление.

В любом случае давление определяется высотой столба жидкости в пьезометре:

$$p_{A1} = \rho \times g \times h_A, \text{ Па},$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3;
$g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения;
h_A — высота столба жидкости в пьезометре, м.

На рисунке 1.12 приведены некоторые схемы жидкостных приборов для измерения давлений. Однотрубный пьезометр рис. 1.12*в* может быть выполнен как вертикальным, так и наклонным. Наклон трубки пьезометра позволяет более точно измерять малые отклонения давлений, так как $l > h$. При этом давление p определяется высотой столба жидкости $h = l \times \sin\alpha$.

Приведем пример определения давления в трубопроводе с использованием ртутного манометра (рис. 1.13). Пусть требуется определить избыточное давление воды в трубопроводе. Для этого к нему подсоединяется U-образная прозрачная трубка, заполненная ртутью. Под действием давления воды в трубопроводе p_0 ртуть будет вытеснена в правый пьезометр, при этом уровень ртути в обоих пьезометрах изменится. Тяжелая ртуть поднимется на большую высоту, объем ртути в правом пьезометре станет больше, соответственно увеличится сила тяжести, давление возрастет и силы давлений, действующие в пьезо-

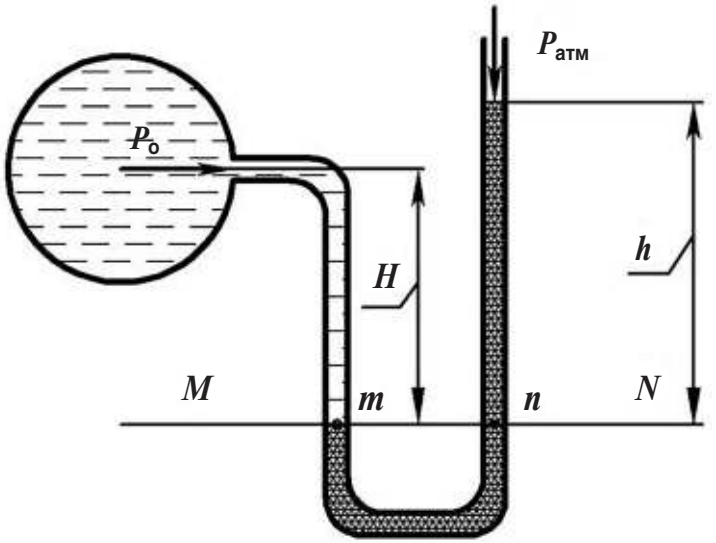


Рис. 1.13. Ртутный манометр

метрах, будут уравновешены. Шкалы жидкостных приборов размечаются в единицах длины (мм, см).

Вычисление давления производится по следующей методике.

1. Определяется положение плоскости равных давлений.

Плоскость равных давлений — горизонтальная плоскость, пересекающая оба пьезометра по нижнему мениску ртути (плоскость $M–N$). Положение плоскости равных давлений отыскивается из следующих соображений. Если уровень жидкости в пьезометрах не меняется, то в правом и левом пьезометрах, на уровне нижнего мениска ртути давления равны меду собой и жидкости находятся в равновесии.

2. В плоскости равных давлений $M–N$ выбираются две точки, принадлежащие разным пьезометрам — точки m, n. Особенность этих точек заключается в том, что давления в точках будут равны ($p_n = p_m$).

3. Согласно основному уравнению гидростатики записываются значения давлений в выбранных точках. Для рассматриваемого примера:

$$p_n = p_0 + \gamma_в H;$$

$$p_m = p_{атм} + \gamma_{рт} h.$$

В левом пьезометре действуют абсолютное давление p_0 и давление столба воды $\gamma_в H$. В правом пьезометре на поверхности ртути действует

атмосферное давление $p_{атм}$, а в точке m добавляется действие давления столба ртути $\gamma_{рт}h$.

Поскольку левые части уравнений равны между собой, то равны и правые части.

4. Приравниваем между собой правые части полученных уравнений

$$P_0 + \gamma_в H = P_{атм} + \gamma_{рт} h.$$

5. Выражаем искомую величину. При этом имеется в виду, что по условию примера требуется отыскать манометрическое (избыточное) давление, тогда как в условии имеется только абсолютное. В указанных условиях работы трубопровода говорится, что он работает под действием избыточного давления, тогда по определению видов давления имеем

$$P_0 = P_{атм} + P_{изб} = P_{атм} + \gamma_{рт} h - \gamma_в H.$$

6. Подставив численные значения величин, вычисляем результат измерения.

Аналогично могут быть найдены любые другие величины, входящие в итоговое выражение, например, может быть поставлена задача определить высоту столба ртути в правом пьезометре, если известна высота подключения прибора и избыточное давление в трубопроводе.

Вид применяемой жидкости зависит от технической задачи измерения — для измерения малых давлений применяют жидкости с малым удельным весов, например воду, спирты, эфиры, органические жидкости. Для измерения более высоких давлений применяются жидкости с большим удельным весом — солевые насыщенные растворы, ртуть. Жидкостные приборы позволяют производить более точные измерения, том числе измерение очень малых давлений (около 5 Па).

Принцип действия механических приборов. Чувствительным элементом механических приборов является тонкостенная изогнутая плоская металлическая трубка (трубка Бурдона) или диафрагма, которые под воздействие давлений деформируются и через рычажную систему изменяют положение указывающей стрелки относительно шкалы прибора (рис. 1.14—1.16). Шкалы приборов тарируются в единицах измерения давления (тарировка — процесс определения вместимости шкалы прибора и цены деления).

Работают приборы следующим образом. Когда прибор не подключен к источнику избыточного давления или разрежения (вакуумметрического давления), на внешней и внутренней сторонах чувствительного элемента действует атмосферное давление. Трубка Бурдона находится в равновесии и стрелка показывает «0». При подключении

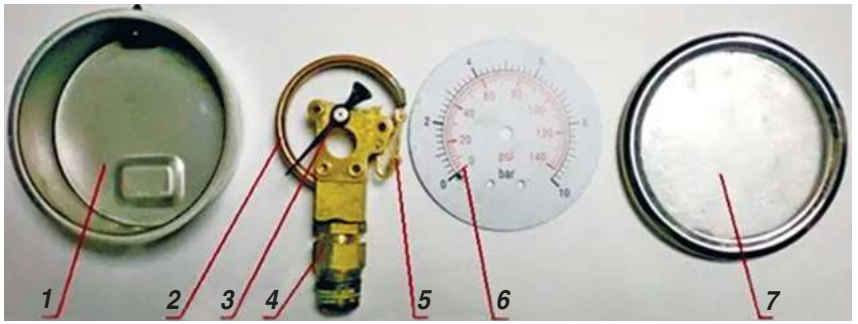


Рис. 1.14. Манометр с трубкой Бурдона: *1* — корпус; *2* — трубка Бурдона; *3* — стрелка; *4* — штуцер; *5* — рычажно-зубчатая передача; *6* — шкала; *7* — стекло

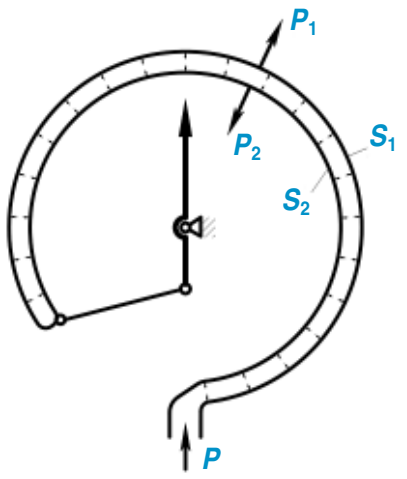


Рис. 1.15. Схема работы трубки Бурдона

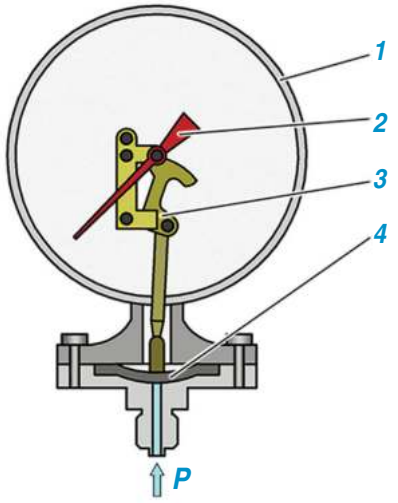


Рис. 1.16. Диафрагменный манометр: *1* — корпус; *2* — стрелка; *3* — рычажно-зубчатая передача; *4* — диафрагма

прибора к источнику избыточного давления, давление передается равномерно на внутреннюю и наружную стороны трубки. Так как площадь наружной поверхности S_1 трубки больше, чем внутренней S_2, то и суммарная сила $P_1 = p \times S_1$, которая действует на наружную сторону трубки, больше силы $P_2 = p \times S_2$, действующей на внутреннюю сторону.

Разность сил давления внутри трубки $\Delta P = P_1 - P_2$ вызывает деформацию трубки, которая стремится распрямиться. В материале трубки (упругий сплав), который подвергается деформации в соответствии

с законом Гука, возникают напряжения. Трубка «ищет» новое положение равновесия, начинает разворачиваться и через механическую связь изменяет положение стрелки относительно шкалы в направлении движения часовой стрелки. Степень деформации пропорциональна возникающему напряжению в материале трубки и, соответственно, величине перемещения точки крепления механической связи. Таким образом, прибор показывает превышение давления относительно давления атмосферы.

Вакуумметры устроены аналогично манометрам, но отличия в их работе и конструкции обусловлены тем, что при подключении прибора к источнику вакуумметрического давления, силы давления атмосферы превышает силы давления в колбе. Атмосферное давление деформирует чувствительный элемент, сворачивая трубку вовнутрь. Положение стрелки будет меняться, но движение будет направлено против часовой стрелки. Шкала манометра размечается слева направо, а шкала вакуумметра справа налево.

Кроме направления движения стрелки манометр и вакуумметр отличаются величиной измеряемого давления или емкостью шкалы. Манометрическое давление может превышать атмосферное в десятки и сотни раз, в то время как вакуумметрическое давление не может превышать значение давления атмосферы — дальше наступает состояние вакуума. Опуститься давление ниже давления вакуума не может, это лишено физического смысла. Поэтому вакуумметры тарируются только в пределах одного атмосферного давления.

По типу градуировки шкалы приборы делятся на две группы: манометры абсолютного давления («0» шкалы соответствует давлению в полном вакууме); приборы избыточного давления — манометры, вакуумметры и мановакуумметры («0» шкалы соответствует атмосферному давлению). Приборы, предназначенные для измерения абсолютного давления атмосферы, называются барометрами. Манометрами избыточного давления измеряют превышение давления в данном месте над атмосферным давлением. Вакуумметры служат для измерения снижения давления от величины давления атмосферы (разрежений). Мановакуумметры применяют для измерения как превышения, так и для снижения давлений над давлением атмосферы. На шкале прибора имеются положительные и отрицательные значения, а «0» шкалы смещен от края к ее середине.

Глава 2

ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКИХ ТЕЛ

Законы движения жидких тел изучаются в разделе дисциплины, который называется гидродинамикой, где рассматриваются законы движения жидкостей и практическое применение этих законов. Гидродинамика рассматривает законы движения жидкости в зависимости от приложенных к ней сил.

2.1. ИДЕАЛЬНАЯ И РЕАЛЬНАЯ ЖИДКОСТИ

В гидродинамике жидкость рассматривается как сплошная непрерывная среда, сплошь заполняющая некоторое пространство без образования пустот. Причины, вызывающие движение жидкости — внешние силы, такие как сила тяжести, внешнее давление и т.д., само же движение жидкости характеризуется скоростью и гидродинамическим напором. Чтобы охарактеризовать механическую картину движения жидкости, необходимо знать скорость и давление во всех точках пространства, занятого движущейся жидкостью, а также ее свойства.

Жидкости всегда содержат различные примеси, которые по плотности и удельному весу отличаются от основного состава, это могут быть механические, нерастворимые включения, или растворимые вещества. На эти включения или частицы будут действовать другие различные силы, что может сильно искажать общую картину силовых взаимодействий внутри жидкости и влиять на ее основные свойства.

Для облегчения изучения законов движения жидкостей введены понятия «идеальная жидкость» и «реальные жидкости».

Идеальные жидкости — лишенные вязкости, обладающие абсолютной подвижностью, т.е. отсутствием сил трения и абсолютной неизменностью объема под воздействием внешних сил.

Реальные жидкости — вязкие жидкости, обладающие сжимаемостью, сопротивлением растягивающим и сдвигающим усилиям.

Изучение движения жидкостей всегда начинают с изучения движения идеальной жидкости, и затем в готовые зависимости вносят необходимые поправки, приближающие решение к движению реальной жидкости.

2.2. ПОТОКИ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

Потоком называют движущуюся массу жидкости, ограниченную направляющими твердыми стенками или свободными поверхностями.

Потоки жидкости по своему характеру принято разделять на напорные, безнапорные и гидравлические струи.

Напорным называется поток жидкости, который не имеет свободной поверхности, например, движение воды в трубопроводе (рис. 2.1).

Безнапорным называется поток жидкости, имеющий свободную поверхность, т.е. он соприкасается с твердыми стенками лишь по части своего периметра. Такие потоки встречаем при движении воды в каналах и руслах рек.

Гидравлическая струя — поток жидкости, со всех сторон окруженный газообразной или жидкой средой; примером может служить струйка, вытекающая из крана, струя пожарного брандспойта (рис. 2.2).

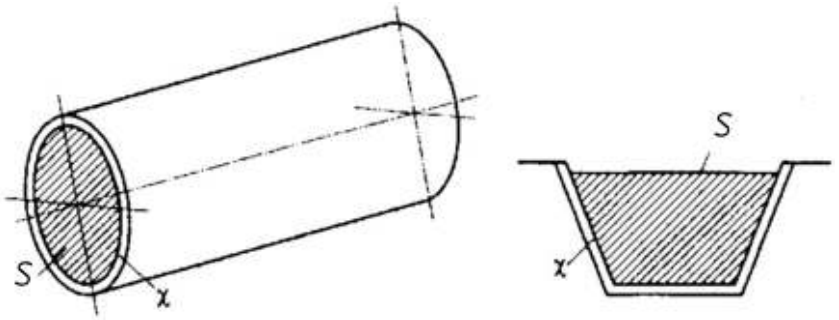


Рис. 2.1. Живое сечение *S* и смоченный периметр χ потока: ***а*** — при напорном движении; ***б*** — при безнапорном движении в открытом канале

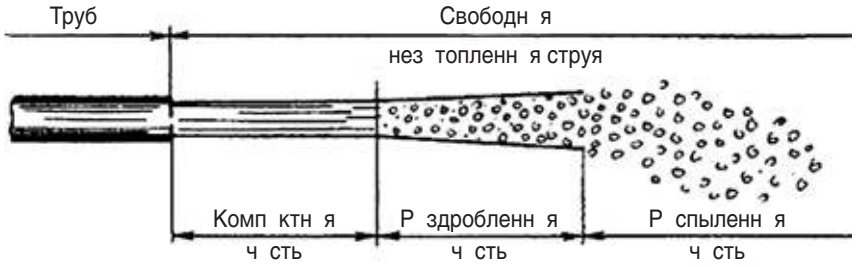


Рис. 2.2. Схема гидравлической струи

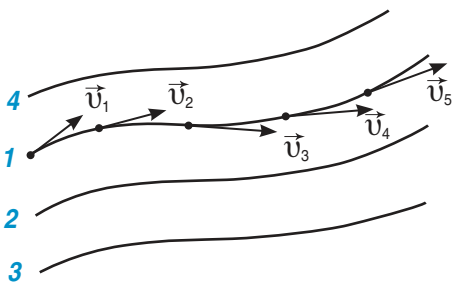


Рис. 2.3. Модель линии тока

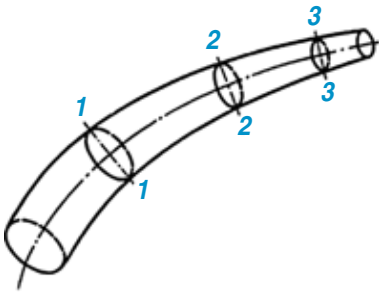


Рис. 2.4. Схема потока жидкости

Линия тока — это линия, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости так, что векторы скоростей в этих точках касательные к ней (рис. 2.3).

Трубка тока — поверхность, очерченная вдоль небольшого контура, внутри которой вдоль линии тока перемещаются частицы жидкости (рис. 2.4). Стенки трубки тока непроницаемы. Площадь поперечного сечения трубки тока мала, скорости движения в каждой точке равны. Часть жидкости, заключенная внутри трубки тока называется *элементарной струйкой*.

Живое сечение S — это поперечное сечение потока, перпендикулярное ко всем линиям тока (сечение).

Смоченный периметр χ — та часть периметра потока, которая соприкасается с твердыми стенками.

Виды и режимы движения жидкости. В гидродинамике различают следующие виды и режимы движения жидкости:

установившееся движение — такое движение, при котором в любой точке потока жидкости скорость и давление не изменяются (напри-

мер, движение воды в канале с неизменяющимися геометрическими параметрами);

неустановившееся движение — при котором в любой точке потока жидкости скорость и давление с течением времени изменяются (например, истечение жидкости из бака, когда струя жидкости увеличивает скорость при своем движении под действием сил гравитации).

В свою очередь, установившееся движение подразделяется на равномерное и неравномерное. При *равномерном* движении средние скорости частиц по длине потока остаются постоянными, а при *неравномерном* средние скорости и сечение потока изменяются (например, движение жидкости в трубе с изменяющимся диаметром).

Режимы движения жидкости. В гидравлике различают два режима движения жидкости:

• *ламинарный* (от греч. «ламина» — пластина), который характеризуется плоскопараллельным смещением слоев жидкости при движении потока. Ламинарный режим движения жидкости наблюдается при небольших скоростях движения жидкости и при движении вязких жидкостей (органические и минеральные масла, нефть и др.);

• *турбулентный* режим — характеризуемый беспорядочным перемещением конечных масс жидкости, сильно перемешивающихся между собой. К движению в турбулентном режиме склонны маловязкие жидкости (бензин, вода, спирт, керосин).

В одной и той же трубе, в зависимости от скорости движения, одна и та же жидкость может двигаться в ламинарном или турбулентном режиме. Опыты английского физика О. Рейнольдса (1842—1912) показали, что режим движения жидкости зависит от нескольких параметров: скорости, вязкости и диаметра трубки, в которой жидкость движется.

Опыты Осборн Рейнольдс проводились на установке, подобной той, которая изображена на рис. 2.5.

К баку с водой присоединялась прозрачная труба с вентилем на конце, с помощью которого регулировался расход жидкости, и соответственно скорость ее движения в трубе. Из отдельного резервуара в прозрачную трубу поступала красящая жидкость, которую хорошо было видно через прозрачные стенки. При малой скорости движения жидкости в прозрачной трубе, подаваемая подкрашенная жидкость не смешивалась с основным потоком и двигалась вместе с ним, располагаясь в нем слоями. Такое движение потока было названо ламинарным. При увеличении скорости потока, слои подкрашенной жидкости начинали несколько изгибаться, но не смешивались с жидкостью основного потока.

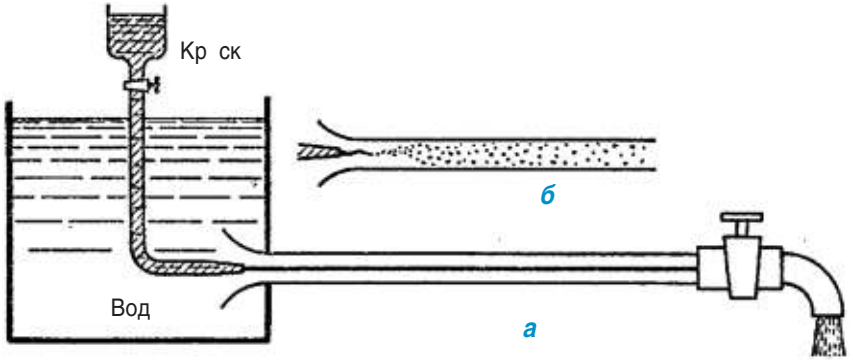


Рис. 2.5. Установка О. Рейнольдса для изучения режимов движения жидкости: ***а*** — ламинарный режим; ***б*** — турбулентный режим

Далее, при малейшем увеличении скорости, слои красящей жидкости скачкообразно разрушались, превращаясь в вихри, и распределялись по всему сечению потока (рис. 2.5б). Такой режим был назван турбулентным (от лат. *turbulentus* — бурный, беспорядочный).

Результатами опытов установлено, что режим движения жидкости характеризуется численным значением безразмерного параметра, называемого *числом Рейнольдса* — Re, которое показывает соотношение сил инерции к силам вязкости:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \times d}{\nu} = 2300.$$

где υ — скорость движения жидкости в трубе;
d — диаметр трубки;
ν — вязкость жидкости.

Были выделены две критические скорости: одну при переходе от ламинарного режима к турбулентному — верхней критической скоростью, и от турбулентного к ламинарному — нижнюю критическую скорость. Верхняя критическая скорость, в зависимости от внешних условий: температуры, вибрации установки и др., меняется. Нижняя критическая скорость в широком диапазоне изменения внешних условий остается практически постоянной. Так как нижняя критическая скорость не зависит от внешних условий, то она и принимается за критическое значение, которое для труб круглого сечения имеет следующие значения: если число Рейнольдса меньше 2300 ($\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \times d}{\nu} < 2300$), то режим движения будет ламинарным, если больше 2300 ($\mathrm{Re} = \frac{\upsilon \times d}{\nu} = 2300$) — турбулентным. В природе чаще наблюдается турбулентных характер движе-

ния жидкостей, это движение воздушных масс, движение воды в руслах рек и каналов и т.д. Также склонны к движению в турбулентном режиме маловязкие жидкости – вода, спирт, бензины, керосин. Можем принять численное значение вязкости $\nu = 10^{-6}$ с/м^2, выше которого будем считать жидкости вязкими, ниже — маловязкими. Ламинарный режим наблюдается при движении вязких жидкостей (нефть, масла минеральные и органические и т.д.).

Двухслойная модель турбулентного потока. Движение жидкости — сложный процесс, сопровождающийся воздействием на частицы массы жидкости различных сил. Реальную жидкость нельзя рассматривать как простую механическую смесь одинаковых молекул. В реальной жидкости всегда присутствуют примеси, растворенные вещества, конгломераты (беспорядочные смеси молекул, образующих частицу). Во время движения жидкости, часть молекул, за счет сил взаимодействия с твердыми направляющими стенками (прилипания), тормозятся. В этих условиях движение жидкости имеет некоторые особенности. Приближенно процесс движения может быть описан следующим образом.

Исследованиями установлено, что процессы перемешивания в разных частях поперечного сечения происходят по-разному. На твердой стенке внутренней поверхности трубы скорости близки к нулю. С удалением от стенки скорость жидкости постепенно возрастает. Поскольку скорость движения мала, то прилежащие к стенке слои движутся в ламинарном режиме, образуя небольшой слой жидкости δ, в котором преимущественное влияние имеют касательные напряжения. Поэтому этот слой называют вязким подслоем потока. В пределах вязкого подслоя скорость линейно увеличивается от нуля до некоторого значения на границе слоя, за которой поток движется в турбулентном режиме, которая называется *турбулентным ядром потока*. Слои жидкости, находящиеся ближе к стенкам трубы, будут двигаться с меньшей скоростью, чем слои жидкости, движущиеся в центре сечения, и окончательно картина распределения скоростей по сечению потока (эпюра скоростей) будет иметь вид, представленный на рис. 2.6.

Основная часть поперечного сечения трубы, в которой движется поток, занята турбулентным ядром потока, где и происходят интенсивные пульсации скорости и давления, интенсивное перемешивание частиц жидкости. Подчеркнем, что описанная двухслойная модель — приближенная.

Расход и средняя скорость потока. Неразрывность потока. ***Расходом*** называется количество жидкости перемещаемой через некоторое сечение в единицу времени.

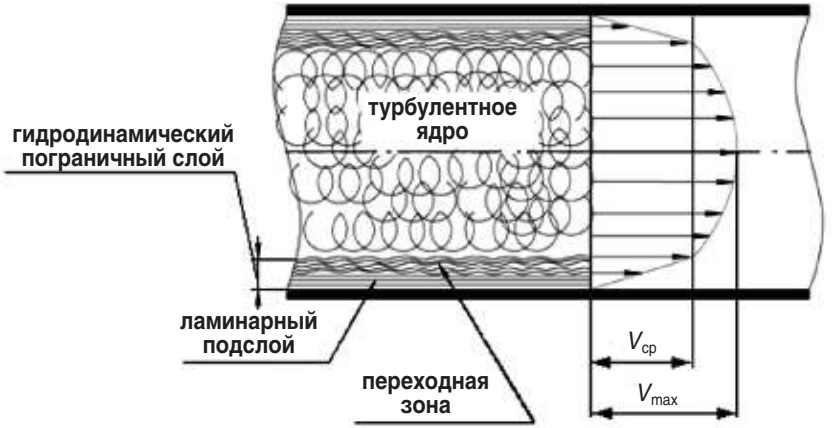


Рис. 2.6. Схема распределения скоростей по сечению потока

Различают:

1) Q — объемный расход [м^3/с, л/с];
2) $Q_m = \rho Q$ — массовый расход [кг/с].

Объемный расход применяют при определении количества перемещаемых малосжимаемых жидкостей, поскольку при изменении давлений в потоке, их объем изменяется незначительно.

Массовый расход применяют при определении количества перемещаемых сжимаемых жидкостей (газов). При измерении количества перемещаемых газов давление в потоке может изменяться в широких пределах, и объем газа за счет сжимаемости будет существенно изменяться, но масса перемещаемого газа остается стабильной.

Рассмотрим условие движения потока в трубе круглого сечения. Объемный расход — это расход в единицу времени, тогда в системе СИ будем иметь следующие зависимости.

Путь, который будет пройден потоком за 1 секунду:

$$l = v \times t = v \times 1.$$

Объем жидкости, который пройдет через первое сечение, будет равен объему цилиндра, заключенного между первым и вторым сечениями. Площадь основания цилиндра равна площади сечения потока, а длина образующей цилиндра будет равна расстоянию пройденному потоком за одну секунду или будет численно равна скорости движения потока:

$$Q_1 = v_1 S_1.$$

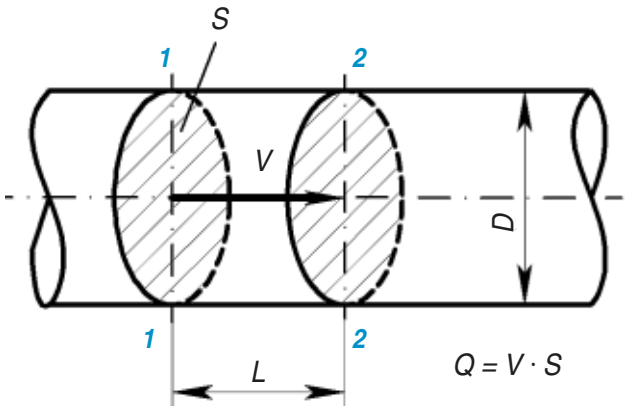


Рис. 2.7. Схема к понятию объемного расхода жидкости

Поскольку сечение потока было принято в форме круга, то расход будет выражаться формулой:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} v.$$

Ранее было показано, что скорости жидкости по сечению потока распределены не равномерно, возле направляющих поверхностей (стенок трубы) поток имеет меньшую скорость, а в центре сечения скорость потока будет выше. По этой причине в большинстве задач гидравлики пользуются понятие *средней скорости потока*, которая представляет собой частное от деления объемного расхода жидкости на площадь его сечения, добавляя к знаку скорости индекс, обозначающий среднюю величину:

$$v_{ср} = \frac{4Q}{\pi D^2}.$$

Рассмотрим движение потока жидкости через трубу с переменным сечением (рис. 2.8.).

Поток движется через соединенные трубы разного диаметра, но расходы жидкости в первом и втором сечениях будут одинаковы, что возможно при условии, что поток не получает дополнительных порций жидкости извне, не теряет жидкость, внутри потока не образуются каверны (пустоты), т.е. поток во всех своих сечениях является непрерывным:

$$Q_1 = Q_2,$$

или

$$Q_1 = v_1 S_1;$$

$$Q_2 = v_2 S_2.$$

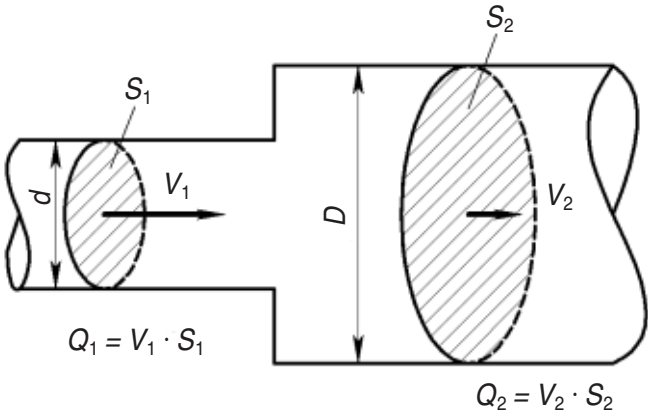


Рис. 2.8. Схема движения потока жидкости через трубу переменного сечения

Полученное условие равенства расходов называют «условие неразрывности потока», которое имеет важное значение при проведении практических расчетов. Из последней зависимости следует:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2.$$

Из этого выражения получаем важное следствие о соотношении средних скоростей одного и того же потока в разных по площади сечениях:

$$\frac{\pi d^2}{4} v_1 = \frac{\pi D^2}{4} v_2;$$

$$d^2 v_1 = D^2 v_2,$$

откуда получим:

$$v_1 = v_2 \frac{D^2}{d^2},$$

или

$$v_2 = v_1 \frac{d^2}{D^2},$$

Скорости движения потока в разных сечениях будут отличаться на отношение квадратов их диаметров. То есть скорости потока обратно пропорциональны площадям сечений.

Уравнение Бернулли и уравнение энергии для потока реальной жидкости. Даниил Бернулли еще в 1738 г. на основе решения дифференциальных уравнений получил зависимость, отражающую количество энергии в движущейся элементарной (маленькой, неделимой) струйке жидкости, которая может быть выражена суммой трех видов слагае-

мых — сумма трех видов энергий, которыми обладает движущийся поток, всегда остается величиной постоянной:

$$E = \frac{P}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} = \text{const},$$

где E — общая сумма всех видов энергий, которыми обладает поток жидкости;

$\frac{P}{\gamma}$ — удельная потенциальная энергия давления;

z — удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{v^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия потока.

Рассмотрим подробнее представленные виды энергий.

На рисунке 2.9 показана схема движения элементарной струйки жидкости из положения *1-1* в положение *2-2* под действием собственного веса, для которой выделим то главное, что отражает уравнение Бернулли.

1. Слово «удельный» в русском языке означает деленный на что-то, отнесенный к чему-то. В данном случае подразумевается, что это энергия, которой обладает единица веса жидкости, — 1 Ньютон.

2. Удельная потенциальная энергия давления или пьезометрический напор (название происходит от греческих слов «пьезо» — давление и «метр» — измеряю). Из курса механики известно, что любое

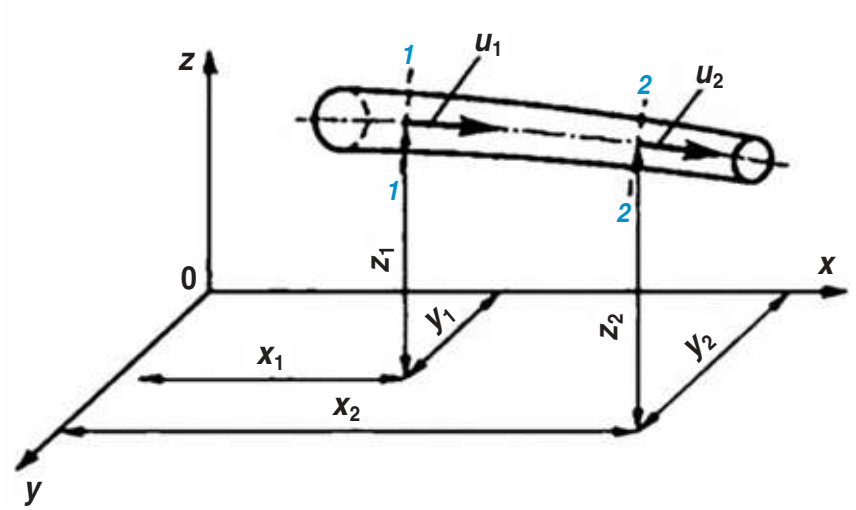


Рис. 2.9. Схема движения элементарной струйки жидкости

сжатое тело, пружина, газ, любое другое твердое или жидкое тело обладает запасом (потенциалом) энергии. Данный член равенства отражает то, что любая жидкость, находящаяся под воздействием давления, обладает некоторым потенциалом. Например, при выстреле из ружья сгорающий порох образует много раскаленного газа, который создает высокое давление. Давление, реализуя потенциал энергии, выталкивает заряд из ствола ружья с высокой скоростью.

3. Удельную потенциальную энергию еще называют геометрический напор. Данное слагаемое отражает потенциал энергии массы жидкости в поле земного тяготения — чем больше разница высот, тем больше запас энергии. Например, движение воды в руслах рек, ручьев, оросительных лотков обусловлено действием на массу воды сил земного притяжения. При малых перепадах высот течение будет медленным, плавным, а при резком перепаде высот — бурным, быстрым.

4. Удельная кинетическая энергия — скоростной напор. Это количество энергии движения единицы веса жидкости.

5. В данном случае слово «напор» и слово «энергия» — синонимы, между ними можно поставить знак равенства. Тогда сумма всех трех видов энергий будет называться «напор потока».

6. Уравнение Бернулли после знака равенства имеет обозначение постоянной величины — const. Это говорит о том, что при изменении величины одного из слагаемых, другие слагаемые должны будут изменить свою величину, но сумма величин энергий останется прежней. Данное свойство потока положено в основу принципа создания аэродинамических подъемных сил в авиационной технике. Аэродинамические поверхности устроены таким образом, что при обтекании их потоком воздуха верхняя часть поверхности создает условия для больших скоростей движения потока, а нижняя часть скорость не искажает. Тогда на верхней поверхности с ростом скорости воздуха давление вынуждено снижаться, что дает возможность атмосферному давлению, действуя на нижнюю поверхность, поднимать летательный аппарат.

Поток реальной жидкости состоит из большого количества элементарных струек и может рассматриваться как механическая совокупность большого количества одновременно движущихся элементов, движение которых всегда сопровождается потерями энергии. С энергетической точки зрения потери энергии на преодоление сопротивлений являются *диссипацией* (рассеянием) энергии. Это значит, что при движении жидкости часть энергии переходит в тепловую энергию и безвозвратно теряется, передаваясь в окружающее пространство. Поэтому для реальной вязкой жидкости напор в вышележащем сечении всегда больше напора в нижнем сечении. Для случая реальной

жидкости на основе уравнения Бернулли составляется уравнение, отражающее баланс энергий потока, который может быть представлен следующим выражением:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_w = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g},$$

где $\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}$ — энергия (напор) потока в первом сечении;

h_w — потери напора при движении потока жидкости;

$\frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$ — напор потока во втором сечении.

Общие потери напора при движении жидкости. Как было показано выше, при движении жидкости возникают потери напора (энергии). Причиной потерь являются гидравлические сопротивления, механизм воздействия которых очень сложен. Аналитические зависимости потерь пока не определены и поэтому при расчетах используют эмпирические зависимости

В современном представлении для практических расчетов потери удельной энергии (напора) затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению вязкой жидкости, слагаются из двух видов:

1) потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений по длине трубопровода, пропорциональных длине участков движения потока жидкости (потерь по длине — h_l);

2) потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений в пределах коротких участков в непосредственной близости от местных конструктивных устройств: вход, выход, сужение потока, расширение потока (в дальнейшем будем называть их *местными потерями напора* h_r).

Принимается, что общие потери напора в системе равны сумме потерь напора по длине отдельных участков и всех местных потерь:

$$h_w = \Sigma h_l + \Sigma h_r.$$

На основании многочисленных опытов было установлено, что потери напора в трубах пропорциональны скоростному напору ($\frac{v^2}{2g}$).

Потери напора по длине трубопровода. Для практических расчетов потерь по длине используется формула Дарси:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

где λ — коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси;

l — длина участка трения;

d — диаметр трубопровода;

$\frac{v^2}{2g}$ — кинетическая энергия потока на участке трения.

При расчетах величины потерь на участке значение коэффициента λ определяется для каждого случая движения. Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Re), шероховатости поверхности трения (высота выступов неровностей поверхности), а также от формы выступов шероховатости. Шероховатость поверхности может быть различной. В трубах шероховатость чаще всего может носить регулярный характер, обусловленный технологией их изготовления и назначением, направляющая поверхность каналов и рек может быть волнистой с различной высотой и длиной волн.

Первые опыты по исследованию коэффициента гидравлического трения λ для круглых трубопроводов провел И.И. Никурадзе в 1933 г. Измерить и учесть естественную шероховатость поверхности труб было слишком трудно. Поэтому опыты проводились с искусственной равнозернистой шероховатостью, для чего к внутренней поверхности трубопровода был с помощью лака приклеен слой хорошо отсеянных, практически одинаковых округлых песчинок. Их диаметр и был принят за величину абсолютной шероховатости Δ, хотя фактическая шероховатость была в 2 раза меньше. Всего им было выделено пять зон зависимости коэффициента λ от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости. Для каждой зоны предусматривается применение одной из пяти формул расчета коэффициента трения, но для упрощенных расчетов, когда погрешность не будет значимо влиять на результат и случаев малых скоростей и давлений вполне допустимо применять только две из них.

Для определения коэффициента λ изначально необходимо определить режим движения жидкости, для чего рассчитывается число Рейнольдса.

Если число режим движения будет ламинарным, т.е.:

$$\mathrm{Re} = \frac{v \times d}{\nu} < 2300,$$

то режим движения жидкости будет ламинарным. Поток плавно огибает выступы шероховатости, сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. В зоне ламинарного режима движения λ определяют по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

В случае турбулентного режима, когда:

$$\mathrm{Re} = \frac{v \times d}{\nu} < 2300,$$

рекомендуется применять формулу Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2 \times \lg\frac{d}{\Delta}\right)^2},$$

где $\lg\frac{d}{\Delta}$ — десятичный логарифм отношения диаметра трубопровода к эквивалентной шероховатости направляющей поверхности трубы.

Под эквивалентной шероховатостью Δ понимают высоту искусственно созданных регулярных неровностей направляющей поверхности трубы — эталона, при которой получают такое же сопротивление участка трубы, что и на натурном, реальном испытываемом образце.

Влияние шероховатости на движение жидкости. Любая поверхность, направляющая движение потока жидкости, всегда имеет неровности или шероховатость. В качестве основной характеристики шероховатости служит абсолютная шероховатость — Δ, которая равна средней высоте бугорков шероховатости. Отношение абсолютной шероховатости Δ к диаметру трубопровода *d* называется относительной шероховатостью.

В зависимости от того, как относятся размеры выступов шероховатости и толщина ламинарной пленки, все трубы могут быть при турбулентном режиме движения подразделены на три вида.

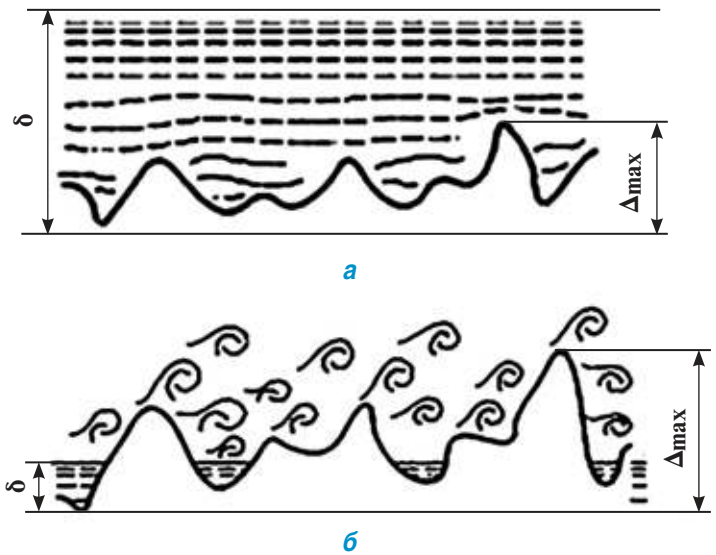


Рис. 2.10. Схемы течения жидкости вблизи стенок при турбулентном режиме: ***а*** — гидравлически гладкие поверхности; ***б*** — гидравлически шероховатые поверхности; δ — толщина пограничного слоя; Δmax — высота выступа шероховатости

Гидравлически гладкие трубы — $\delta > \Delta_{max}$, т.е. толщина ламинарного слоя больше высоты выступов шероховатости (рис. 2.10, *а*). В этом случае шероховатость стенок не влияет на характер движения и соответственно потери напора не зависят от шероховатости.

Гидравлически шероховатые трубы — $\delta < \Delta_{max}$, т.е. толщина ламинарного слоя меньше высоты выступов шероховатости (рис. 2.10, *б*). В этом случае шероховатость стенок влияет на характер движения и соответственно потери напора зависят от шероховатости. При обтекании выступа скорость жидкости на его вершине увеличивается, давление в этом месте снижается, что вызывает приток жидкости в область пониженного давления и образование вихревого движения. Образовавшийся вихрь, достигнув некоторого значения скорости, отрывается от выступа и уносится основным потоком, увеличивая степень его турбулентности. При образовании зоны вихревого движения и поддержания вращения вихря требуется затратить некоторую долю энергии потока, таким образом, шероховатость увеличивает сопротивление движению жидкости.

В третьем случае, являющемся промежуточным между двумя вышеуказанными, абсолютная высота выступов шероховатости примерно равна толщине ламинарной пленки — $\delta \approx \Delta_{max}$. В этом случае трубы относятся к **переходной области сопротивления.**

Итак, различают стенки гидравлически гладкие и шероховатые трубы. Такое разделение является условным, поскольку толщина ламинарной пленки обратно пропорциональна средней скорости. Таким образом, при движении вдоль одной и той же поверхности с неизменной высотой выступа шероховатости в зависимости от средней скорости толщина ламинарной пленки может изменяться. При увеличении средней скорости толщина ламинарной пленки δ уменьшается, и стенка, бывшая гидравлически гладкой, может стать шероховатой, так как высота выступов шероховатости δ окажется больше толщины ламинарной пленки и шероховатость станет влиять на характер движения и, следовательно, на потери напора.

Для практических расчетов можно принимать ориентировочные значения высоты выступа шероховатости для труб: трубы новые стальные и чугунные — Δ ≈ 0,45—0,50 мм, трубы, бывшие в эксплуатации (так называемые «нормальные»), Δ ≈ 1,35 мм.

Таким образом, зная высоту выступа шероховатости и определив толщину ламинарной пленки, можно определить гидравлически гладкой или гидравлически шероховатой будет стенка, ограничивающая поток в трубе.

Местные сопротивления и потери удельной энергии. Местными сопротивлениями называют короткие участки трубопроводов, на кото-

рых конструктивно обусловлены резкие изменения величины живого сечения потока. Местные потери напора происходят в непосредственной близи таких элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихреобразования. При изменении величины проходного сечения, жидкость вынуждена изменять скорость движения, т.е. масса жидкости (ρ) на некотором участке длиной *l* будет двигаться с ускорением (*a*). Тогда согласно второму закону Ньютона на этом участке на частицы жидкости будет действовать сила

$$F = \rho a,$$

которая на расстоянии своего действия совершит работу по изменению скорости движения жидкости:

$$A = F \times l.$$

Таким образом, любое изменение скорости движения жидкости, требует затрат энергии. Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить на расширения, сужения и повороты направляющих поверхностей, каждое из которых может быть внезапным или постепенным. Более сложные случаи местного сопротивления представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Для вычисления величины потерь напора применяют формулу Вейсбаха:

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления (буква греческого алфавита дзета), зависящий от геометрических параметров местного сопротивления;

$\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор потока.

Рассмотрим простейшие местные сопротивления при турбулентном режиме движения жидкости в трубопроводе.

1. Внезапное расширение трубы. Потеря напора (энергии) при внезапном расширении трубы (рис. 2.11) расходуется на изменение скорости, вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

При внезапном расширении трубы поток срывается с угла и расширяется не внезапно, как труба, а постепенно на расстоянии *l*, причем в кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы об-

разуются вихри. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Согласно теореме Борда потеря напора при внезапном расширении трубы равна скоростному напору, определенному по разности скоростей.

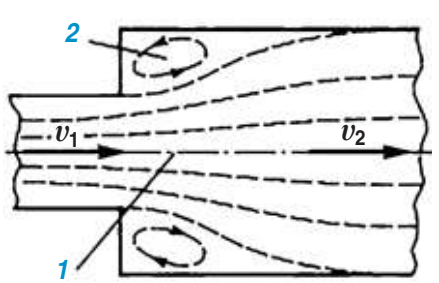


Рис. 2.11. Внезапное расширение трубы:
1 — транзитный поток;
2 — вихревые области

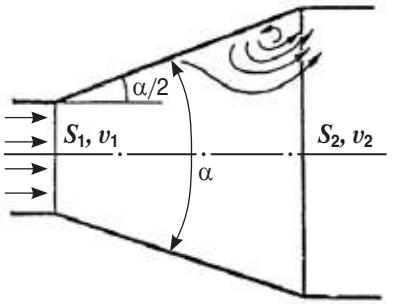


Рис. 2.12. Постепенное расширение трубы

2. Постепенное расширение трубы. Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рис 2.12). Течение скорости в диффузоре сопровождается ее уменьшением и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жидкости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении трубы, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α. Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на терние, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения.

3. Внезапное сужение трубы. В этом случае потеря напора также обусловлена изменением скорости потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженой части потока (рис. 2.13).

Коэффициент сопротивления сужения определяется по полуэмпирической формуле И.Е. Идельчика:

$$\zeta = 0{,}5\left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right).$$

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $\frac{d^2}{D^2} \approx 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления ζ = 0,5.

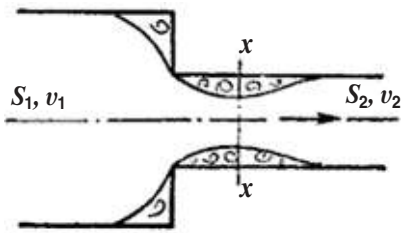


Рис. 2.13. Внезапное сужение трубы

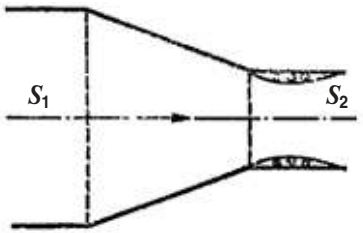


Рис. 2.14. Конфузор

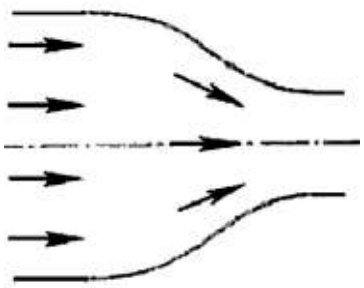


Рис. 2.15. Сопло

4. Постепенное сужение трубы. Данное местное сопротивление представляет собой коническую сходящуюся трубу, которая называется *конфузором* (рис. 2.14).

Течение жидкости в конфузоре сопровождается увеличением скорости и падением давления. Небольшое вихреобразование и отрыв потока от стенки с одновременным сжатием потока возникают лишь на выходе из конфузора, в месте соединения конической трубы с цилиндрической. Закруглением входного угла можно значительно уменьшить потерю напора при входе в трубу. Конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями называется *соплом* (рис. 2.15).

5. Внезапный поворот трубы (колено). Данный вид местного сопротивления (рис. 2.16) вызывает значительные потери энергии, так как в нем происходят отрыв потока и образование вихрей, причем потери тем больше, чем больше угол поворота колена. Коэффициент сопротивления колена круглого сечения определяется по специальному графику в зависимости от угла поворота колена.

Все вышеизложенное относится к турбулентному движению жидкости. При ламинарном движении местные сопротивления играют малую роль при определении общего сопротивления трубопровода. Кроме этого, закон сопротивления при ламинарном режиме является более сложным и исследован в меньшей степени.

Гидравлический удар в трубопроводах. ***Гидравлический удар*** — явление, возникающее в движущейся по трубопроводу жидкости при резком изменении скоростного режима в одном из его сечений. Проявляется гидравлический удар быстрым ростом или падением давления

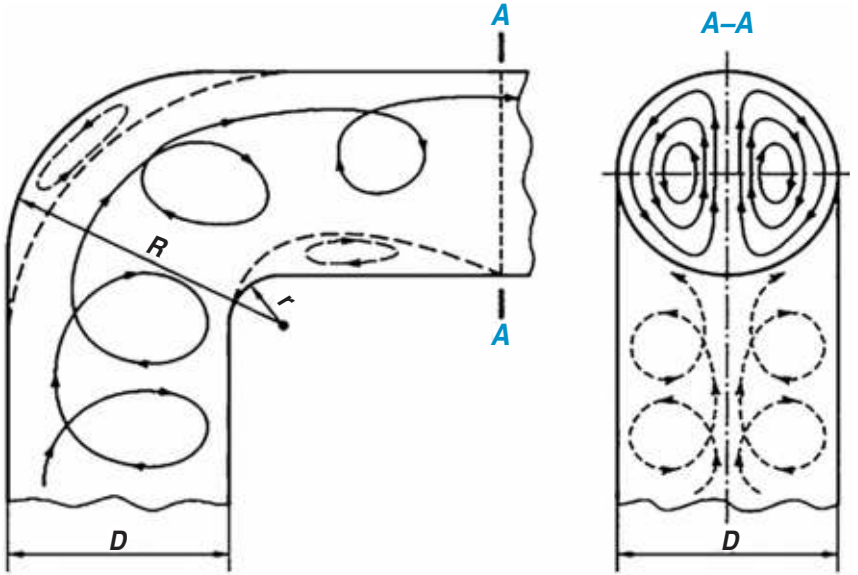


Рис. 2.16. Схема течения жидкости при плавном повороте трубы: ***D*** — диаметр трубы; ***R*** — наибольший радиус закругления трубы; ***r*** — наименьший радиус закругления трубы

в трубопроводе и последующими циклическими колебаниями давления, которые могут привести к разрушению элементов трубопровода, нарушить нормальную работу узлов, агрегатов или средств автоматизации гидравлической системы. К возникновению гидравлического удара могут привести быстрое закрытие или открытие запорных устройств, пуск или внезапная остановка насоса и т.д.

Изучение гидроудара началось с выяснения причин аварий на линиях Московского трубопровода, построенных в конце XIX в. выдающимся русским ученым Н.Е. Жуковским, и привело к созданию специальной теории.

Исследования Жуковского показали, что гидравлический удар объясняется возникновением и распространением ударной волны вследствие сжатия воды и расширения стенок трубопровода.

Рассмотрим это явление на примере простого трубопровода, соединенного с большим резервуаром (рис. 2.17).

По трубопроводу большой протяженности со скоростью υ движется вода. На расстоянии l от входного сечения расположена задвижка, которая мгновенно перекрывает выход воды из трубопровода.

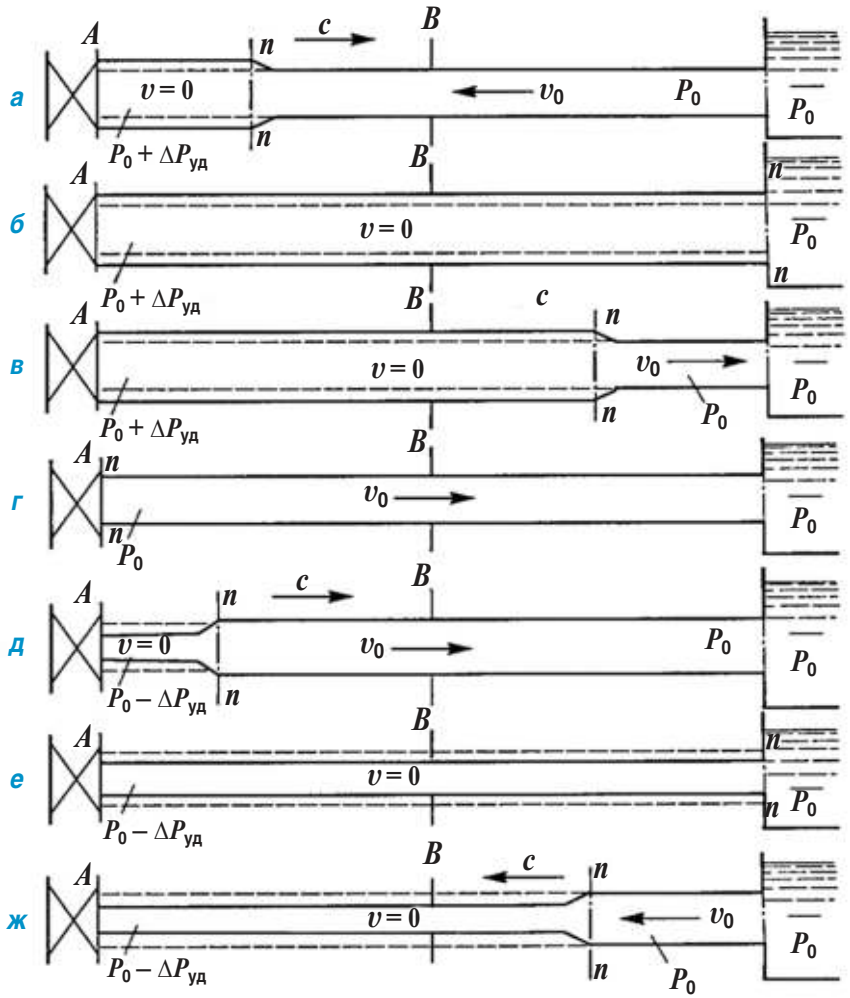


Рис. 2.17. Стадии гидравлического удара в трубопроводе

При закрытии задвижки мгновенно остановится слой жидкости на расстоянии Δ*l*, кинетическая энергия этого слоя воды, согласно уравнению Бернулли, трансформируется в энергию давления и произойдет мгновенное сжатие этого слоя с повышением давления на величину Δ*p*, которую называют *ударным давлением*.

Затем остановится и сожмется следующий слой жидкости, и давление в нем снова увеличится на величину Δp и т.д. до полной остановки движения в трубопроводе. Если бы жидкость была бы абсолютно несжимаема, а стенки трубопровода абсолютно жесткими и не имели упругости, то остановка всего потока была бы мгновенной, а величина ударного давления стремилась к бесконечно большой величине. Действительно, жидкость имеет возможность сжатия, а материал трубопровода — упругость, поэтому нарастание давления и остановка движения потока происходят за время Δt, тогда скорость распространения ударной волны при закрытии задвижки будет:

$$C = \frac{l}{\Delta t},$$

где *C* — скорость распространения ударной волны при гидроударе.

В результате сжатия жидкости в трубопроводе вся кинетическая энергия преобразуется в энергию давления. Жидкость, находящаяся возле задвижки, будет находиться под большим давлением, чем жидкость у входа в трубопровод, и сразу после остановки последнего слоя Δ*l* начет формироваться обратный скачек давления, направленный от задвижки к входу. Волна давления достигнет основной массы жидкости в резервуаре, но большая масса является препятствием для волны, которая, отразившись, начнет обратное движение по трубопроводу к задвижке. Процесс будет повторяться циклически до тех пор, пока энергия удара не будет рассеяна силами гидравлических сопротивлений (процесс диссипации). Таким образом, жидкость в трубопроводе будет совершать затухающие колебания с чередованием волн повышения и понижения давлений, а материал трубопровода и элементы конструкции его устройств будут испытывать знакопеременные нагрузки, способные их повредить.

В действительности трубопроводы устроены сложнее, чем взятый нами пример, а потому и само явление гидроудара тоже является более сложным, но главная суть примера достаточно объясняет природу явления.

Способы защиты трубопроводов от гидроудара. Чтобы защитить трубопровод от гидравлических ударов, нужно следующее.

Плавно открывать (закрывать) запорные элементы. При плавном закрывании крана давление в трубопроводе будет постепенно выравниваться. При этом ударная волна будет иметь незначительную силу, а следовательно, мощность гидравлического удара будет минимальной. Но не во всех случаях возможно обеспечить плавное закрывание крана. Далеко не у всех моделей вентильная конструкция, многие современные краны имеют шаровую систему — достаточно одного неосторожного резкого поворота, и кран придет в положение «закрыто».

2. Использовать трубы большого диаметра. В трубопроводах большого диаметра рабочая среда движется с меньшей скоростью, чем в системах с более маленьким диаметром. А чем скорость перемещения потока жидкости меньше, тем слабее сила гидроудара. Однако данный способ гораздо затратнее. Расходы увеличиваются за счет более высокой стоимости труб и теплоизоляции.

3. Установить амортизирующее устройство. Данное устройство располагается по направлению движения рабочей жидкости. В качестве амортизатора используется отрезок трубы из эластичного пластика либо каучука, которым заменяется часть жесткой трубы. При возникновении гидравлического удара происходит растяжение эластичного отрезка и частичное гашение силы удара.

4. Использовать компенсаторное оборудование — гаситель гидроударов. Это простое, но эффективное изобретение, работающее по принципу расширительного бака отопительных систем. При резком перепаде давления жидкость перемещается в мембранный гаситель. После того как давление в трубопроводе упадет до рабочей величины, произойдет выталкивание жидкости обратно в систему. Возвращение воды обеспечивается благодаря избыточному давлению воздуха, находящегося с противоположной стороны мембраны.

Для сбрасывания лишней жидкости до момента нормализации давления в трубопроводе может использоваться гидроаккумулятор, выполненный в виде герметичного бака, оснащенного мембраной и воздушным клапаном. Мембрана изготавливается из эластичного материала, бак — из стали.

5. Использовать автоматику насосов. Одной из причин появления гидравлических ударов в трубопроводе является насосное оборудование. Движение рабочей среды зависит от того, насколько быстро вращаются насосные валы. Следовательно, плавное снижение или увеличение скорости вращения позволяет уменьшить силу воздействия и снизить риск появления гидроударов. На производствах для управления насосным оборудованием используются специальные регуляторы, частотные преобразователи и прочие подобные приборы. Данное оборудование также подходит для использования в бытовых условиях.

Гидравлические удары в коммуникациях появляются при остановке насосного оборудования, например, при отключении от сети питания. На производствах и в сфере коммунального хозяйства резервные источники используются давно и не раз доказали свою эффективность. Предупреждение аварийных ситуаций и сокращение расходов на ремонтные работы приводят к существенной экономии средств. Включение домашнего насосного оборудования через устройство защиты от гидроударов (стабилизаторы и источники резервного питания) поможет обезопасить внутренние коммуникационные системы.

6. Использовать байпас. Байпас представляет собой дополнительный участок трубопровода, который используется в качестве обходного канала и служит для регулирования пропускной способности, например, сети отопления. Такие устройства можно монтировать, как в новые системы, так и в уже существующие.

7. Защитный клапан. Клапан защиты от гидроудара располагается в трубопроводной системе рядом с насосом. Он реагирует на скачки давления, принимая обратную волну и предотвращая гидравлические удары. Клапан оснащен специальным регулятором, который при перепаде давления плавно открывает его. Таким образом, когда обратный поток рабочей среды доходит до насосного агрегата, клапан уже находится в открытом состоянии. В результате этого происходит сбрасывание воды, а следовательно, снижение давления до допустимой величины. После нормализации давления регулятор закрывает клапан, чтобы предотвратить опустошение системы.

Истечение жидкости через отверстия и насадки.

1. Основные закономерности истечения жидкости из резервуара. Основные задачи истечения жидкости через отверстия — это определение скорости и расхода вытекающей жидкости. Условия истечения могут быть разнообразными.

В зависимости от расположения отверстия и условий истечения различают совершенное и не совершенное, полное и неполное сжатие струи, истечение из затопленного и незатопленного отверстия при постоянном и переменном напорах.

Малым отверстием называют такое, у которого поперечный вертикальный размер d меньше 0,1 Н (где Н — располагаемый системой напор).

Стенка называется тонкой, когда отверстие в ней не оказывает влияния на условия истечения струи (толщина стенки $\delta < 3d$) (рис. 2.18).

На рисунке 2.18 изображена схема закрытого резервуара, под колпаком которого создано избыточное давление. На глубине h располагается отверстие, через которое свободно истекает жидкость. Согласно уравнению Бернулли общая сумма энергии, обеспечивающая движение жидкости, будет складываться из пьезометрического напора $\frac{P_{изб}}{\gamma}$ и геометрического напора $h = z_1 - z_2$. Данная сумма напоров побуждает движение жидкости через отверстие и называется *располагаемым напором* $H = \frac{P_{изб}}{\gamma} + h$. Эта энергия системы, за исключением потерь на местном сопротивлении, которым является отверстие (сужение),

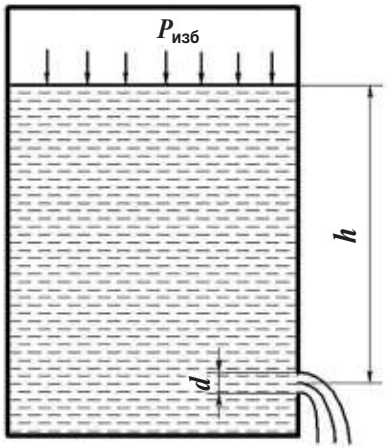


Рис. 2.18. Схема истечения жидкости из малого отверстия в тонкой стенке

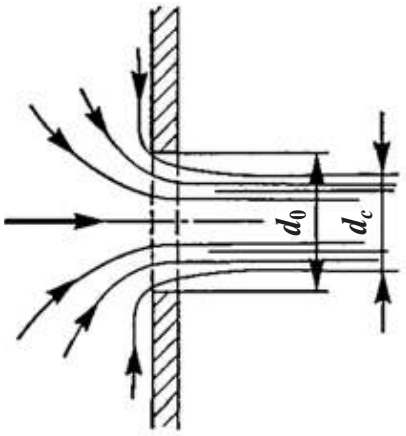


Рис. 2.19. Схема к понятию сжатия струи

будет преобразовываться в кинетическую энергию движения жидкости — скоростной напор. Определив скорость потока и площадь поперечного сечения отверстия, определяют расход жидкости в данной системе:

$$Q = \upsilon \times S.$$

Особенностью истечения через отверстия является то, что выход жидкости из трубопровода сопровождается эффектом сжатия струи (рис. 2.19). Конструктивный диаметр отверстия обозначим d_o, диаметр сжатого потока обозначим d_c. Сжатие выражается в сужении поперечного сечения выходящего потока, и учитывается коэффициентом сжатия струи, что выражается отношением площади сечения сжатой струи к площади сечения отверстия:

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o} = \frac{\frac{\pi d_c^2}{4}}{\frac{\pi d_o^2}{4}} = \frac{d_c^2}{d_o^2}.$$

Тогда $d_c^2 = \varepsilon d_o^2$ (см. рис. 2.19).

При движении жидкости в отверстии скорость ее увеличивается и в центре сечения имеет максимальное значение. В то же время давление в потоке пропорционально снижается. Вокруг отверстия, на некотором удалении от него, скорость мала, а давление имеет максимальное значение. Тогда, жидкость, окружающая отверстие, начинает перетекать из области большего давления в область пониженного давления, но скорость возрастает постепенно с приближением к области с пониженным давлением. Такое распределение скоростей и давлений побуждает вихревое движение, вокруг отверстия истечения возникает циркуляционная зона, а повышенное давление «сжимает» выходящую струю и несколько изменяет направление движения частиц жидкости.

Определение скорости и расхода проводят по значению величины сжатого сечения, т.е. с учетом коэффициента сжатия ε:

$$Q = \upsilon \times \varepsilon \times S.$$

Из уравнения Бернулли, с учетом потерь напора на местном сопротивлении (выход из резервуара), получают зависимость для определения скорости выходящего потока:

$$\upsilon = \varphi\sqrt{2gH},$$

где φ — коэффициент скорости (для отверстий в тонкой стенке φ = 0,97);
H — располагаемый напор.

Расход в сжатом сечении определяют по формуле:

$$Q = \varepsilon \times \varphi \times S \times \sqrt{2 \times g \times H} = \mu \times S \times \sqrt{2 \times g \times H},$$

где μ — коэффициент расхода.

Опытами было установлено, что коэффициент расхода μ для малого отверстия в тонкой стенке изменяется от 0,59 до 0,63, или в среднем μ = 0,61.

2. Истечение жидкости через насадки. С целью увеличения пропускной способности отверстия, уменьшения или увеличения кинетической энергии применяют насадки. Насадком называют короткий патрубок, длина которого составляет три-четыре диаметра. Насадок подсоединяется к отверстию в тонкой стенке какого-либо резервуара. Насадки имеют различные формы живого сечения и постоянные или меняющиеся размеры основного канала по длине (рис. 2.20).

Насадки играют большую роль в современной технике. Их применяют для увеличения расхода жидкости через отверстие, измерения расхода жидкости, организации направленного слива, создания струй, имеющих самое различное назначение и применение. Так, струями высокого давления разрушаются твердые горные породы и режутся металлы. На рисунке 2.20 показаны наиболее распространенные типы насадков.

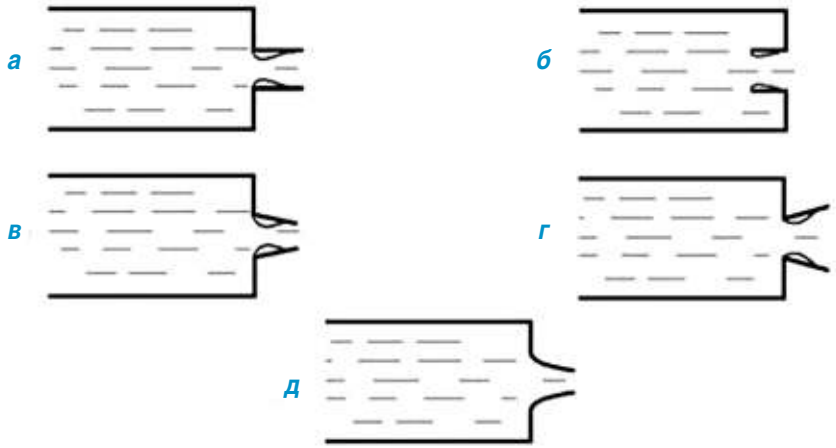


Рис. 2.20. Насадки различной формы: ***а*** — наружный цилиндрический насадок (насадок Вентури); ***б*** — внутренний цилиндрический (насадок Борда); ***в*** — конический сходящийся насадок; ***г*** — конический расходящийся насадок; ***д*** — коноидальный насадок, выполненный в форме вытекающей струи

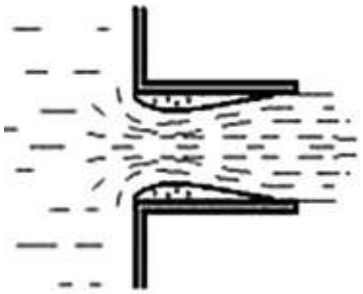


Рис. 2.21. Отрыв струи при входе в насадок

Струя жидкости, поступающая в насадок, в большинстве случаев отрывается от стенки насадка у входа благодаря силам инерции частиц жидкости, движущихся по криволинейным траекториям (рис. 2.21), затем струя расширяется и на выходе заполняет весь насадок.

Скорость жидкости в сжатом сечении насадка больше скорости жидкости на выходе из него, следовательно, давление внутри насадка, в сжатом сечении, меньше, чем давление на его выходе. Поскольку давление на выходе из насадка равно атмосферному, то внутри насадка давление меньше атмосферного; иными словами, там возникает разрежение. Наличие этого разрежения объясняет увеличение расхода жидкости при истечении через насадок по сравнению с истечением жидкости без него.

Существование области разрежения внутри насадка можно продемонстрировать следующим опытом. Если в месте наибольшего сжатия струи подсоединить к насадку стеклянную трубку, опущенную другим

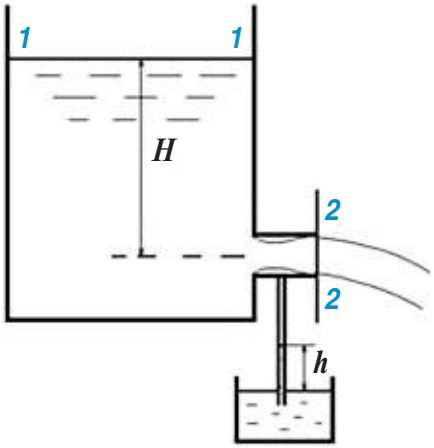


Рис. 2.22. Область пониженного давления в насадке Вентури

концом в открытый сосуд с жидкостью (рис. 2.22), то можно наблюдать, как жидкость поднимется по трубке на некоторую высоту, что подтверждает образование в насадке разрежения, благодаря чему насадок работает как своеобразный насос, дополнительно подсасывающий жидкость.

Уменьшение скорости жидкости на выходе из насадка можно объяснить увеличением потерь напора в связи с расширением струи внутри насадка.

Иногда можно наблюдается явление, называемое срывом струи (возникает при высоких скоростях движения или при коротком насадке), т.е. такое истечение, в котором струя жидкости отрывается от стенок насадка по всей его длине (рис. 2.23). Разумеется, в этом случае нельзя получить увеличение расхода, описанное выше.

Явления, происходящие во внутреннем цилиндрическом насадке, аналогичны явлениям во внешнем насадке. Отличается внутренний насадок от внешнего насадка большим сопротивлением на входе, поэтому и сжатие струи на входе получается также большим. Отсюда следует в частности, что скорость и величина вакуума в сжатом сечении струи у внутреннего насадка больше, чем у внешнего насадка.

В коническом сходящемся насадке сжатие струи на входе меньше, чем в наружном цилиндрическом насадке, однако имеется существенное сжатие струи на выходе из насадка. Потери напора в этом насадке меньше, чем в наружном цилиндрическом насадке, так как сжатие

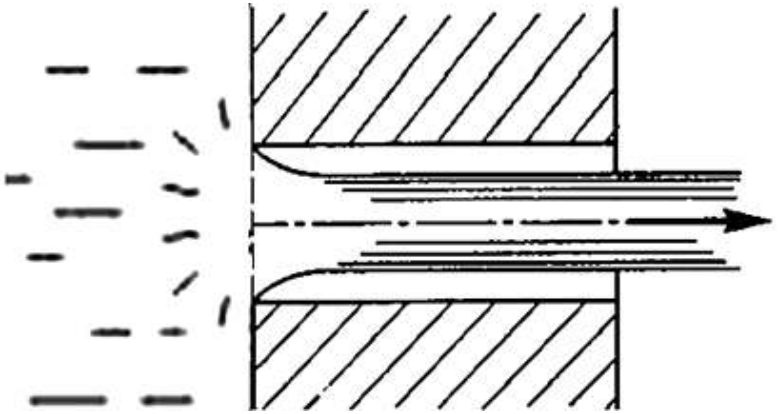


Рис. 2.23. Срыв струи жидкости при истечении через насадок

струи меньше, а значит, скорость на выходе больше. Коэффициенты расхода и скорости истечения зависят от угла конусности насадка.

В коническом расходящемся насадке сжатие струи значительно больше, чем в предыдущих насадках: коническом сходящемся и цилиндрическом, однако сжатие струи на выходе из расходящегося насадка практически отсутствует. Расход жидкости в коническом расходящемся насадке значительно больше, чем в наружном цилиндрическом насадке, а скорость в выходном сечении значительно меньше.

Коноидальные насадки имеют форму струи жидкости, вытекающей из отверстия. Внутреннее сжатие струи наименьшее, внешнее сжатие практически отсутствует. Коэффициенты скорости и расхода больше, чем во всех случаях, рассмотренных выше, поэтому коноидальные насадки широко применяются в оросительной и пожарной технике, они позволяют сформировать струю подаваемую на большее расстояние.

Глава 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлическими называются машины, которые сообщают энергию жидкости (насосы) или преобразуют энергию потока в другие виды механической энергии (гидродвигатели). Насосы и гидродвигатели — это основные элементы конструкций всех видов гидравлических приводов, назначение которых состоит в передаче механической энергии к исполнительному рабочему органу и управлении его движением с помощью рабочей жидкости. Гидравлические машины находят самое широкое применение в различных сферах технической деятельности. Применяются для подачи жидкостей к потребителям, управления рабочими процессами различных устройств, передачи механической энергии, транспортирования различных сыпучих и несыпучих материалов.

3.1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

Средствами подачи жидкости называют машины и устройства, обеспечивающие повышение или преобразование удельной энергии потока жидкости.

Основа классификации. По виду взаимодействия с определенным видом удельной энергии можно выделить три основных вида гидравлических машин. Удельная энергия потока или напор состоит трех слагаемых:

$$E = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g},$$

где $\frac{p}{\gamma}$ — удельная энергия давления;

z — удельная энергия положения;

$\frac{v^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия, и гидравлические машины могут быть разделены по признаку воздействия на какой-либо вид удельной энергии.

С энергией давления связана работа объемных машин. Принцип работы таких машин — изменение объема рабочих камер при вытеснении из них жидкости под воздействием привода, либо изменение объема рабочих камер под воздействием давления подаваемой в них жидкости. Пожарный насос из Александрии, построенный примерно за 200 лет до н.э., можно рассматривать по египетским письменам как первый прототип поршневого насоса, а все элементы классического поршневого насоса (поршень, откидные клапаны и эксцентриковый привод) были использованы в этом насосе, созданном Ктцебиусом.

Увеличивают скоростной напор потока жидкости или преобразуют кинетическую энергию жидкости в другие виды лопастные машины. Существуют эскизы, выполненные Леонардо да Винчи, по которым можно предположить об использовании центробежной силы во вращающемся канале для перекачки воды, что послужило прообразом лопастного (центробежного) насоса.

Известный французский физик Денис Папин, тоже высказывал идею использования центробежного эффекта для перекачивания жидкостей. Первым центробежным насосом, опробованным на практике, является устройство, разработанное ле Демуром в 1732 г.

Машины, принцип действия которых преобразование геометрического напора, целесообразно называть *гравитационными машинами*. Гидроподъемники не изменяют энергию давления или кинетическую энергию потока — их воздействие направлено только на изменение энергии положения жидкости, т.е. высоты ее расположения в поле гравитации Земли. Известны различные типы гидроподъемников, использующие для подъема жидкости различные физические принципы: черпаковые гидроподъемники непосредственно поднимающие жидкость, шнуровые и ленточные — использующие для подъема жидкости трение жидкости о рабочую поверхность, эрлифты, работающие за счет изменения плотности или удельного веса.

Впервые упоминание о водопроводном колесе как водопроводном механизме, и цепных насосах (бесконечные цепочки с прикрепленными ковшами) относится в период 1700 лет до н.э. В это время в Каире

уже был колодец глубиной 91,5 м, из которого добывалась питьевая вода при помощи цепного насоса.

Насосом называется машина, служащая для увеличения суммарной энергии потока. С этой точки зрения при работе насоса потоку жидкости добавляется некоторое дополнительное количество энергии от сторонних источников, какими могут быть электрическая сеть, различные механические или мускульные источники энергии. Энергия, сообщаемая насосом единице веса жидкости (1Н) называется *напором насоса*.

Расход, или подача, насоса — это количество жидкости (объем или масса) перемещаемые через сечение нагнетательного патрубка.

С точки зрения изменения энергии потока работа насоса выглядит следующим образом (рис. 3.1).

Жидкость, находящаяся в нижнем резервуаре, обладает запасом энергии, выражаемым суммой:

$$E_1 = \frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}.$$

Через всасывающий патрубок жидкость поступает в насос, где ей сообщается дополнительно энергия в размере напора насоса $H_н$. При движении потока часть его энергии будет затрачена на преодоление местных сопротивлений h_r и на трение о внутреннюю направляющую поверхность трубопровода hl:

$$h_w = h_r + h_l = h_{r1} + h_{r2} + h_{l1} + h_{l2}.$$

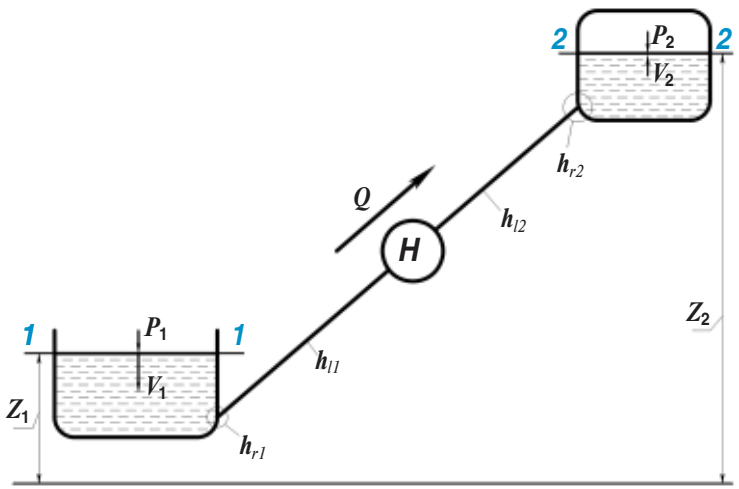


Рис. 3.1. Схема к определению напора насоса

Во втором сечении (верхний резервуар) сумма энергий будет выражаться как:

$$E_2 = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g},$$

а общий баланс энергий системы запишется выражением:

$$E_1 - h_w + \mathrm{H_H} = E_2;$$

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} - (h_r + h_l) + \mathrm{H_H} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g}.$$

Анализ полученного выражения говорит о том, что энергия, передаваемая насосом потоку жидкости, может быть затрачена на увеличение давления, изменение высоты положения жидкости или скоростного режима.

Гидродвигателем называется машина, служащая для преобразования одного из видов энергии потока в другие виды механической энергии — энергию плоскопараллельного или вращательного движения. Баланс энергий при работе гидродвигателя выглядит следующим образом:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g} - (h_r + h_l) + \mathrm{H_{гд}} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{\alpha_2 \upsilon_2^2}{2g}.$$

Первые три слагаемых — $\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{\alpha_1 \upsilon_1^2}{2g}$ — сумма трех видов энергий жидкости, подаваемой к гидродвигателю, следующие два слагаемых ($h_r + h_l$) представляют собой потери напора (энергии) на преодоление сопротивлений движению жидкости при подаче к гидродвигателю. Энергия, преобразованная гидродвигателем в другие виды механической энергии, выражается слагаемым $\mathrm{H_{гд}}$ и носит название «напор гидродвигателя». После знака равенства показана часть энергии системы, которой обладает жидкость после гидродвигателя (остаточная энергия).

Насосы являются одним из наиболее распространенных типов гидравлических машин. Они отличаются разнообразным конструктивным исполнением, что иногда затрудняет их классификацию. Поток жидкой среды в насосе создается в результате силового воздействия на жидкость в проточной камере или в рабочей камере насоса. По виду рабочей камеры и сообщения ее с входом и выходом насоса различают насосы динамические и объемные.

Классификация насосов может быть выполнена по различным классификационным признакам:

1) для динамических насосов:
- по виду сил, действующих на жидкость,
- направлению движения жидкой среды,

- виду отвода,
- конструкции рабочего колеса и др.;

2) объемных насосов:
- по характеру движения рабочих органов,
- характеру движения ведущего звена насоса,
- направлению перемещения жидкости,
- виду рабочих органов,
- виду передачи движения к рабочим органам и др.;

3) гравитационных насосов по виду их рабочих органов:
- ленточные,
- шнуровые,
- черпаковые.

Также на практике широко применяются и некоторые специальные устройства, использующие эффекты преобразования видов энергии потока и служащие так же, как и насосы для перемещения жидкостей:

гидравлические тараны, принцип действия которых использование давления, получаемого при гидроударе;

эжекторы (водоструйные и газоструйные насосы), в которых подъем жидкости, создание необходимой величины разрежения происходит за счет кинетической энергии потока

вибрационные машины, использующие разницу сопротивлений при изменении скорости движения рабочего органа,

эрлифты, использующие для подъема жидкости создаваемую ими разность плотностей жидких сред.

3.2. ПРИНЦИП РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Центробежный насос состоит из рабочего колеса с лопатками, расположенными внутри корпуса. Корпус насоса устроен таким образом, что центральная часть рабочего колеса сообщается с всасывающим патрубком насоса. Рабочее колесо получает энергию вращения от приводного механизма и передает энергию жидкости, находящейся в корпусе насоса. Под действием центробежных сил жидкость перемещается от центра насоса в радиальном направлении и далее поступает в нагнетательный патрубок (рис. 3.2).

Когда рабочее колесо приводится во вращение с помощью приводного двигателя (механического, электрического, другим способом), то при обтекании лопаток жидкостью, то происходит их силовое взаимодействие, за счет которого энергия двигателя преобразуется в энер-

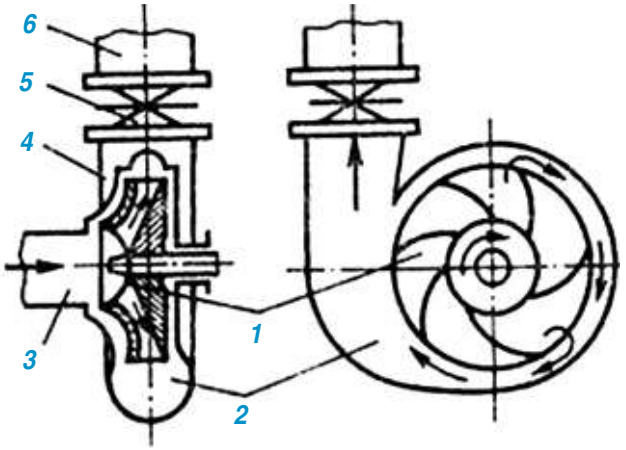


Рис. 3.2. Схема центробежного насоса: *1* — рабочее колесо; *2* — спиральная камера; *3* — всасывающий патрубок; *4* — нагнетательный патрубок; *5* — задвижка; *6* — трубопровод

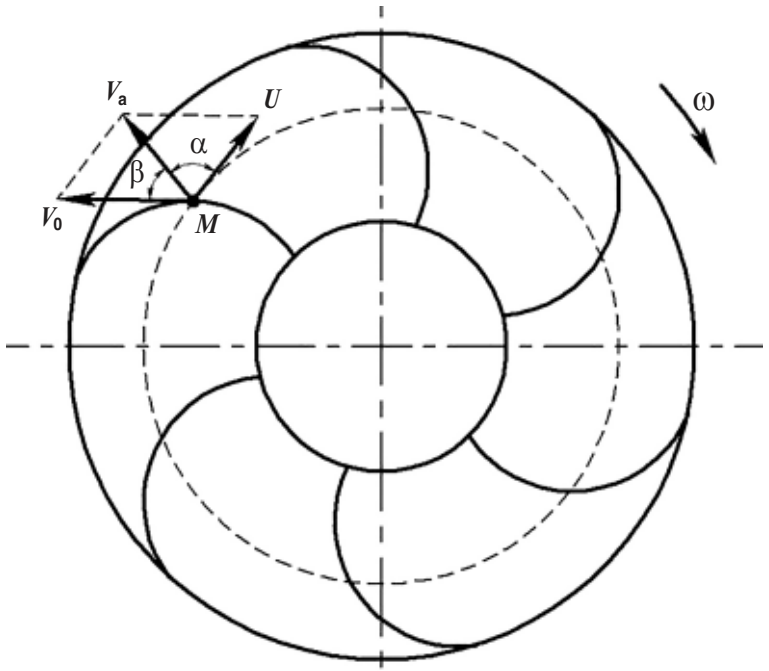


Рис. 3.3. Схема передачи кинетической энергии в рабочем колесе

гию движения потока. В турбине этот процесс происходит в обратном порядке — вращение рабочего колеса происходит в результате активного или реактивного воздействия жидкости на лопасти турбины.

Рассмотрим упрощенную схему движения жидкости в рабочем колесе лопастной машины — насоса (рис. 3.3). При вращении рабочего колеса, частицы жидкости, находящиеся между лопатками одновременно участвуют в двух движениях — переносном с вектором окружной скорости и, направленном по касательной к окружности, на которой расположена частица M и в относительном движении с вектором относительной скорости V_0, направленном по касательной к поверхности лопатки рабочего колеса. Вектор V_a абсолютной скорости частиц жидкости будет получен как геометрическая сумма векторов V_0 и u после сложения их по правилу параллелограмма. Углы α и β между векторами зависят от кривизны лопаток и их наклона к оси рабочего колеса и называются конструктивными углами.

При пуске насоса его корпус должен быть заполнен перекачиваемой жидкостью. Непрерывность работы насоса заключается в том, что в момент начала вращения рабочего колеса, под действием центробежных сил жидкость начинает двигаться в спиральную камеру, возникающее разрежение во всасывающем трубопроводе поддерживает непрерывность процесса перемещения жидкости через корпус и рабочее колесо насоса.

Развиваемый центробежным насосом напор (количество передаваемой энергии единице веса жидкости) зависит от формы лопаток и создаваемого им соотношения скоростей. При прямолинейных лопастях (лопастях с радиальным направлением концевой части лопаток, рис. 3.4*б*), насос развивает значительный напор. В процессе

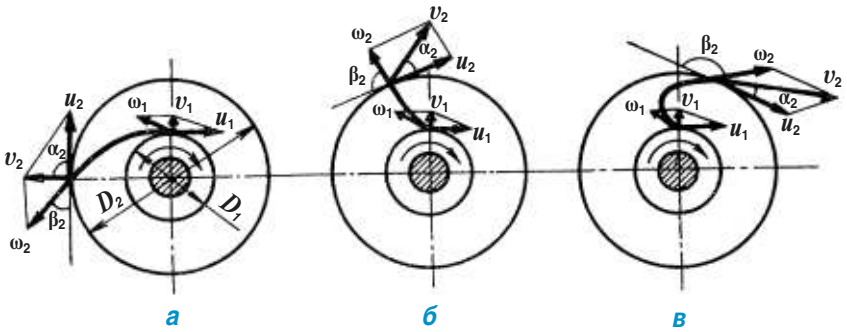


Рис. 3.4. Схема скоростей в зависимости от формы лопаток рабочих колес: *а* — лопатки изогнуты в направлении движения воды; *б* — лопатки с радиальным направлением; *в* – лопатки изогнуты против направления движения воды

дальнейшего увеличения угла наклона лопаток (рис. 3.4*а*) возрастает напор, но снижается КПД насоса. При рабочих колесах с лопастями, изогнутыми в направлении вращения рабочего колеса (рис. 3.4*в*), насос развивает очень маленький напор.

Число лопастей рабочего колеса зависит от среды эксплуатации: для жидкости принимают 4—10. Толщина лопастей зависит от прочности их материала. Материал рабочего колеса определяется условиями эксплуатации.

3.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСНОГО АГРЕГАТА

Лопастные насосы относят к динамическим. В них увеличение энергии потока жидкости осуществляется путем воздействия гидродинамических сил в незамкнутой (постоянно сообщающейся с входом и выходом) камере. Динамические насосы разделяют на собственно лопастные и трения. Насосы трения — это насосы, в которых передача энергии потоку жидкости осуществляется силами трения. Принцип действия их заключается в следующем: жидкость, попадая в рабочую камеру насоса, увлекается в круговое движение посредством своеобразного «трения», создаваемого интенсивным перемешиванием жидкости между межлопаточными ячейками рабочего колеса, под действием центробежных сил по периферии колеса возникает циркуляционное вихревое течение, которое и определило название насосов.

Насосный агрегат представляет собой совокупность узлов, обеспечивающих забор жидкости, передачу ей необходимого напора и различных устройств, обслуживающих процесс подачи жидкости (клапанов, кранов, задвижек, фильтров, приемных резервуаров и пр.). Режимы и задаваемые численные значения рабочего процесса для каждого агрегата рассчитываются исходя из технической задачи эксплуатации. Для насосов основными рабочими параметрами (показателями их работы) являются подача, создаваемый напор (давление), потребляемая насосом мощность, коэффициент полезного действия (КПД) и вакуумметрическая высота всасывания.

Высота всасывания. Высота всасывания или высота подъема жидкости (рис. 3.5) зависит от разрежения (вакуума), которое создается центробежным насосом на всасывающей стороне рабочего колеса.

Теоретически высоту всасывания (при полном вакууме) при нормальном атмосферном давлении может быть определена по формуле:

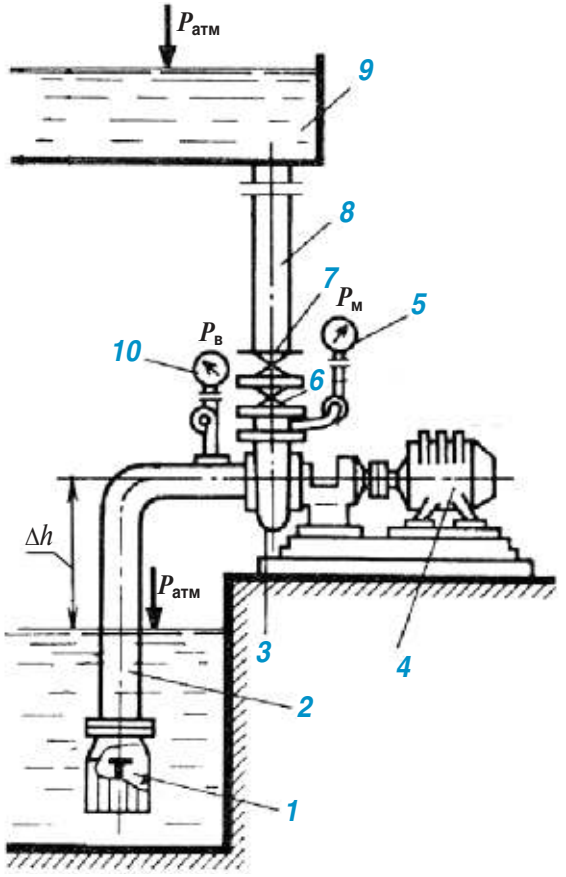


Рис. 3.5. Схема насосного агрегата: *1* — приемный клапан; *2* и *8* — всасывающий и напорный трубопроводы; *3* — насос; *4* — электродвигатель; *5* — манометр; *6* — обратный клапан сети; *7* — задвижка; *9* — резервуар сброса воды; *10* — вакуумметр

$$h_{вак} = \frac{p_{атм}}{\gamma_ж},$$

где $h_{вак}$ — вакуумметрическая высота;
$p_{атм}$ — величина атмосферного давления;
$\gamma_ж$ — удельный вес перекачиваемой жидкости.

Но часть энергии, которым обладает атмосферное давление, поднимающее жидкость во всасывающем патрубке к рабочему колесу, будет затрачена на ускорении жидкости на входе в фильтр, на преодо-

ление фильтра, на трение во всасывающем трубопроводе. По этим причинам высота подъема жидкости будет меньше теоретической.

Кроме того, высота всасывания зависит от температуры. Заводы-изготовители в паспорте насоса указывают Δh — допустимую высоту всасывания при атмосферном давлении. Если допустимая высота всасывания будет превышена, то произойдет разрыв столба жидкости, выделение растворенных в жидкости газов, обильное образование паров. Всасывающий патрубок будет заполнен газообразной средой и рабочий процесс будет остановлен. Это явление называется *кавитацией*.

Подача насоса может быть объемной и массовой или весовой.

Объемная подача — это объем подаваемой насосом жидкой среды в напорный трубопровод за единицу времени. Обозначается буквой Q и имеет размерность единицы объема к единице времени:

$$Q = \frac{V}{t} = \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}}\right] = \left[\frac{л}{с}\right] = \left[\frac{\text{см}^3}{\text{мин}}\right].$$

Массовая подача — это отношение массы подаваемой жидкой среды за единицу времени:

$$Q = \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}}\right].$$

Весовая подача — это отношение веса подаваемой жидкости за единицу времени

$$Q = \left[\frac{\text{кгс}}{\text{с}}\right] = \left[\frac{\text{Н}}{\text{с}}\right],$$

(обозначение $\frac{\text{кгс}}{\text{с}}$ — килограмм — сила в секунду является устаревшим, относится к системе единиц СГС, но может встречаться в технической документации на гидравлические машины).

Напор насоса складывается из затрат энергии на подачу жидкости к рабочему колесу и количества энергии, которую получил поток на выходе из насоса, в общем случае этот показатель может быть выражен зависимостью:

$$\text{Н}_\text{н} = \frac{M + V}{\gamma_\text{ж}},$$

где M — величина манометрического давления в нагнетательном патрубке;
V — величина разрежения во всасывающем патрубке;
$\gamma_\text{ж}$ — удельный вес перекачиваемой жидкости.

Потребляемая мощность насоса $N_\text{потр}$ состоит из полезной мощности $N_\text{полезн}$, мощности, потерянной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе ΔN_W, на утечки жидкой среды через неплотности в насосе $\Delta N_\text{утеч}$ и на механическое трение деталей насоса $\Delta N_\text{мех}$. Таким образом:

$$N_\text{потр} = N_\text{полезн} + \Delta N_W + \Delta N_\text{утеч} + \Delta N_\text{мех}.$$

Полезная мощность, сообщаемая насосом перекачиваемой жидкости, равна:

$$N_\text{полезн} = \gamma Q \text{Н}_\text{н}.$$

Сравнение полезной мощности с мощностью, учитывающей различные потери, позволяет найти коэффициенты полезного действия (КПД) насоса по видам потерь:

- гидравлический КПД — $\eta_W = \dfrac{N_\text{полезн}}{N_\text{полезн} + \Delta N_W}$;
- объемный КПД — $\eta_o = \dfrac{N_\text{полезн}}{N_\text{полезн} + \Delta N_\text{утеч}}$;
- механический КПД — $\eta_\text{мех} = \dfrac{N_\text{полезн}}{N_\text{полезн} + \Delta N_\text{мех}}$;
- общий КПД насоса — $\eta_\text{н} = \dfrac{N_\text{полезн}}{N_\text{полезн} + \Delta N_\text{потр}}$.

3.4. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Все лопастные насосы по направлению движения жидкости в рабочем колесе делятся на радиальные (рис. 3.6), осевые — поток жидкости движется параллельно оси рабочего колеса (рис. 3.7), диагональные — поток жидкости движется под углом к оси рабочего колеса (рис. 3.8). Сочетание элементов конструкции рабочего колеса с подводящими и отводящими жидкость устройствами называется *ступенью насоса*. На одном приводном валу насоса одновременно могут устанавливаться несколько рабочих колес.

По числу ступеней насосы могут быть одноступенчатыми или многоступенчатыми. У многоступенчатых насосов каждая ступень передает одному и тому же потоку определенное количество энергии, и затем поток поступает к следующему рабочему колесу, где снова получает часть от общего напора насоса и т.д. по числу ступеней насоса. Общий напор потока будет равен сумме напоров, полученных от каждой ступени насоса — $\text{Н}_\text{н} = \sum_1^N H_N$. Давление на выходе из насоса также возрастает пропорционально числу ступеней.

По числу потоков, входящих в рабочее колесо, насосы могут быть одно-, двух-, или многопоточными (рис. 3.9).

Все лопастные насосы по геометрическим формам принято делить на несколько групп. Каждая группа насосов, при проектировании ко-

торой соблюдалось подобие конструктивного исполнения, но они различаются по геометрическим размерам, называют *серией*. Серию подобных насосов характеризует одинаковый коэффициент быстроходности.

Коэффициент быстроходности насоса n_s — это число оборотов рабочего колеса во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но с такими размерами, чтобы при напоре H = 1 м затрачивалась полезная мощность в 0,735 кВт, т.е. подавался бы расход 0,075 м^3/с.

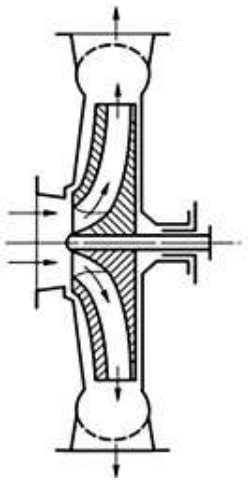


Рис. 3.6. Рабочее колесо с радиальным направлением движения жидкости

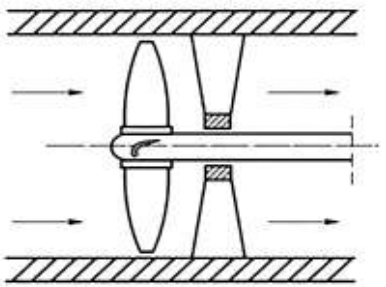


Рис. 3.7. Рабочее колесо с направлением движения жидкости вдоль продольной оси

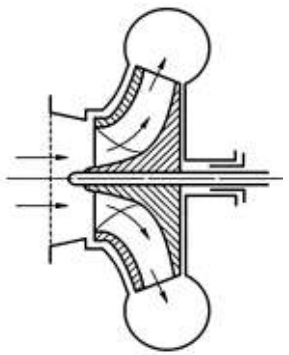


Рис. 3.8. Рабочее колесо с диагональным направлением движения жидкости

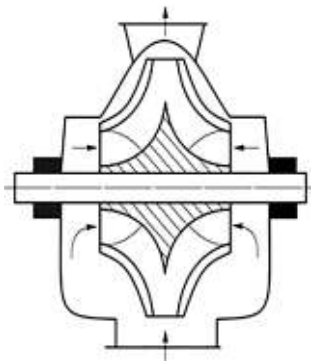
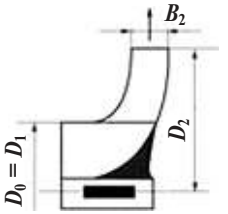
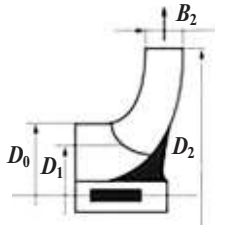
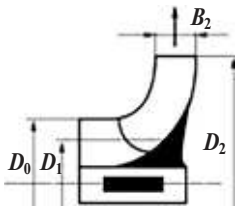
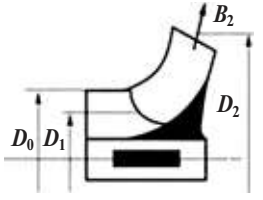
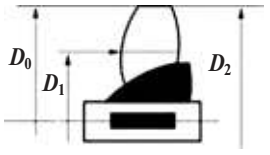


Рис. 3.9. Рабочее колесо с двухсторонним входом и радиальным движением жидкости

Коэффициент быстроходности — условная величина, значение которой меняется, если принять за эталон модель с другими параметрами. Колеса лопастных насосов принято разделять на следующие группы (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Рабочие колеса лопастных насосов

Тип рабочего колеса	Сечение рабочего колеса
Тихоходные коэффициент быстроходности n_s = 40...80 отношение диаметра входа к диаметру выхода $\frac{D_2}{D_o}$ от 3,0 до 2,0;	
Нормальные коэффициент быстроходности n_s = 80...150 отношение диаметра входа к диаметру выхода $\frac{D_2}{D_o}$ от 2,0 до 1,6;	
Быстроходные коэффициент быстроходности n_s = 150...300 отношение диаметра входа к диаметру выхода $\frac{D_2}{D_o}$ от 1,6 до 1,4	
Полуосевые (*диагональные*) коэффициент быстроходности n_s = 300...500 отношение диаметра входа к диаметру выхода $\frac{D_2}{D_o}$ от 1,4 до 1,0	
Осевые коэффициент быстроходности n_s = 500...1 200 отношение диаметра входа к диаметру выхода $\frac{D_2}{D_o}$ от 1,0 до 0,8	

3.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Для достижения максимального КПД работы насосного агрегата, параметры насоса должны быть рассчитаны на определнное их сочетание, зависящее от поставленной технической задачи. При эксплуатации насоса его подача может изменяться в зависимости от конкретных потребностей, что ведет к изменению других его рабочих параметров — развиваемого напора, мощности и КПД.

Характеристикой насоса называют зависимость напора, мощности и КПД от расхода при постоянной частоте вращения рабочего колеса. На практике изготовляемые заводами насосы испытывают на специальных стендах и приводят соответствующие характеристики (графики, таблицы) (рис. 3.10), (табл. 3.2), из которых можно определеить основные параметры и режим работы насоса. Использование характеристик насоса необходимо для согласования работы насоса и потребителя, которыми являются, например, распределительные сети.

Таблица 3.2

Пример табличной записи характеристики насоса

Q, л/с	0	16	24	40	48	56
НН, м	22,0	23,6	23,6	21,2	19,2	17,0
η, %	0	48	62	81	81	77

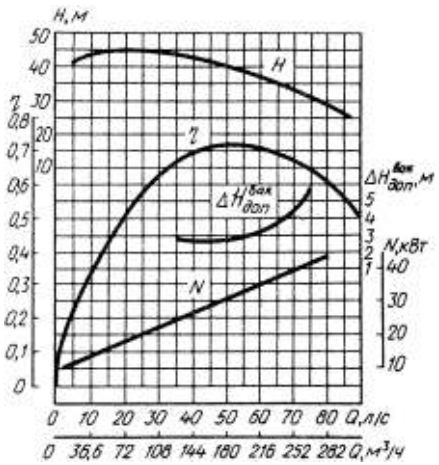


Рис. 3.10. Пример характеристики центробежного насоса, выполненной в виде графика

Для согласования работы насосного агрегата и сети потребления рассчитывают характеристику трубопровода. Действительные параметры режима работы насоса зависят от трубопровода, на котором насос будет установлен. Трубопровод, так же как и насос, имеет свою характеристику, т.е. зависимость напора потока жидкости, требуемого трубопроводом, от расхода.

Напор, требуемый трубопроводом, всегда равняется сумме напоров, необходимых на преодоление: противодавления,

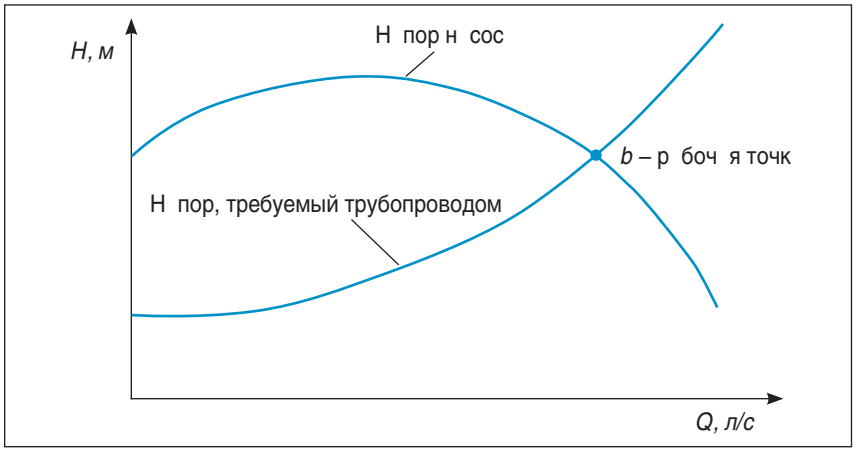


Рис. 3.11. Совместный график напоров насоса и трубопровода

геометрической высоты, скоростного напора и сопротивления трубопровода. Характеристика трубопровода также может быть выражена графически или в виде таблицы. На рисунке 3.11 представлены характеристики насоса и трубопровода, точка *b* на графике — точка пересечения характеристики насоса и трубопровода — называется *рабочей точкой насоса и трубопровода*. Рабочая точка показывает действительные значения напора и расхода, которые будет развивать насос при работе с данным трубопроводом.

3.6. ОСЕВЫЕ И ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Осевые насосы. Конструктивно осевые насосы (рис. 3.12, *а*) выполнены таким образом. В цилиндрическом корпусе (обечайке) по его оси располагается с минимальным зазором рабочее колесо в виде втулки с радиальными профилированными лопастями, при вращении которого жидкость перемещается в направлении оси вращения. Такие насосы развивают небольшие давления, но имеют высокий КПД, реверсивны и используются в качестве насосов и вентиляторов, а для газов при многоступенчатом соединении и в качестве компрессоров.

Осевые насосы бывают с поворотными и неповоротными лопатками, одно- и многоступенчатые. Изменяя угол наклона поворотных лопастей осевых насосов, можно легко регулировать подачу. Для получения больших напоров применяют многоступенчатые рабочие колеса.

Вихревые насосы. Вихревые насосы — динамические насосы, жидкость в которых перемещается по периферии рабочего колеса в тангенциальном направлении. Преобразование механической энергии привода в потенциальную энергию потока (напор) происходит за счет множественных вихрей, возбуждаемых лопастным колесом в рабочем канале насоса. В цилиндрическом корпусе с присоединенными по касательной двумя патрубками располагается ротор с радиально выступающими лопастями. Между конусами лопастей с внутренней поверхностью (рис. 3.12, *б*) корпуса образуется кольцеобразная полость,

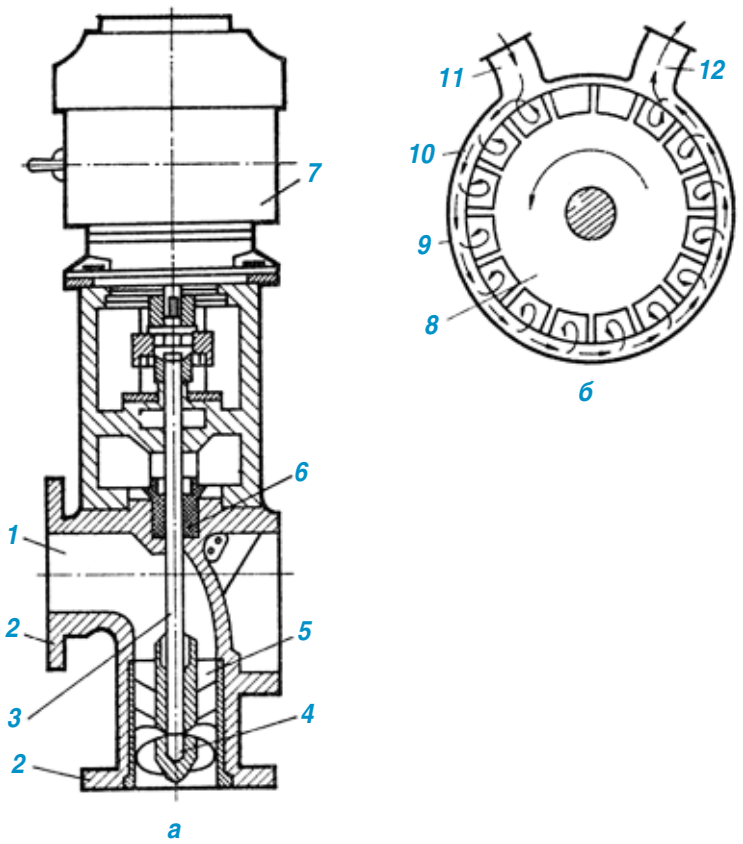


Рис. 3.12. Схемы осевого (***а***) и вихревого (***б***) насосов: ***1*** и ***8*** — отводное и рабочее колеса; ***2*** — соединительный фланец; ***3*** — вал привода; ***4*** — лопастное колесо; ***5*** — направляющая втулка; ***6*** — уплотнитель; ***7*** — электропривод; ***9*** — корпус насоса; ***10*** — лопасть рабочего колеса; ***11*** и ***12*** — всасывающий и нагнетательный патрубки

перекрываемая между патрубками перемычкой. При вращении ротора поступающая через один из патрубков жидкость увлекается и переносится по окружности к другому патрубку, сжимаясь при этом из-за неоднократного перетекания из полости на лопасти и обратно. У этих нагнетателей невысокий КПД (η = 0,25...0,50), но они реверсивны и создают значительные давления при ограниченных подачах. Их успешно используют в качестве насосов. Ввиду расположения всасывающего и нагнетательного патрубков в верхней части корпуса насоса жидкость при остановке его не выливается из корпуса и отпадает необходимость в заливке насоса перед его пуском. Достоинства вихревых насосов — простота конструкции и малые габаритные размеры.

Вихревые насосы в многоступенчатом исполнении значительно расширяют диапазон рабочих давлений при малых подачах, снижая коэффициент быстроходности до значений, характерных для насосов объемного типа

Вихревые насосы сочетают преимущества насосов объемного типа (высокие давления при малых подачах) и динамических насосов (линейная зависимость напора насоса от подачи, равномерность потока).

Вихревые насосы используются для перекачки чистых и маловязких жидкостей, сжиженных газов, в качестве дренажных насосов для перекачки горячего конденсата.

Вихревые насосы обладают низкими кавитационными качествами. Кавитационный коэффициент вихревых насосов C = 100...110.

Землесосы — это те же центробежные насосы, но предназначенные для подачи пульпы, т.е. смеси воды и грунта. При этом объем воды составляет 5—12 объемов грунта. Лопасти у рабочего колеса землесоса меньше. Такие насосы, как правило, имеют большую подачу, и их применяют при гидромеханизации земляных работ.

3.7. ВОДОПОДЪЕМНИКИ

Эрлифты. Такие установки служат для подъема воды из скважин и представляют собой подъемную трубу *3* (рис. 3.13) для поднятия смеси воды с воздухом, опущенную в скважину. К ней по другой трубе *4* подводится сжатый воздух. Обе трубы вставляют в обсадную трубу скважины и опускают до уровня воды.

Принцип действия эрлифта заключается в следующем. При погружении подъемной трубы в воду она заполняется водой. Подведенный в нее воздух образует водовоздушную смесь, имеющую меньшую плотность по сравнению с водой. Такая смесь поднимается на более

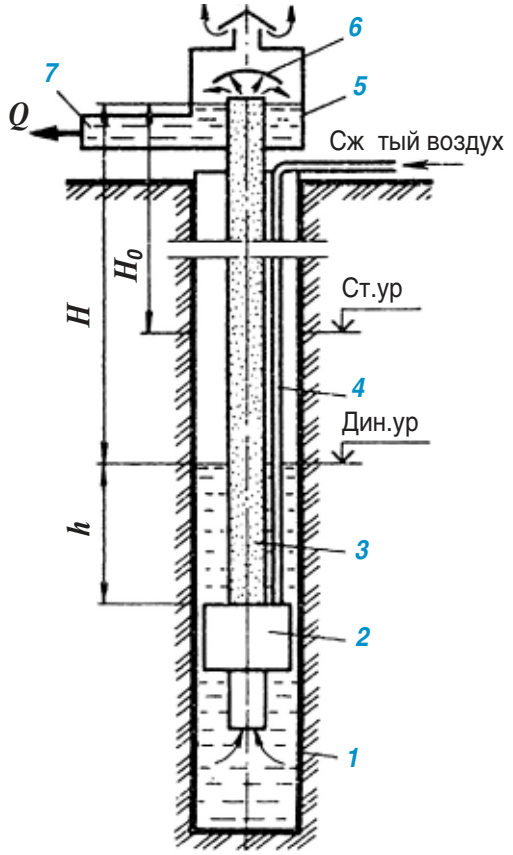


Рис. 3.13. Схема эрлифта:
1 — обсадная труба; *2* — воздухосборник с форсунками;
3 и *4* — подъемная и воздушная трубы; *5* — водовоздушный резервуар;
6 — водоотделитель; *7* — трубопровод

высокий уровень. Таким образом, вода транспортируется из скважины в водовоздушный резервуар *5*. Здесь она освобождается от воздуха и самотеком уходит к потребителю.

Гидравлический расчет эрлифтовой установки состоит в определении необходимой глубины погружения форсунки h, количества воздуха, необходимого для подъема заданного расхода воды Q. Данные параметры находят по соответствующим формулам, однако чаще на практике используют таблицы, составленные по экспериментальным данным.

Производительность эрлифтовой установки до 120 л/с, диаметр подъемной трубы до 250 мм.

Несмотря на то, что эрлифты проще глубинных насосов, где требуется подвод электрической энергии к ним в скважине, однако первые применяют реже из-за низкого КПД, а также из-за особых условий функционирования (большое заглубление скважины под уровень воды — на 3—5 м ниже форсунки).

Гидравлические тараны. Гидротаранный насос, или гидравлический таран (франц. *bélier hydraulique*, англ. *hydraulic ram*) — механическое устройство для подъема воды на значительную (до нескольких десятков метров) высоту. Не требует для работы каких-либо внешних движителей, благодаря чему может быть весьма полезно в местности, где нет электроснабжения либо в местности малообжитой и редко посещаемой. Энергию для работы насос получает из потока воды, перетекающего под действием силы тяжести из так называемого питающего резервуара (например, из запруды на реке) по питающей трубе в какой-либо нижерасположенный сток (например, в ту же реку ниже по течению).

Пропуская через себя большую часть воды с небольшой высоты h (разница высот между стоком и уровнем воды в питающем резервуаре), насос поднимает меньшую часть воды на большую высоту H (разница высот между верхней точкой отводящей трубы и уровнем воды в питающем резервуаре). Эти устройства представляют собой автоматические водоподъемники, использующие для подъема воды силу гидравлического удара. Гидравлический таран располагают ниже уровня воды в источнике, причем подают воду выше этого уровня без затрат энергии, т.е. $H > h$ (рис. 3.14).

Принцип действия заключается в том, что вода из резервуара *10* самотеком устремляется по трубопроводу *9* к перепускному клапану *2*. Поток воды, преодолев сопротивление клапана, сначала откроет его, но, как только произойдет сброс воды через клапан, уменьшится давление, и он закроется. В это время под действием гидравлического удара клапан *3* открывается, и порция воды заполняет колпак *4*. В колпаке воздух постоянно сжимается от динамических толчков, действуя на свободную поверхность воды, по трубе 6 подает ее в резервуар *7*. После завершения гидравлического удара, когда давление в колпаке *4* станет ниже атмосферного, клапан *3* закроется, после чего весь рабочий цикл снова повторится в том же порядке.

Для увеличения объема подачи воды устанавливают несколько гидравлических таранов, работающих самостоятельно и нагнетающих воду в один и тот же запасной резервуар. Такие установки называются

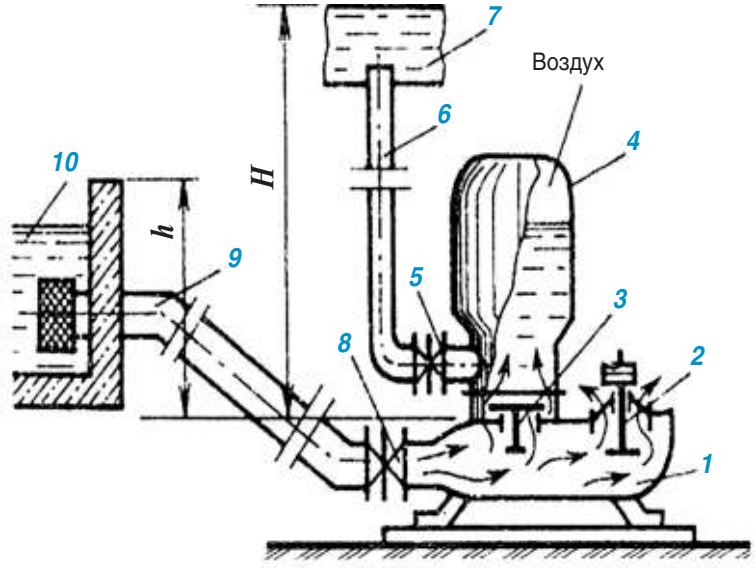


Рис. 3.14. Схема гидравлического тарана:
1 — емкость стока воды; *2* — перепускной клапан; *3* — клапан колпака; *4* — колпак для воздуха и воды; *5* — задвижка с обратным клапаном; *6* — нагнетательная труба; *7* — резервуар подъема воды; *8* — задвижка водостока; *9* — трубопровод водостока; *10* — резервуар

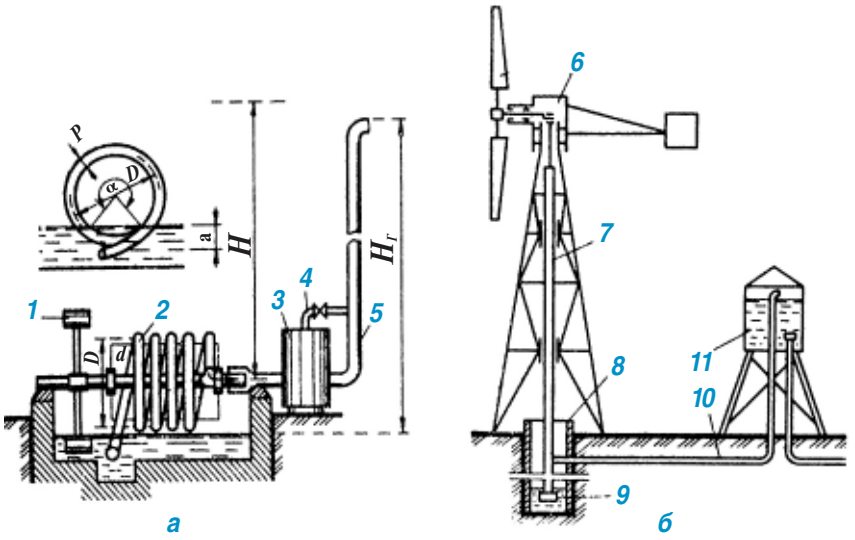


Рис. 3.15. Схемы ротационного (*а*) и инерционного (*б*) подъемников:
1 — водяное колесо; *2* и *7* — водозаборная и водоподъемная трубы; *3* и *11* — резервуары; *4* и *5* — трубопроводы; *6* — ветродвигатель; *8* — шахтный колодец; *9* — обратноприемный клапан; *10* — нагнетательный трубопровод

гидротаранными батареями. Гидравлические параметры в этом случае определяют аналогично.

Ротационные водоподъемники. Эти установки служат для подъема воды за счет энергии водостока реки на высоту выше уровня этой реки. Водоподъемники состоят из нескольких витков трубопровода *2* (рис. 3.15*а*), конец которой периодически погружается в воду, захватывает и при вращении перегоняет ее в резервуар *3*. Вращение спирального трубопровода обеспечивается водяным колесом *1*. Давление, достигаемое в конце спирального трубопровода, зависит от числа витков *n* и диаметра витков *D*. Так как каждый отдельный виток частично заполнен водой, то давление складывается из суммы давлений столбов воды витков. Вода под развиваемым давлением поступает в резервуар *3*.

Для увеличения высоты подъема воды сжатый воздух из воздушного колпака по трубопроводу пропускается в водоподъемный трубопровод *7* в виде пузырьков, которые, смешиваясь с водой, образуют водовоздушную смесь. При этом создается такой же эффект, как в эрлифте. Подача ротационного водоподъемника зависит от глубины погружения оголовка (начального спирального витка) в воду. Несмотря на низкую подачу, ротационную установку можно использовать на орошении небольших участков, а также для подачи воды на более высокий уровень, чем водоподъемники.

Инерционные водоподъемники. Принцип действия заключается в том, что водоподъемный трубопровод 7 (рис. 3.15*б*) от привода совершает возвратно-поступательное движение. В тот момент, когда трубопровод движется вниз, вода по инерции еще перемещается вверх и, преодолевая обратный клапан *9*, заполняет ее. Инерционный водоподъемник в данном случае приводится в действие от ветродвигателя. Такая установка может поднимать воду из колодцев глубиной до 15 м, обеспечивая подачу воды до 20 м^3/сутки.

Водоструйные насосы. Насосы работают по принципу действия эжектора (гидроэлеватора). Это происходит за счет действия одного потока жидкости с большим запасом энергии на другой без каких-либо промежуточных механизмов.

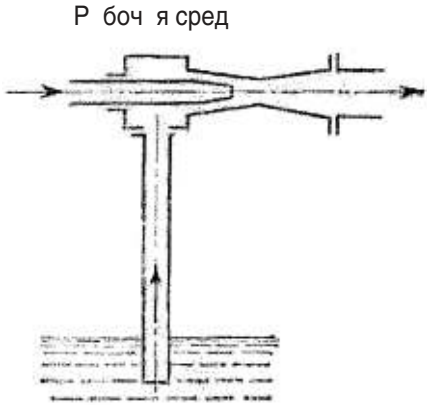


Рис. 3.16. Струйный насос

Струйные насосы (рис. 3.16) характеризуются наличием трубы Вентури, в центр которой подводится струя рабочей среды (вода, пар или газ). Рабочая струя образует пограничный слой и, вследствие высокой скорости, вначале захватывает частички окружающего воздуха, а затем, вследствие обменных процессов, всасывает перекачиваемую жидкость из подводящего трубопровода. Пневматические насосы (газлифты) подают жидкость в результате образования водовоздушной смеси малой плотности при поступлении воздуха под давлением в заглубленную под уровень жидкости трубу. Окружающая жидкость большей плотности проникает во всасывающую трубу, обеспечивая тем самым процесс подъема жидкости.

В особых производственных условиях используют и другие водоподъемные устройства.

3.8. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Широкое применение находят разнообразные вентиляторы с развиваемым давлением до 30 кПа. Помимо наиболее распространенных радиальных (центробежных) вентиляторов применяют осевые, прямоточные, смерчевые, дисковые, вихревые и диаметральные.

Радиальный вентилятор представляет собой лопастное рабочее колесо турбинного типа, расположенное в спиральном корпусе. При вращении колеса воздух, поступающий через входное отверстие, попадет в каналы посредством лопастей колеса. Под действием возникающих центробежных сил он перемещается по этим каналам, собирается в спиральном корпусе и переходит в выпускное отверстие. Радиальный вентилятор состоит из трех основных элементов: лопастного радиального колеса *1* (рис. 3.17*а*), спирального корпуса *2* и станины с валом и подшипниками. Вентиляторы, у которых колеса вращаются по ходу часовой стрелки при наблюдении со стороны всасывания, называются правыми, а против хода часовой стрелки — левыми. При обратном вращении колеса производительность вентилятора резко уменьшается, но реверсирования не происходит.

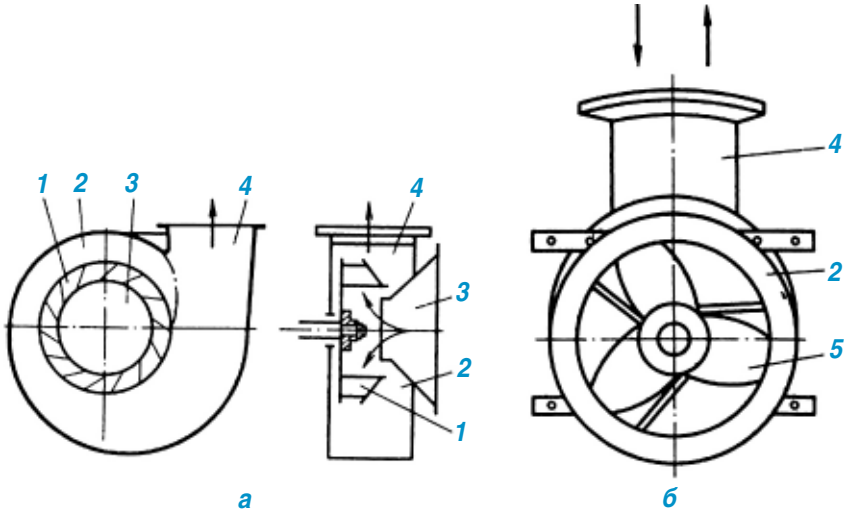


Рис. 3.17. Схемы радиального (***а***) и осевого (***б***) вентиляторов:
1 — рабочее колесо; *2* — корпус; *3* — входное отверстие;
4 — нагнетательный патрубок; *5* — пропеллер

Радиальные вентиляторы разделяются на вентиляторы низкого (до 100 мПа), среднего (до 3000 Па) и высокого (более 3000 Па) давления. Кроме давления вентиляторы классифицируют по производительности и удельной быстроходности на оптимальном режиме работы. Установлена определенная маркировка. Тип вентилятора обозначается индексом, который для радиальных вентиляторов состоит из буквы Ц (для пылевых — ЦП) и округленного при оптимальном режиме числа, равного пятикратному значению коэффициента полного давления. После дефиса указаны удельная быстроходность и номер вентилятора (например, Ц4-70-4). К корпусу каждого вентилятора прикрепляют табличку, на которой указываются предприятие-изготовитель, типоразмер, частота вращения, год выпуска и заводской номер. Такие вентиляторы широко используют для транспортирования сыпучих грузов.

Устройства, приспособленные для перемещения дымовых газов, называются дымососами, а засоренного воздуха — пылевыми вентиляторами.

Осевой вентилятор (рис. 3.17б) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе лопастное рабочее колесо пропеллерного типа. При его вращении поступающий через входное отверстие воздух

под действием лопастей перемещается, при этом давление увеличивается. Обычно такие вентиляторы используют при давлении 30...300 Па. Осевые колеса реверсивны. При изменении направления вращения изменяется и направление воздуха. Осевые вентиляторы целесообразно использовать при проветривании помещений и т.п.

3.9. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Объемными называют гидравлические машины, в которых жидкость перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, периодически сообщающейся с коллекторами входа и выхода.

Насосы подают рабочую жидкость в систему с повышенной энергией давления, значение которой зависит от внешних причин. Они должны обеспечить такие подачу и количество жидкости, чтобы преодолеть сопротивления, возникшие в системе.

Гидромоторы преобразуют энергию рабочей жидкости в другие виды механической энергии для исполнения функций рабочих органов. Жидкость, отдав энергию, через выходной патрубок возвращается в резервуар, где снова подается в насос, приобретает напор (энергию), и снова подается в систему.

Принципиально насосы и гидромоторы — обратимые машины. Однако отдельные узлы, например системы распределения рабочей жидкости, уплотнения узлов, могут быть разными. Рабочий процесс в гидромашинах проходит в камерах. Рабочая камера — это пространство, ограниченное рабочими поверхностями элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости. Рабочий цикл включает в себя следующие процессы: в насосах — всасывание и нагнетание; в гидромоторах — нагнетание и вытеснение. Камеры высокого и низкого давления, нагнетания и всасывания (вытеснения) различают по распределению рабочей жидкости, которое может быть торцевым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым.

К основным параметрам объемных гидромашин относятся:

- рабочий объем камеры q_0;
- давление p (номинальное $p_{ном}$, максимальное p_{max});
- частота вращения n (номинальная $n_{ном}$, минимальная n_{min} и максимальная n_{max});
- крутящий момент $M_{кр}$;
- КПД (объемный $\eta_о$, механический $\eta_м$, гидравлический $\eta_г$).

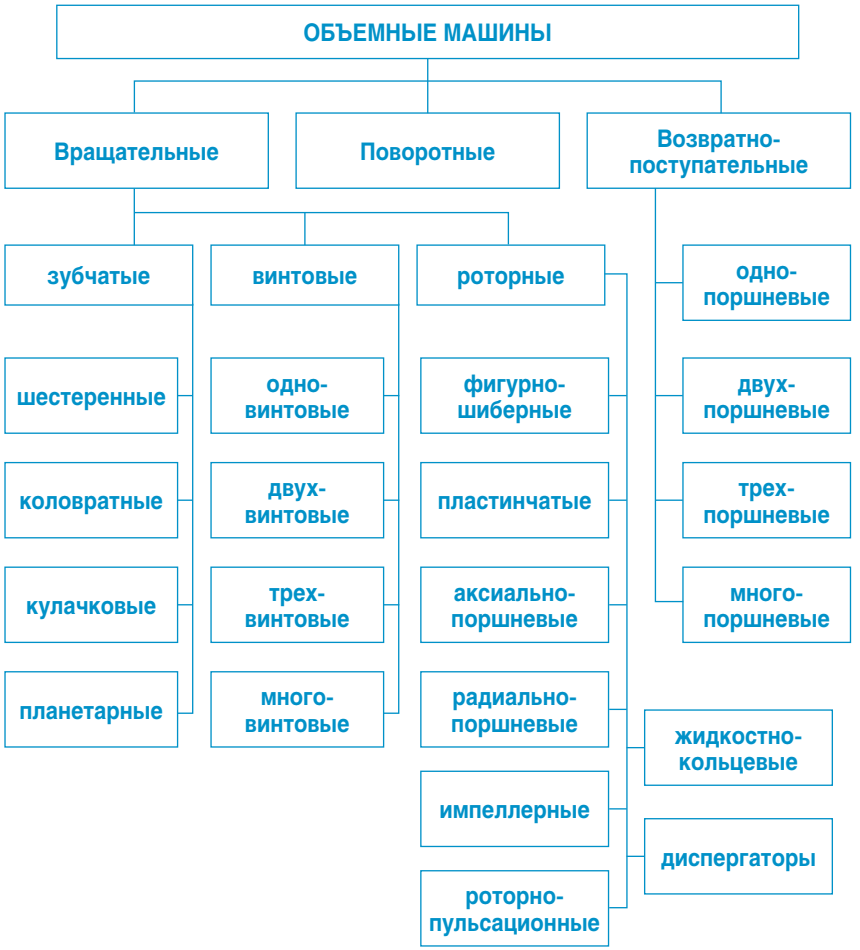


Рис. 3.18. Классификация объемных гидромашин

Рабочий объем q_0 — основная характеристика любой объемной гидромашины непрерывного действия — показывает, какой объем рабочей жидкости проходит через гидромашину за один оборот вала.

Объемные гидромашины подразделяют по следующим признакам (рис. 3.18):

1) по принципу действия — с постоянным объемом и регулируемые, с постоянным и реверсивным потоком;

2) конструкции — одно-, двух- и многократного действия (зависит от числа циклов за один оборот вала), шестеренные, пластинчатые, поршневые (радиально-поршневые, аксиально-поршневые, рядные), планетарные.

3.10. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

Поршневые и плунжерные насосы. Поршневые насосы применяются для подачи воды и других жидкостей и представляют собой простейшие машины с возвратно-поступательным движением поршня в цилиндре. По конструктивному признаку делятся на две группы — собственно поршневые и плунжерные.

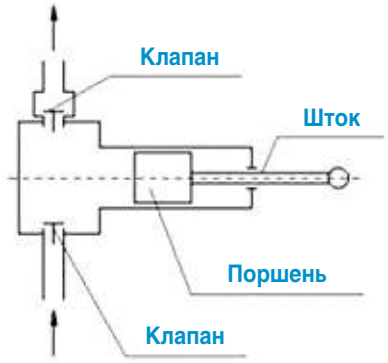


Рис. 3.19. Поршневой насос

В *поршневых насосах* основными рабочими органами являются цилиндр и поршень. Поршень (рис. 3.19) снабжен собственным уплотнением, плунжер (от англ. *plunge* — нырять, погружаться) — вытеснитель цилиндрической формы, не имеющий собственного уплотнения (рис. 3.20).

Плунжерные механизмы имеют уплотнитель, который располагается на цилиндре и при совершении плунжером возвратно-поступательного движения скользит

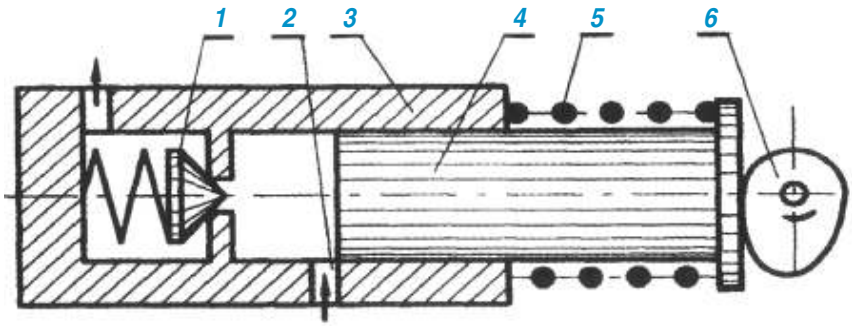


Рис. 3.20. Схема плунжерного насоса: *1* — подпруженный клапан; *2* — проточка; *3* — корпус; *4* — плунжер; *5* — пружина; *6* — кулачок

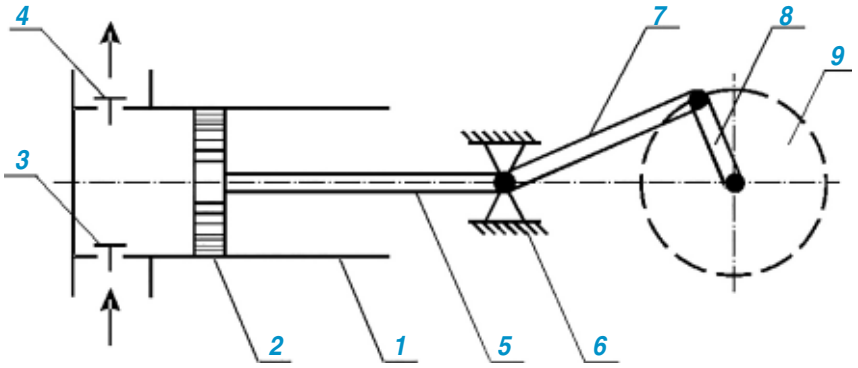


Рис. 3.21. Схема поршневого насоса одинарного действия: *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — всасывающей клапан; *4* — нагнетательный клапан; *5* — шток; *6* — ползун; *7* — шатун; *8* — кривошип; *9* — маховик

по поверхности плунжера. Используются плунжеры главным образом в гидромашинах, которые развивают высокие давления при малых подачах рабочей жидкости, например, в топливных насосах дизельных двигателей. Точность обработки деталей современных плунжерных и роторно-плунжерных гидромашин столь высока, что зазор между внутренней и внешней цилиндрической поверхностью в плунжерных парах достигает 2—3 мкм. Давления, которые способны выдерживать плунжерные пары, очень высоки. Так, в момент впрыска топлива в цилиндрах дизельного двигателя давление, развиваемое в плунжерной паре, может достигать 200 МПа.

Поршневые и плунжерные насосы могут быть одинарного действия (рис. 3.21), двойного действия (рис. 3.22). При работе поршневого насоса циклы рабочих ходов организованы попеременно. Скорость поршня изменяется от нуля в мертвых точках до максимума в среднем положении, следовательно, и подача такого насоса будет изменяться по такому же закону.

К достоинствам поршневых насосов относятся высокий КПД, независимость напора от подачи и хорошую всасывающую способность. Недостатки поршневых насосов — неравномерная работа и резкие колебания давления, тихоходность машин и высокая металлоемкость.

Диафрагменные насосы. Диафрагменный или мембранный насос это объемная гидравлическая машина у которой в качестве вытеснителя используется гибкая пластина, закрепленная по краям (рис. 3.23).

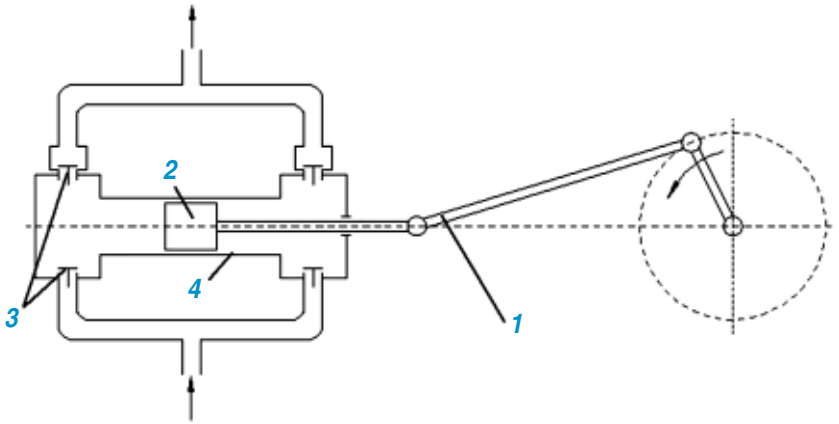


Рис. 3.22. Схема поршневого насоса двойного действия: *1* — кривошипно-шатунный механизм привода; *2* — поршень; *3* — клапаны; *4* — корпус цилиндра

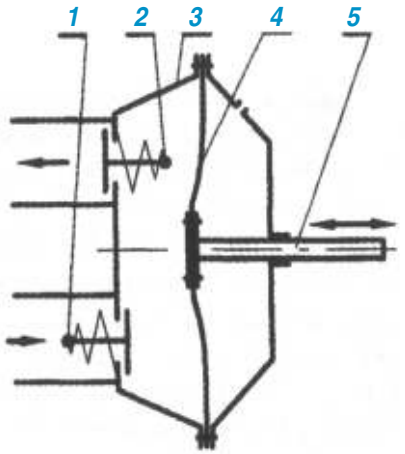


Рис. 3.23. Схема диафрагменного насоса: *1* — впускной клапан; *2* — выпускной клапан; *3* — корпус; *4* — диафрагма; *5* — шток

Привод гибкой пластины может быть механическим, электро-магнитным, пневматическим. Под действием приводных механизмов пластина изгибается, объем камер изменяется, работа клапанов обеспечивает перемещение жидкости из всасывающего коллектора в нагнетательный. К преимуществам диафрагменных наососв относят простоту конструкции, надежность, отсутствие вращающихся деталей, компактные размеры, малый вес. В насосах нет уплотнений и подшипников, отсутствуют утечки и износ основных деталей

Диафрагменные насосы применяют при перекачке агрессивных и легковоспламеняющихся жидкостей, вязких жидкостей, жидкостей с твердыми включениями до 12—15 мм в диаметре.

Шестеренные насосы. Шестеренным насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. В роторных насосах силовое взаимодействие рабочего органа с жидкостью происходит в подвижных рабочих камерах, которые попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. К достоинствам шестеренных насосов можно отнести простоту конструкции, малые габаритные размеры и массу, высокую надежность и достаточно большой срок службы, сравнительно высокое развиваемое давление, пригодность для работы при самовсасывании рабочей жидкости с широким диапазоном вязкости — от 10 до 800 Ст и выше, высокий объемный КПД.

По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением (рис. 3.24).

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня *1* (рис. 3.24*б*) имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя шестерня *2*. Между внутренней и внешней шестернями имеется серпообразная перемычка *3*, отделяющая полость всасывания от напорной полости. При вращении внутренней шестерни жидкость, заполняющая рабочие камеры, переносится в напорную полость и вытесняется через окна в крышках корпуса *4* в напорный трубопровод.

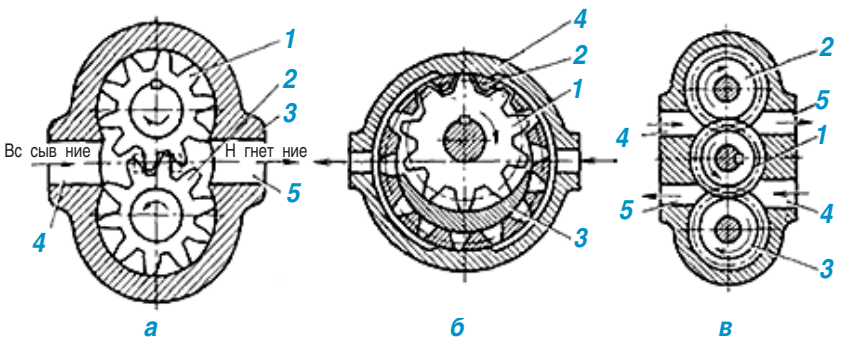


Рис. 3.24. Схемы шестеренных насосов: ***а*** — с внешним зацеплением; *б* — с внутренним зацеплением; ***в*** — трехшестеренный

Промышленность выпускает следующие типы шестеренных насосов: НШ-Е, НШ-У, НШ-К, НМШ. Шестеренные насосы гидросистем тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин по исполнению делятся на три группы (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Группы шестеренных насосов

Исполнение	Давление, МПа	Рабочий объем, см^3
2	14	10; 32; 50; 100
3	16	4; 6,3; 10; 25; 32; 40; 50; 71; 100; 160; 250
4	20	4; 6,3; 10; 25; 32; 40; 50; 71; 100; 160; 250

Примеры условного обозначения шестеренных насосов: НШ-32-3 — насос правого вращения, рабочий объем 32 см^3, исполнение 3; НШ-32-10-3Л — насос двухсекционный с рабочими объемами 32 и 10 см^3, исполнение 3 с левым направлением вращения ведущего вала.

Среди шестеренных насосов наибольшее распространение получили круглые насосы типа НШ-К. Благодаря принципиально новым конструкторским решениям насосы НШ-К выгодно отличаются от насосов типа НШ: во-первых, они имеют автоматическую компенсацию радиальных и торцевых зазоров, благодаря чему увеличен ресурс; во-вторых, конструкция круглых насосов допускает возможность секционирования и, следовательно, расширенную область их использования; наконец, эти насосы имеют меньшее количество деталей и более простую конструкцию уплотнений и, следовательно, большую надежность.

Двухсекционные насосы выпускаются двух типов: НШ-32-10-2 с объемом секций 32 и 10 см^3 и НШ-10-10-2 с объемом секций 10 см^3. Они предназначены для одновременного нагнетания рабочей жидкости двумя самостоятельными потоками для двух разных потребителей. Каждый двухсекционный насос состоит из двух самостоятельных насосов, которые размещены в сопрягаемых корпусах и приводятся в действие от одного вала, но имеют самостоятельные всасывающие и нагнетательные трубопроводы.

Насосы типа НМШ предназначены для создания и поддержания циркуляции рабочей жидкости в гидравлических системах тракторов и сложных сельскохозяйственных машин для переключения передач, включения и отключения вала отбора мощности. Эти насосы постоянно включены в работу. Маркировка этих насосов обозначает: Н — насос, М — малого давления, Ш — шестеренный. Насосы НМШ делят

по рабочему давлению на следующие группы: низкого давления — до 2,5 МПа; среднего давления — от 2,5 до 8 МПа; высокого давления — от 8 до 25 МПа.

Роторно-пластинчатые насосы. Пластинчатый насос — это роторный насос с рабочими органами в виде плоских пластин. Пластинчатые насосы могут быть однократного, двукратного и многократного действия.

Благодаря малым габаритным размерам, удобству встраивания и высокому КПД пластинчатые гидромашины широко применяют в гидроприводах станков. Особенно распространены пластинчатые нерегулируемые насосы двукратного действия для работы при давлениях 7...14 МПа, отличающиеся большой надежностью.

На рисунке 3.25 представлена конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия. В пазах вращающегося ротора *4*, ось которого смещена относительно оси неподвижного статора *6* на величину эксцентриситета *e*, установлены несколько пластин *5*. Вращаясь вместе с ротором, эти пластины одновременно совершают возвратно-поступательные движения в пазах *7* ротора. Рабочими камерами насоса являются объемы *1* и *3*, ограниченные соседними пластинами, а также поверхностями ротора *4* и статора *6*.

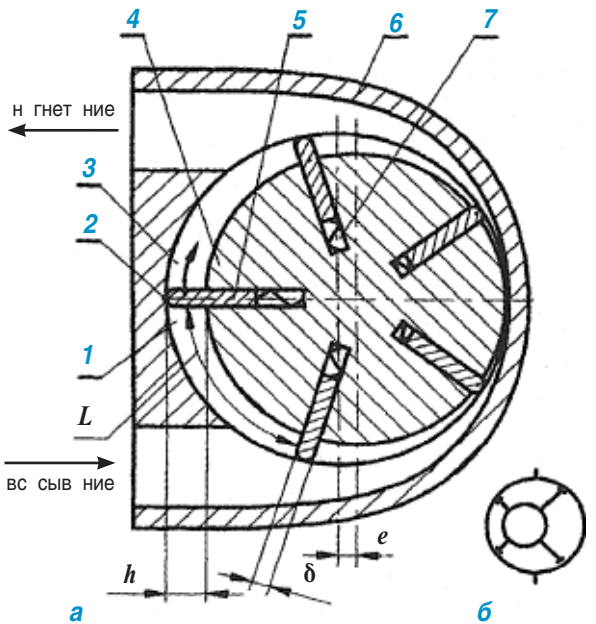


Рис. 3.25. Конструктивная схема пластинчатого насоса

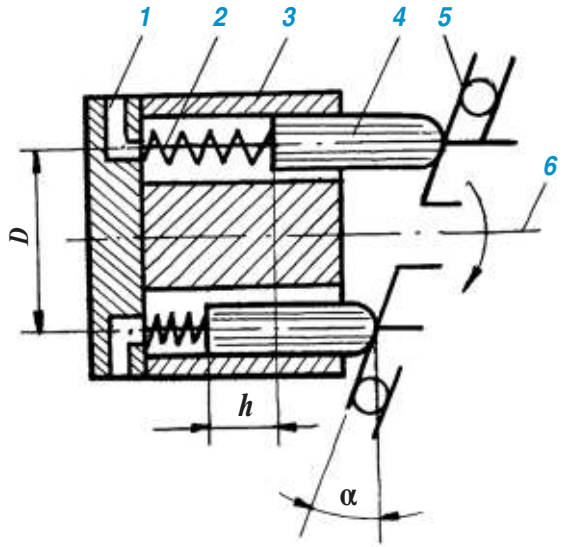


Рис. 3.26. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:
1 — распределительное устройство; *2* — пружина; *3* — блок цилиндров;
5 — диск; *6* — ведущий вал

При вращении ротора рабочая камера *1*, соединенная с полостью всасывания, увеличивается в объеме и происходит ее заполнение жидкостью. Затем она переносится в зону нагнетания и соединяется с напорным трубопроводом. При дальнейшем перемещении ее объем уменьшается, и происходит вытеснение жидкости пластиной *5* (на рис. 3.25 из рабочей камеры *3*). Затем соответствующая пластина переносится от полости нагнетания к полости всасывания, и рабочий цикл повторяется.

Роторные аксиально-поршневые насосы широко применяются в гидропередачах мелиоративных и строительных машин, а также в комбайнах ДОН. Благодаря высокому КПД (0,97—0,98) эти насосы могут работать при больших частотах вращения и давлении до 30...40 МПа. Аксиально-поршневые насосы (рис. 3.26) имеют вращающийся ротор — блок *7—9* цилиндров, диаметром каждый 10—50 мм. При вращении ведущего вала 6 приводится во вращение блок аксиально расположенных цилиндров *3*, в которых перемещаются поршни *4*, прижимаемые пружинами (в режиме насоса) или давлением жидкости (в режиме гидромотора) к поверхности наклонного диска *5*. Наклонный диск не вращается и установлен под углом к оси вала *6*. Торцевая часть вращающегося блока цилиндров прижимается к неподвижному распределительному устройству *1*.

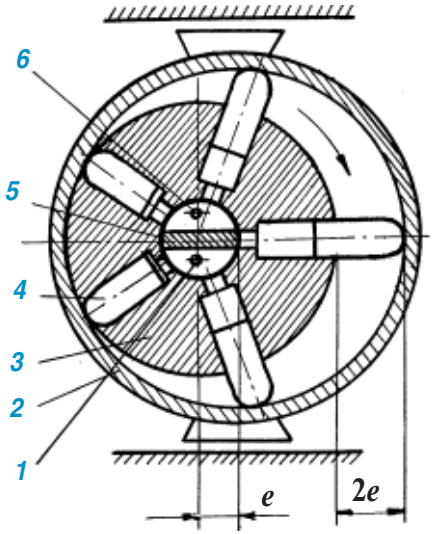


Рис. 3.27. Схема роторного радиально-поршневого насоса:
1, 6 — нагнетательный и всасывающий каналы; *2* — статор (корпус);
3 — ротор; *4* — поршень; *5* — распределительный неподвижный канал

Роторные радиально-поршневые насосы (рис. 3.27) состоят из статора *2* и ротора *3*, ось вращения которого расположена по отношению к оси статора с эксцентриситетом *e*. В радиальных расточках ротора (цилиндрах) располагаются поршни *4*, прижимающиеся пружинами к внутренней поверхности статора. При вращении ротора поршень вращается вместе с ротором и совершает возвратно-поступательное движение относительно ротора. Ротор вращается на распределительной неподвижной цапфе, в центре которой просверлены всасывающий *6* и нагнетательный *1* каналы, соединенные с приемными камерами, выполненными также в цапфе. При перемещении поршня от центра жидкость засасывается под поршень, а к центру вытесняется в нагнетательный канал.

Планетарные (*героторные*) *насосы*. Для рабочих органов сельхозмашин, работающих с небольшой частотой вращения (например, в рулевом управлении), применяют гидромашины героторного типа. Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего зацепления с эпитрохоидным профилем зубьев внутренней шестерни-ротора *1* (рис. 3.28*а*) и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни статора *2*. Число зубьев статора на единицу превышает число зубьев ротора. Зубья шестерен находятся в непре-

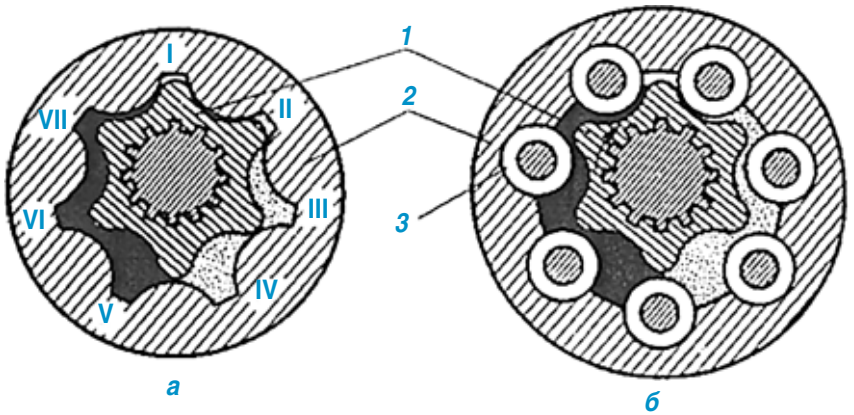


Рис. 3.28. Схема планетарных (героторных) гидромашин:
а — с кольцевой шестерней; ***б*** — с роликами;
1 — ротор; ***2*** — статор; ***3*** — ролик; ***I—VII*** — камеры

рывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 3.28*б*).

При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашины постепенно меняется. После поворота ротора на угол, равный 25°, распределитель переключает камеры нагнетания II, III, IV (рис. 3.28*а*) и всасывания V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть всасывающих и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобщена с линиями нагнетания и всасывания, она находится при положении зуба внутри шестерни. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

Импеллерные насосы. Импеллерный насос — насос с гибкой крыльчаткой предназначен для мягкого перекачивания разнообразных жидкостей вязкостью до 6000 cPs, содержащие разнообразные включения, твердые частицы и температурой до 80 °С (рис. 3.29). Эффект самовсасывания достигается благодаря конструкции импеллерного насоса, максимальная глубина самовсасывания — 5 м.

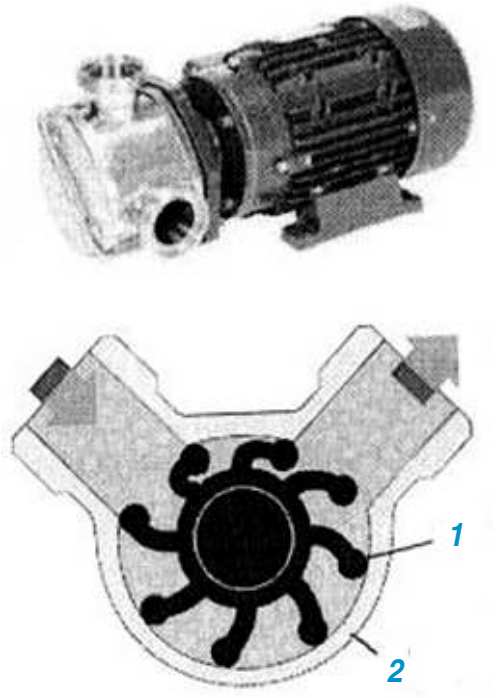


Рис. 3.29. Импеллерный насос: ***1*** — гибкая крыльчатка; ***2*** — корпус

Гидроцилиндры и вспомогательное гидравлическое оборудование. Гидравлическим цилиндром называется объемный гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена. Гидроцилиндры широко применяются в качестве исполнительных механизмов различных машин. Наибольшее распространение получили цилиндры с рабочим органом в виде поршня или плунжера. Причем поршневые гидроцилиндры могут быть выполнены с односторонним (рис. 3.30*а*, *б*) или двухсторонним штоком (рис. 3.30*в*). Плунжерные гидроцилиндры (рис. 3.30*г*) могут быть только одностороннего действия, с односторонним штоком.

Для возвратно-поворотных движений приводимых узлов на угол, меньший 360°, применяют поворотные гидроцилиндры, которые представляют собой объемный гидродвигатель с возвратно-поворотным движением выходного звена (рис. 3.31). Поворотный гидроцилиндр состоит из корпуса *1* и поворотного ротора, представляющего собой втулку *2*, несущую пластину (лопасть) *3*. Кольцевая полость между

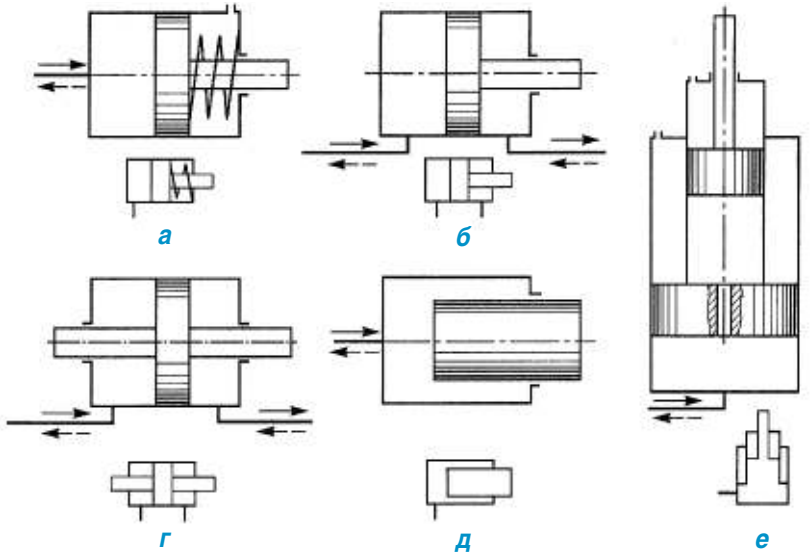


Рис. 3.30. Разновидности гидроцилиндров: ***а*** — поршневой одностороннего действия; ***б*** — поршневой двухстороннего действия; ***в*** — поршневой двухстороннего действия с двухсторонним штоком; ***г*** — плунжерный; ***д*** — телескопический одностороннего действия

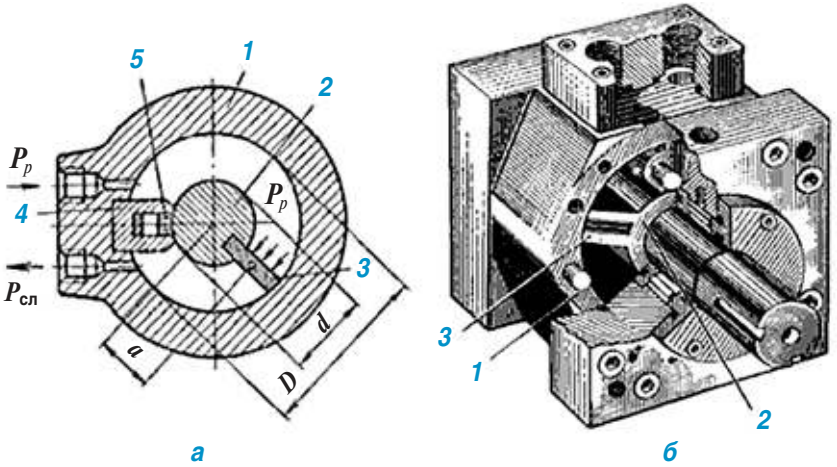


Рис. 3.31. Поворотный однолопастной гидроцилиндр: ***а*** — схема; ***б*** — общий вид

внутренней поверхностью цилиндра и ротором разделена уплотнительной перемычкой *4* с пружинящим поджимом к ротору уплотнительного элемента *5*.

При подводе жидкости под давлением p_p в верхний канал (схема на рис. 3.31*а*) пластина *3* с втулкой *2* будет поворачиваться по часовой стрелке. Угол поворота вала цилиндра с одной рабочей пластиной обычно не превышает 270—280º.

Гидроаккумуляторы. Гидроаккумулятор — это гидравлическая машина, предназначенная для накопления и возврата в гидросистему энергии рабочей жидкости. Накопление или аккумулирование энергии жидкости под давлением происходит в процессе зарядки аккумулятора, а возврат энергии — в процессе разрядки. Гидроаккумуляторы применяют как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах управления, линиях нагнетания, индивидуальных и групповых предохранительных устройствах.

Гидроаккумуляторы также используют для уменьшения пульсаций расхода жидкости в напорных гидравлических магистралях и защиты гидросистем от гидравлических ударов.

В зависимости от способа накопления энергии аккумуляторы могут быть пружинными и пневматическими. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидроаккумулятор пружинного типа состоит из неподвижного наружного *4* (рис. 3.32) и подвижного внутреннего *5* цилиндров, между

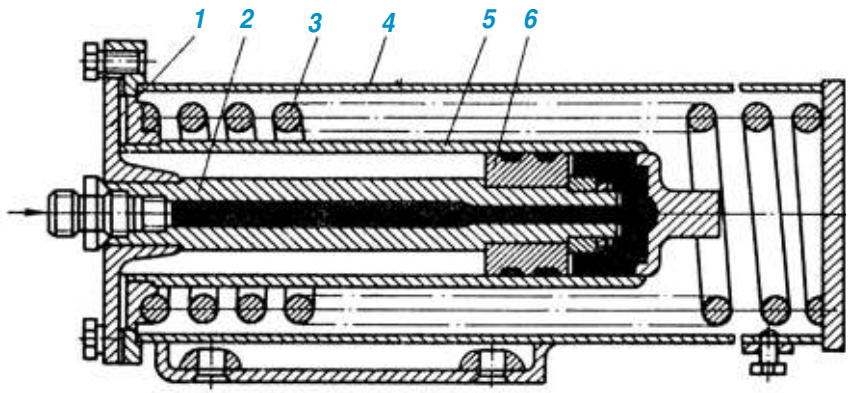


Рис. 3.32. Схема пружинного гидроаккумулятора: ***1*** — крышка; ***2*** — шток; ***3*** — пружина; ***4*** и ***5*** — наружный и подвижной внутренний цилиндры; ***6*** — поршень

которыми размещена работающая на сжатие пружина *3*. В полости подвижного цилиндра находится неподвижный поршень *6* с полым штоком *2*, который жестко связан с передней крышкой *1* наружного цилиндра *4*. Гидравлическая полость аккумулятора при монтаже соединена с напорной линией гидросистемы.

Принцип работы такого аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижной цилиндр *5* перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, т.е. аккумулятор заряжается. Если давление рабочей жидкости в линии нагнетания по любой причине уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр *5* переместиться влево, вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль, т.е. аккумулятор разрядится.

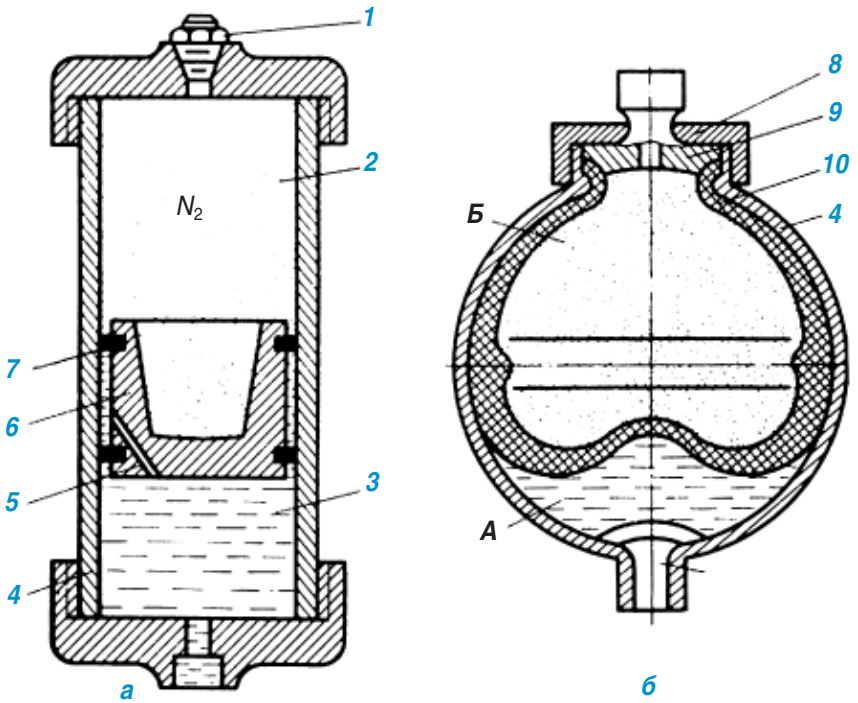


Рис. 3.33. Схемы пневматических гидроаккумуляторов:
а — поршневой цилиндрический; ***б*** — мембранный сферический;
1 — клапан; ***2*** и ***3*** — пневматическая и гидравлическая полости; ***4*** — корпус;
5 — канал; ***6*** — поршень; ***7*** — кольцо; ***8*** — гайка; ***9*** — крышка; ***10*** — мембрана;
11 — штуцер; **А** и **Б** — полости

Пневматические гидроаккумуляторы классифицируют по форме корпусов на цилиндрические и сферические, а по устройству — на поршневые, мембранные и баллонные.

Поршневой пневматический гидроаккумулятор состоит из цилиндрического корпуса *4* (рис. 3.33*а*), нижней и верхней крышек. Внутри корпуса установлен разделительный поршень *6* с уплотнительными кольцами *7*. Верхняя пневматическая полость *2* аккумулятора заполняется через клапан *1* сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью.

Принцип работы аккумулятора заключается в следующем. Предварительно полость *2* заряжается газом с определенным давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, т.е. зарядка аккумулятора. При снижении давления жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз, вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль, т.е. аккумулятор разряжается.

Мембранный сферический гидроаккумулятор состоит из корпуса, двух полусфер или сплошной сферы, эластичной мембраны *10* (рис. 3.33*б*), крышки *9* и накидной гайки *8*. В верхней крышке находится штуцер для заправки полости *Б* газом, а в нижней части сферического корпуса — штуцер *11* для соединения полости *А* аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидроаккумуляторам.

Глава 4

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Повышение производительности и безопасности использования технических средств достигается широким применением гидравлических и пневматических систем, которые предназначены для управления узлами и агрегатами.

4.1. ГИДРОПРИВОД

Под **гидроприводом** понимается устройство или совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие рабочих органов машин или механизмов. Гидропривод состоит из источника энергии, механизма передачи и преобразования энергии и аппаратуры управления.

В механических приводах механическая энергия передается при помощи зубчатых, рычажных, винтовых, кулачковых и других механизмов. В электроприводах электрическая энергия преобразуется в механическую энергию при помощи электродвигателей. Основой гидравлического привода является гидравлический механизм, который передает энергию при помощи потока жидкости под давлением и преобразует ее в гидродвигателе в другие виды механической энергии.

История гидравлического привода начинается с середины XIX в., когда в промышленности стали применяться гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы, гидроаккумуляторы. Затем были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи, а в 1902 г. была предложена первая конструкция гидродинамической передачи.

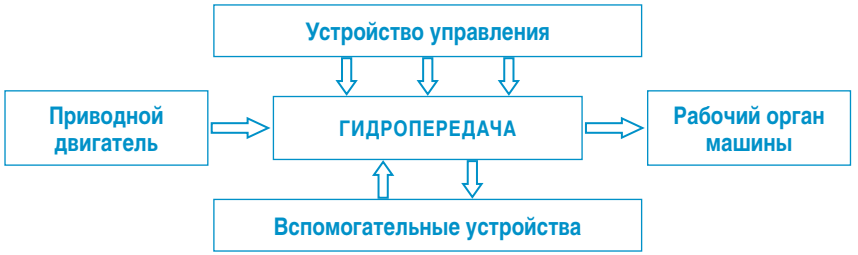


Рис. 4.1. Функциональная схема гидропривода

Гидропривод (рис. 4.1) состоит из приводного двигателя, гидропередачи, устройств управления и вспомогательных устройств. Каждый элемент, входящий в состав гидропривода, выполняет определенные функции. Приводной двигатель является источником механической энергии. В качестве приводного двигателя могут быть использованы электродвигатель, турбина, двигатель внутреннего сгорания, мускульная сила человека или животных и т.д.

Устройства управления предназначены для управления энергией потока жидкости по величине и направлению. К ним относят регуляторы расхода и давления, гидроусилители, гидрораспределители.

Вспомогательные устройства предназначены для обеспечения нормального функционирования привода в заданных условиях эксплуатации. К ним относят гидромагистрали, средства для очистки, охлаждения или нагрева жидкости, гидроемкости, запорная и соединительная арматура.

Гидропередача предназначена для передачи механической энергии от приводного двигателя к рабочему оборудованию посредством жидкости (рис. 4.2). Гидропередача состоит из двух гидравлических машин: насоса и гидродвигателя, соединенных магистралью. Насос преобразует механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию потока жидкости. Гидродвигатель производит обратное преобразование гидравлической энергии жидкости в энергию выходного звена гидропередачи. Таким образом, гидропередача — это силовая часть гидропривода, через которую протекает основной поток энергии. В зависимости от вида гидравлической энергии различают статические (объемные) и динамические гидроприводы.

В объемных гидроприводах энергия от насоса к гидродвигателю передается за счет высокого гидростатического давления жидкости (20...30 атм) при сравнительно малом значении скорости потока жидкости (5—8 м/с).



Рис. 4.2. Функциональная схема гидропередачи

В динамических гидроприводах механическая энергия передается потоком жидкости, движущейся со скоростью примерно 50—60 м/с и незначительным давлением (3...5 атм).

Гидрообъемные и гидродинамические приводы существенно отличаются по конструкции и областям применения.

4.2. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД

Объемным гидроприводом называют совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний (трубопроводов) и вспомогательных устройств, предназначенную для передачи механической энергии и преобразования движения посредством жидкости, находящейся под давлением. Термин «объемный гидропривод» включает в себя понятие объемной гидропередачи как части объемного гидропривода, состоящей из насоса, гидродвигателя (одного или нескольких) и связывающих их трубопроводов — гидролиний. Таким образом, объемный гидропривод обладает рядом существенных преимуществ: бесступенчатым плавным изменением в широком диапазоне эксплуатационных режимов скорости и тяги; простотой компоновки трансмиссии и машины в целом, в том числе и транспортных средств с активными прицепными звеньями; возможностью длительной и устойчивой работы под нагрузкой при малых скоростях; облегчением условий работы двигателя и остальных агрегатов трансмиссии за счет надежной защиты от перегрузок и вибраций; меньшей металлоемкостью; лучшими разгонными качествами; возможностью разветвления потока мощности от одного двигателя к различным рабочим органам; легкостью автоматизации; возможностью реверсирования давления и торможения без специальных устройств.

Помимо указанных преимуществ ОГП имеет ряд недостатков: повышенные требования к точности изготовления отдельных узлов и деталей; КПД объемного гидропривода несколько ниже, чем КПД механических и электрических передач, в процессе регулирования он

снижается; условия эксплуатации гидропривода (температуры) влияют на его характеристики, КПД гидропривода несколько снижается по мере выработки его ресурса вследствие увеличения зазоров и возрастания утечек жидкости, чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания, сложность ремонта в условиях эксплуатации.

4.2.1. Классификация объемного гидропривода

Объемный гидропривод классифицируют по следующим признакам (рис. 4.3).

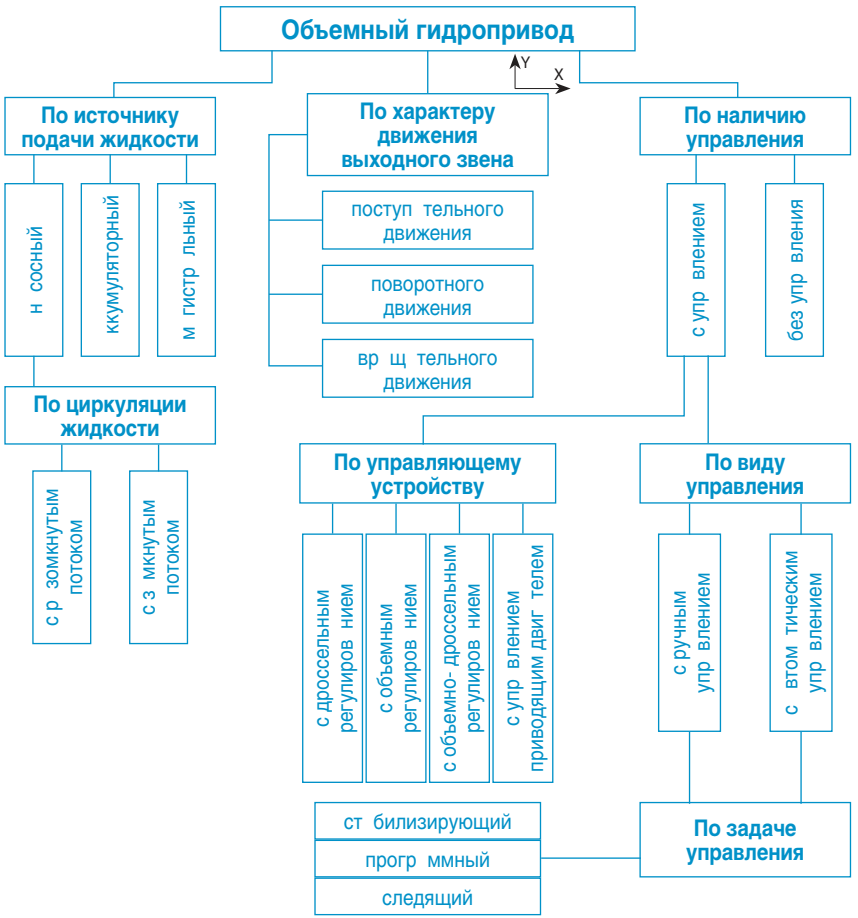


Рис. 4.3. Классификация объемного гидропривода

1. По источнику подачи рабочей среды — насосный, аккумуляторный, магистральный. Насосный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого гидропривода. Аккумуляторный гидропривод — гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель от предварительно заряженного гидроаккумулятора. Такие гидроприводы используют в системах с кратковременным рабочим циклом или с ограниченным числом циклов. **Магистральный гидропривод** — гидропривод, в котором рабочая жидкость поступает в гидродвигатель из гидромагистрали.

Кроме этого, насосные гидроприводы подразделяют по характеру циркуляции рабочей жидкости на гидроприводы с замкнутой циркуляцией (жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса) и гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак).

2. По характеру движения выходного звена — поступательного движения — с возвратно-поступательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидроцилиндров; поворотного движения — с возвратно-поворотным движением выходного звена на угол менее 360° и с поворотными гидродвигателями; вращательного движения — с вращательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидромоторов.

3. По наличию управления — с управлением, без управления.

В свою очередь, объемный гидропривод с управлением классифицируют:

- по управляющему устройству — гидроприводы с дроссельным управлением; с машинным управлением; с машинно-дроссельным управлением и с управлением приводящим двигателем;
- виду управления — с ручным регулированием и с автоматическим.

Если в гидроприводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, такой гидропривод называют стабилизированным. Регулируемый гидропривод, в котором выходное звено повторяет движения звена управления, называют следящим гидроприводом, а в программном движение выходного звена изменяется в соответствии с заданной программой.

На рисунке 4.4 показаны принципиальные схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией жидкости, которые различаются характером движения выходного звена. В таком гидроприводе рабочая жидкость забирается насосом из бака и через гидрораспределитель поступает на вход гидродвигателя, а выходящая из него сливается в бак. Разрыв циркуляции происходит в баке.

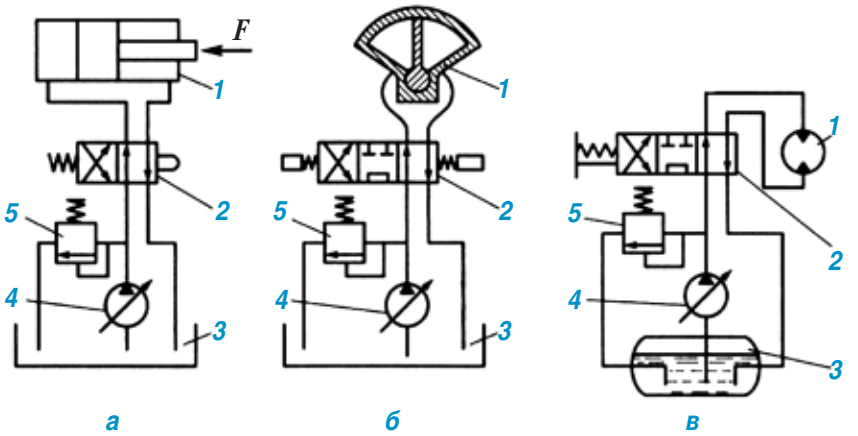


Рис. 4.4. Принципиальные схемы гидроприводов с разомкнутой циркуляцией: *а* — возвратно-поступательное движение; *б* — поворотное движение; *в* — вращательное движение; *1* — гидродвигатель; *2* — гидрораспределитель; *3* — гидробак; *4* — насос; *5* — предохранительный гидроклапан

На схемах (рис. 4.4) использованы следующие обозначения: *1* — гидродвигатель (на схеме рис. 4.4*а* им является гидроцилиндр, на схеме рис. 4.4*б* — поворотный гидродвигатель и на схеме рис. 4.4*в* — гидромотор); *2* — гидрораспределитель (на схеме рис. 4.4*а* — двухпозиционный с управлением от кулачка и с пружинным возвратом, на схеме рис. 4.4*б* — трехпозиционный с управлением от электромагнитов и на схеме рис. 4.4*в* — трехпозиционный с ручным управлением); *3* — гидробак; *4* — регулируемый насос; *5* — предохранительный гидроклапан.

Насос всасывает жидкость из бака и нагнетает ее в гидродвигатель через гидрораспределитель. Из гидродвигателя жидкость сливается в гидробак через другой канал гидрораспределителя. Предохранительный гидроклапан отрегулирован на предельно допустимое давление в гидросистеме и предохраняет гидропривод с приводящим двигателем от перегрузок.

Для улучшения условий всасывания жидкости из бака и предотвращения кавитации в насосе в гидроприводе вращательного движения (см. рис. 4.4*в*) применен гидробак с повышенным давлением газа над поверхностью жидкости. Это обычно обеспечивается при помощи специального компрессора.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции гидрора-

спределителя, а регулирование скорости этого движения — увеличением или уменьшением рабочего объема насоса.

Достоинство гидроприводов с разомкнутой циркуляцией — хорошие условия для охлаждения и очистки рабочей жидкости. Однако такие гидроприводы громоздки и имеют большую массу, а частота вращения ротора насоса ограничивается допускаемыми (из условий бескавитационной работы насоса) скоростями движения рабочей жидкости во всасывающем трубопроводе.

Кроме того, под действием внешних сил шток или вал гидродвигателя может двигаться быстрее потока жидкости. Давление на входе в гидродвигатель при этом резко падает, возникает разрыв потока жидкости. В этом случае для ограничения скорости выходного звена гидродвигателя в сливной магистрали устанавливают устройства (дроссели), ограничивающие скорость потока жидкости, возвращающейся в бак.

На рисунке 4.5 показана схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости. На схеме изображены регулируемый насос *1* с реверсом подачи; регулируемый гидромотор *2* с реверсом вращения; предохранительные гидроклапаны *3*, защищающие гидролинии от чрезмерно высоких давлений (каждая из них может оказаться напорной); система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса *4*, переливного клапана *5* и двух обратных клапанов *6*.

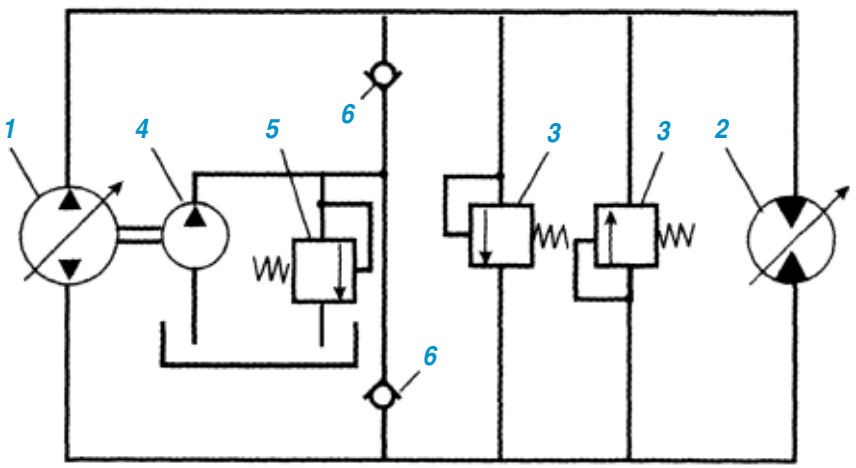


Рис. 4.5. Принципиальная схема гидропривода с замкнутой циркуляцией:
1 — насос; *2* — гидромотор; *3* — предохранительные гидроклапаны;
4 — насос подпитки; *5* — переливной клапан; *6* — обратный клапан

При вращении вала насоса *1*, жидкость из насоса *1* поступает на вход гидромотора *2*, а из него возвращается на вход насоса *1*. Частота вращения выходного вала гидромотора *2* независимо от нагрузки определяется частотой вращения вала насоса *1*.

При перегрузке жидкость идет через предохранительный клапан *3* в обход гидромотора *2*.

Система подпитки предохраняет гидролинии от чрезмерно низких давлений для исключения возможности возникновения кавитации на входе в насос *1*. Жидкость забирается из бака насосом подпитки *4* и подается через обратный клапан *6* в ту магистраль, давление в которой ниже давления открытия переливного клапана *5*.

Гидропривод с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости компактен, имеет небольшую массу и допускает большую частоту вращения ротора насоса без опасности возникновения кавитации, поскольку в такой системе во всасывающей линии давление всегда превышает атмосферное. Недостаток систем с замкнутой циркуляцией — плохие условия для охлаждения рабочей жидкости.

4.3. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из камеры. Под рабочей камерой объемной гидромашины понимается ограниченное пространство внутри машины, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся с местами входа и выхода рабочей жидкости.

В соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости или используют его, их разделяют на объемные насосы и гидродвигатели.

Объемным насосом называется объемная гидромашина, предназначенная для преобразования механической энергии, получаемой от какого-либо источника, в энергию потока рабочей жидкости (энергию давления, энергию положения или кинетическую энергию).

Объемным гидродвигателем называют объемную машину, предназначенную для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию движения выходного звена. Гидродвигатель с поступательным движением выходного звена называется гидроцилиндром, с вращательным движением — *гидромотором*, с поворотным движением (менее 360°) — поворотным гидродвигателем. В соответствии с этим различают гидроприводы с поступательным, вращательным и поворотным движением выходного звена.

Гидроаппаратурой называют устройства (клапаны, дроссели, распределители), предназначенные для изменения или поддержания заданного постоянного значения давления или расхода рабочей среды либо для изменения направления ее потока, а также для открытия и перекрытия отдельных гидролиний.

Кондиционеры рабочей жидкости служит для получения необходимых качественных показателей рабочей жидкости. К ним относятся фильтры, теплообменные аппараты.

Гидроемкости (гидробаки и гидроаккумуляторы) предназначены для хранения в них рабочей жидкости с целью использования ее в процессе работы гидропривода.

Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости от одного гидроустройства привода к другому или внутри устройства от одной полости к другой. Гидролинии выполняются либо в виде трубопровода, либо в виде каналов, полученных сверлением, литьем или штамповкой в корпусе устройства. В гидроприводе различают следующие типы гидролиний:

- всасывающая — это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к насосу;
- напорная — это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется от насоса или гидроаккумулятора к гидродвигателю;
- сливная — это гидролиния, по которой рабочая жидкость сливается в гидробак;
- управления — это гидролиния, по которой рабочая жидкость движется к устройствам управления и регулирования;
- дренажная — это гидролиния, предназначенная для отвода утечек рабочей жидкости от гидроагрегатов в бак.

4.4. ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

Регулирующая и направляющая аппаратура. Гидроаппаратура подразделяется на регулирующую и направляющую.

Регулирующая гидроаппаратура изменяет давление, расход и направление потока рабочей жидкости за счет частичного открытия рабочего проходного сечения.

Направляющая гидроаппаратура предназначена только для изменения направления потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения.

Рабочее проходное сечение гидроаппаратов изменяется при изменении положения запорно-регулирующего элемента, входящего в их конструкцию. В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты подразделяют на золотниковые, крановые, клапанные. По внешнему воздействию на запорно-регулирующий элемент: регулируемые, настраиваемые.

Регулируемым называется гидроаппарат, в котором величина открытия проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент могут быть изменены по сигналу извне во время работы гидросистемы.

Настраиваемым называется гидроаппарат, характеристики которого могут быть изменены только в условиях выключенной гидросистемы.

Гидродроссели. Гидроаппаратом неклапанного действия называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения не зависит от характеристик потока проходящей через него рабочей жидкости. Эти гидроаппараты иначе называют дросселями. **Дроссель** — это регулирующий гидроаппарат, предназначенный для получения заданной величины расхода при заданной величине перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Дроссель представляет собой местное гидравлическое сопротивление, которое также может использоваться для снижения давления в отводимом потоке рабочей жидкости при постоянном расходе. Важной особенностью дросселя является то, что проходное сечение в нем не изменяется под действием потока рабочей жидкости.

Применение дросселей в гидроприводах требует от них двух качеств:

1) возможность получения характеристики дросселя желаемого вида;

2) сохранение стабильности характеристики дросселя во время эксплуатации.

В качестве примера на рис. 4.6 приведена конструктивная схема линейного регулируемого гидродросселя, в котором дросселирующим каналом является винтовая линия прямоугольного сечения, выполненная по поверхности цилиндрического плунжера *1*, образующего пару с поверхностью гильзы *2*. Регулирование гидродросселя осуществляется изменением рабочей длины дросселирующего канала за счет вращения винтовой головки *3*. Линейным дроссель называют потому, что его характеристика работы может быть изображена прямой линией на графике. Основным недостатком линейных дросселей является зависимость их характеристики от температуры рабочей жидкости (от ее вязкости). Из-за этой температурной нестабильности характеристики

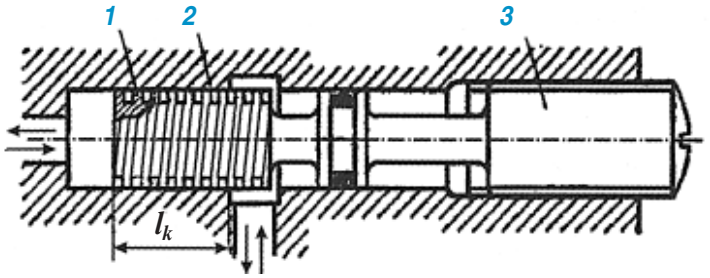


Рис. 4.6. Линейный регулируемый гидродроссель

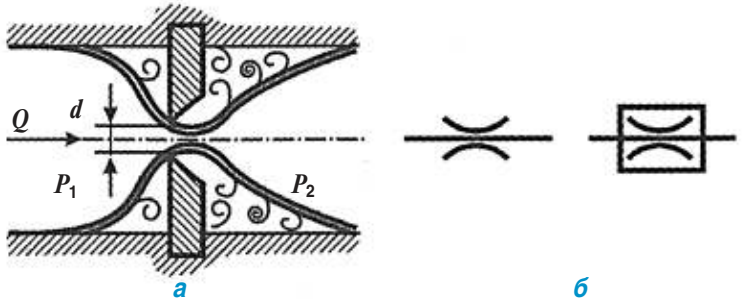


Рис. 4.7. Нерегулируемый квадратичный гидродроссель (жиклер): ***а*** — характер течения жидкости; ***б*** — варианты условных обозначений нерегулируемых гидродросселей

линейные дроссели в системах автоматического управления объемными гидроприводами практически не встречаются.

Другой тип дросселей называется квадратичным гидродросселем. Рабочие характеристики таких дросселей представляют собой кривую линию, называемую параболой, которая является графиком квадратичной функции.

Квадратичные дроссели, в отличие от линейных, имеют стабильную характеристику, не зависящую от температуры жидкости. В связи с этим квадратичные дроссели получили наибольшее распространение в гидроприводах и системах гидроавтоматики.

Простейшим квадратичным нерегулируемым (настраиваемым) гидродросселем является жиклер (рис. 4.7*а*), представляющий собой отверстие в тонкой пластинке.

Недостатком этого дросселя является то, что для получения на нем большого перепада давления при малых по величине расходах в гидродросселе следует иметь отверстие очень малой площади (диаметра). При этом, даже если удастся изготовить такое отверстие, то во время

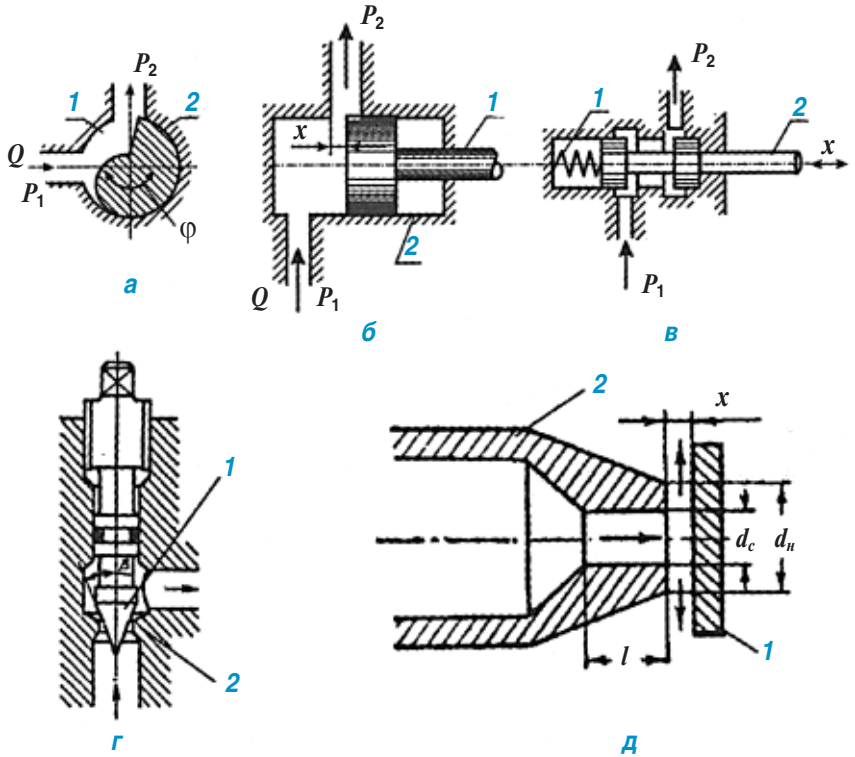


Рис. 4.8. Регулируемые квадратичные гидродроссели: ***а*** — крановый; ***б*** и ***в*** — золотниковые; ***г*** — клапанный, или игольчатый; ***д*** — «сопло — заслонка»

эксплуатации высока вероятность его засорения. Как следствие — изменение характеристики дросселя, т.е. надежность работы такого дросселя, будет низкой. В таких случаях применяются пакетные дроссели, состоящие из набора нескольких пластин с отверстиями.

Регулируемым называется дроссель, в котором площадь его проходного сечения можно изменять путем воздействия на его запорно-регулирующий элемент извне. К регулируемым относятся крановые, золотниковые, клапанные (игольчатые) дроссели, дроссель типа «сопло — заслонка» и др.

У кранового дросселя (рис. 4.8*а*) запорно-регулирующий элемент *2* (пробка) совершает поворотное движение в корпусе *1* вокруг оси нормальной плоскости рисунка, изменяя при этом площадь проходного сечения. Недостатком такой конструкции является увеличение

необходимого момента управления пробкой при значительном рабочем давлении питания. Поэтому крановые дроссели рекомендуется использовать в низконапорных гидросистемах.

У золотникового дросселя (рис. 4.8*б,в*) запорно-регулирующий элемент *1* (золотник) совершает осевое перемещение в корпусе *2*, изменяя при этом площадь проходного сечения дросселя за счет изменения величины *x*. Существенным недостатком золотникового дросселя, изображенного на рис. 4.8*б*, является зависимость усилия управления запорно-регулирующим элементом от рабочего давления питания.

Конструкция золотникового дросселя, приведенная на рис. 4.8*в*, лишена этого недостатка. Действительно, жидкость под давлением поступает между двумя поясками золотника, силы давления, возникающие при этом, действуют на золотник в осевом направлении и взаимно уравновешиваются. Усилие управления в этом случае должно преодолевать только силы трения между золотником и гильзой (корпусом), возникающие при перемещении золотника. Торцевые полости в корпусе такого дросселя, как правило, сообщаются с гидробаком дренажными гидролиниями.

В клапанном, или игольчатом, дросселе (рис. 4.8*г*) изменение площади проходного сечения происходит за счет перемещения запорно-регулирующего элемента (иглы) *1* относительно седла *2*, приближаясь или удаляясь от него. Недостатком этого дросселя является зависимость усилия, необходимого для управления его запорно-регулирующим элементом от рабочего давления питания.

В дросселе типа «сопло — заслонка» (рис.4.8*д*) запорно-регулирующий элемент *1* (плоская заслонка) перемещается вдоль оси сопла *2*, приближаясь или отдаляясь от него. Следствием этого является изменение расстояния *x* заслонки от торца сопла, а значит, изменение сопротивления потоку жидкости, вытекающему из сопла. Следует обратить, внимание на то, что в этом дросселе усилие, необходимое для управления заслонкой, пропорционально величине потерь давления на дросселе. Эта особенность может использоваться при проектировании систем автоматического управления объемным гидроприводом.

Регулирующие клапаны. Гидроклапаном (клапаном) называется гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия проходящего через него потока рабочей жидкости. По характеру воздействия на запорно-регулирующий элемент клапаны могут быть прямого и непрямого действия.

В гидроклапанах *прямого действия* величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент.

В клапанах *непрямого действия* поток сначала воздействует на вспомогательный запорно-регулирующий элемент, перемещение которого вызывает изменение положения основного запорно-регулирующего элемента.

Напорным гидроклапаном называется клапан давления, предназначенный для ограничения давления в подводимом потоке рабочей жидкости. К напорным клапанам относятся предохранительный и переливной клапаны.

Предохранительным клапаном называется напорный клапан, предназначенный для предохранения элементов гидросистемы от давления, превышающего допустимое. Предохранительные клапаны используются во всех объемных гидроприводах и устанавливаются, как правило, в непосредственной близости у насоса, а также в местах, где по условиям работы гидросистемы возможно возникновение опасных по величине давлений. Как правило, для предохранительного клапана характерен эпизодический режим работы. Основными требованиями, предъявляемыми к предохранительному клапану, являются:

- герметичность сопряжения седло-клапан в закрытом положении;
- стабильность давления срабатывания клапана (надежность).

С конструктивной точки зрения последнее требование означает, что в этом клапане необходимо исключить вероятность заклинивания его запорно-регулирующего элемента. Поэтому предохранительный клапан простейшей конструкции имеет либо шариковый (для малых расходов), либо конусный запорно-регулирующий элемент. На рисунке 4.9*а* в качестве примера приведена конструкция предохранительного клапана прямого действия. В данном случае используется конусный запорно-регулирующий элемент *2*, прижимающийся к седлу в корпусе *1* пружиной *3*. Условное обозначение клапана в схемах приведено на рис. 4.9*б*.

К существенному сокращению срока службы предохранительного клапана рассмотренной конструкции может привести и достаточно длительное его открытие по

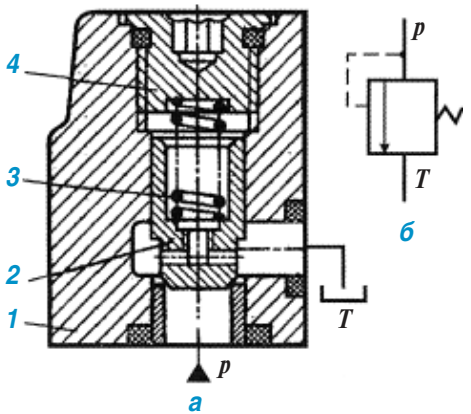


Рис. 4.9. Предохранительный клапан прямого действия: ***а*** — конструктивная схема; ***б*** — условное обозначение

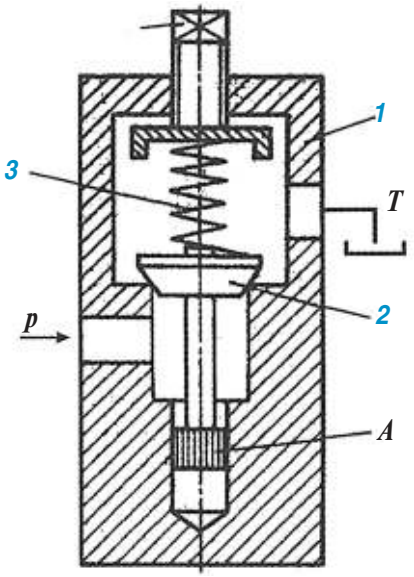


Рис. 4.10. Предохранительный клапан прямого действия с демпфирующим устройством

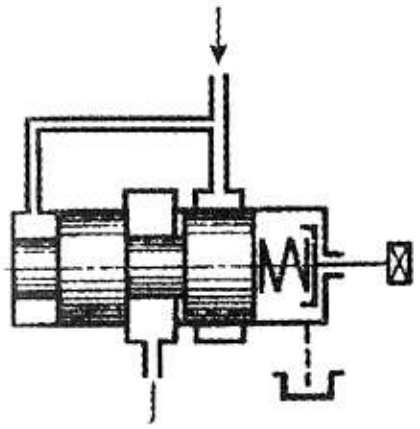


Рис. 4.11. Переливной клапан прямого действия с золотниковым запорно-регулирующим элементом

времени. Причина этого в том, что такая конструкция гидроклапана склонна к автоколебаниям запорно-регулирующего элемента из-за низкой его устойчивости. Поэтому значительные преимущества имеет конструкция предохранительного клапана прямого действия с демпфирующим устройством, схема которого приведена на рис. 4.10. Особенностью его конструкции является то, что конический запорно-регулирующий элемент *2* клапана имеет хвостовик, заканчивающийся цилиндрическим пояском, который перемещается в отверстии корпуса *1*. Сила предварительного поджатия пружины *3* может изменяться при помощи регулировочного винта *4*.

Переливной клапан — это напорный клапан, предназначенный для поддержания заданного давления на входе в клапан при непрерывном сливе части потока рабочей жидкости. Переливные клапаны работают постоянно в неустановившемся режиме, поэтому в них для исключения ударов запорно-регулирующего элемента о седло используются золотниковые запорно-регулирующие элементы.

Возможность использования в конструкции переливного клапана золотникового запорно-регулирующего элемента обусловлена

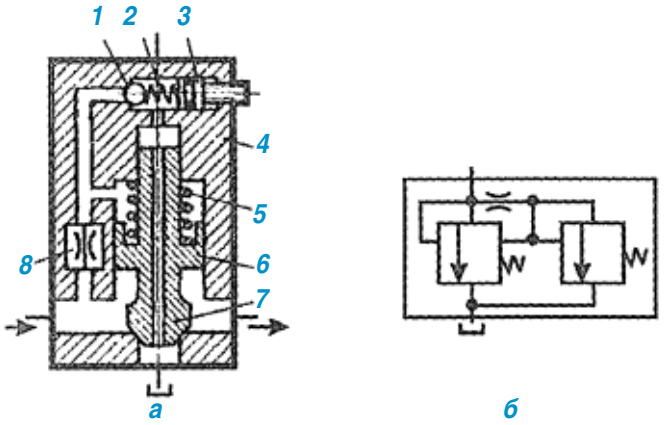


Рис. 4.12. Переливной клапан непрямого действия: *а* — конструктивная схема; *б* — условное обозначение

также и отсутствием жестких требований к их герметичности. На рисунке 4.11 приведена конструктивная схема переливного клапана прямого действия с золотниковым запорно-регулирующим элементом. Основным требованием, предъявляемым к переливному клапану, является поддержание заданного уровня контролируемого давления с заданной точностью в рабочем диапазоне изменения величины расхода жидкости, сливающейся через клапан. Наиболее совершенными по форме характеристики, небольшим габаритным размерам, герметичности, а также малой склонностью к автоколебаниям являются переливные клапаны непрямого действия.

На рисунке 4.12*а* приведена схема переливного клапана непрямого действия, который состоит из основного клапана, в состав которого входят запорно-регулирующий элемент *7* с поршнем *6* и пружина *5*, и вспомогательного клапана, состоящего из шарика *1*, пружины *2* и регулировочного винта *3*. Давление настройки (срабатывания) вспомогательного клапана регулируется за счет изменения предварительного поджатия пружины *2* винтом *3*.

Переливные клапаны используются в гидроприводах с дроссельным регулированием. Они подключаются к напорной линии на выходе насоса или устанавливаются в сливную магистраль последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных клапанов.

Редукционным (рис. 4.13) называется регулирующий клапан, предназначенный для поддержания в отводимом потоке постоянного давления меньшего, чем давление в подводимом потоке. Он чаще

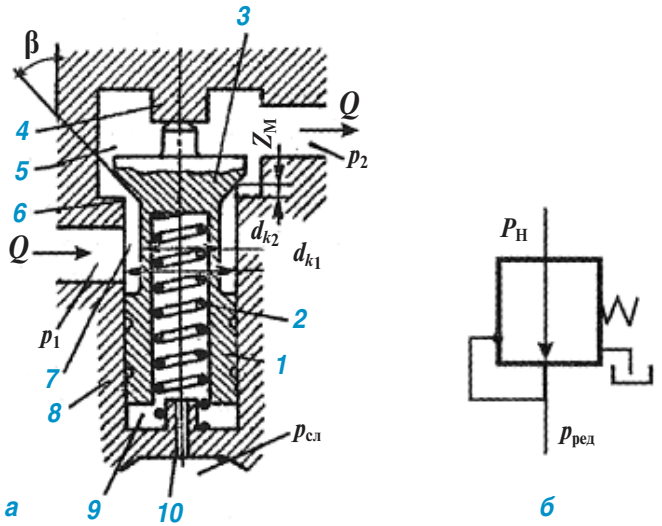


Рис. 4.13. Редукционный клапан: ***а*** — конструктивная схема клапана прямого действия; ***б*** — условное обозначение

всего применяется в гидросистемах, где от одного насоса работают несколько потребителей, требующие разные уровни давлений питания.

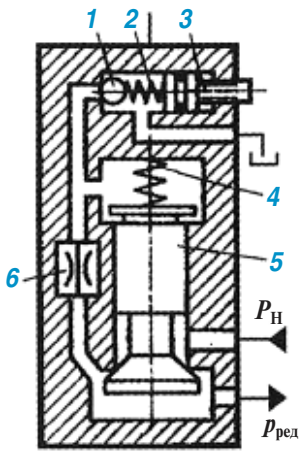


Рис. 4.14. Конструктивная схема редукционного клапана непрямого действия

Представленный на рис. 4.13*а* редукционный клапан прямого действия состоит из запорно-регулирующего элемента *3*, объединенного с уравновешивающим поршнем *1*, и пружины *2*, размещенных в гнезде корпуса *8*, образующего седло *6* клапана. Для демпфирования возможных колебаний заклапанная полость *9* соединена с областью слива дросселем *10*.

В отличие от напорных клапанов редукционный клапан нормально открыт, т.е. при выключенной гидросистеме запорно-регулирующий элемент клапана пружиной полностью открывается. Это обстоятельство отражено в условном обозначении редукционного клапана (рис. 4.13*б*) тем, что стрелка внутри квадрата соединяет входную и выходную магистрали.

Конструктивная схема редукционного клапана непрямого действия приведена на рис. 4.14. На основной клапан *5* действует пружина *4* малой жесткости с малым поджатием и управляется с помощью постоянного дросселя *6* и вспомогательного клапана, состоящего из запорно-регулирующего элемента *1*, пружины *2* и регулировочного винта *3*.

4.5. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ГИДРОКЛАПАНЫ

К направляющим клапанам относятся обратные клапаны, клапаны последовательности, реле давления и клапаны выдержки времени.

Обратный клапан — это направляющий клапан, предназначенный для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении. Устанавливаются в гидролиниях, требующих обеспечить движение жидкости в одном направлении.

На рисунке 4.15*а*, *б* показаны обратные клапаны с разными запорно-регулирующими элементами: соответственно, шариковым и конусным.

При движении жидкости в направлении через клапан запорно-регулирующий элемент жидкостью отжимается от седла, и поток проходит через клапан. При обратном движении жидкость прижимает запорно-регулирующий элемент клапана к седлу, и движение жидкости в этом направлении прекращается. Пружина, прижимающая клапан к седлу, является вспомогательной и служит лишь для надежной посадки клапана в седло в момент изменения направления движения потока. Поскольку наличие пружины приводит к увеличению перепада давления на клапане при прохождении потока в прямом направлении,

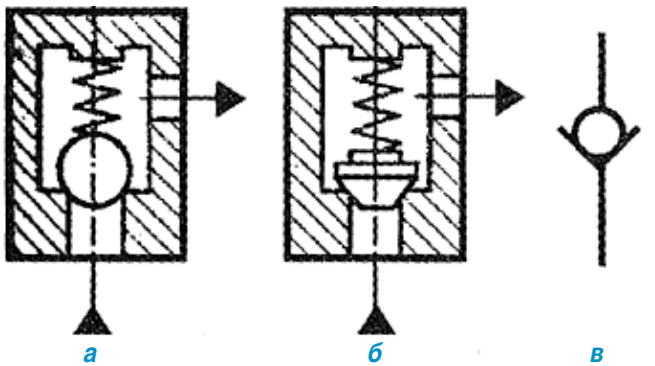


Рис. 4.15. Обратные клапаны: ***а*** — с шариковым запорным элементом; ***б*** — с конусным запорным элементом; ***в*** — условное обозначение

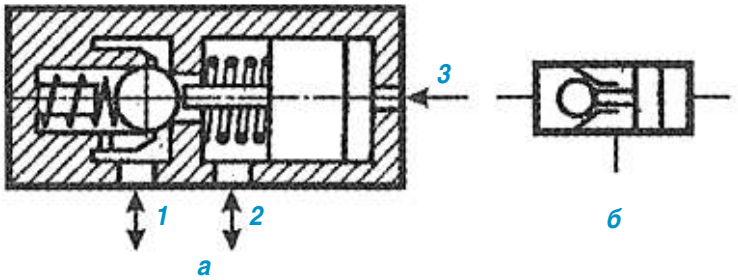


Рис. 4.16. Односторонний гидрозамок:
а — конструктивная схема; *б* — условное обозначение

а допустимая величина перепада давления на обратных клапанах составляет 0,01...0,03 МПа, то ее жесткость обычно выбирают минимальной.

Одной из разновидностей обратного клапана является управляемый обратный клапан, или гидрозамок — это направляющий клапан, предназначенный для пропускания потока жидкости в одном направлении при отсутствии управляющего воздействия и в обоих направлениях при наличии управляющего воздействия. Схема одностороннего гидрозамка приведена на рис. 4.16*а*. Он содержит элементы обратного клапана (седло и запорно-регулирующий элемент с пружиной), а также подпружиненный поршень с толкателем.

Если давление в гидролинии *3* отсутствует, то при движении жидкости от гидролинии *2* к гидролинии *1* запорно-регулирующий элемент клапана отжимается от седла, а поршень с толкателем перемещаются вправо. При обратном движении потока, от *2* к *1*, запорный элемент клапана прижимается к седлу, и движение жидкости прекращается. Если через гидролинию *3* в управляющую полость гидрозамка подать давление управления, то поршень с толкателем переместятся влево, толкатель отожмет запорно-регулирующий элемент от седла, и жидкость будет проходить через открытое рабочее окно независимо от направления ее движения.

4.6. ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

При эксплуатации гидросистем возникает необходимость изменения направления потока рабочей жидкости на отдельных ее участках с целью изменения направления движения исполнительных механизмов машины, требуется обеспечивать нужную последовательность включения в работу этих механизмов, производить разгрузку насоса и гидросистемы от давления и т.п. Эти и некоторые другие функции могут выполняться специальными гидроаппаратами — направляющими гидрораспределителями.

Гидравлическим распределителем называется гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Направляющим гидрораспределителем называется гидроаппарат, предназначенный для пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Гидрораспределители подразделяются на золотниковые (с цилиндрическим или плоским золотником), крановые и клапанные.

В *золотниковых* гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем осевого смещения запорно-регулирующего элемента. В *крановых* гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки крана, имеющей плоскую, цилиндрическую, коническую или сферическую форму.

В *клапанных* распределителях изменение направления потока рабочей жидкости осуществляется путем последовательного открытия и закрытия рабочих проходных сечений клапанами различной конструкции.

По количеству обслуживаемых гидролиний распределители бывают двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т.д.

По числу фиксированных или характерных позиций запорно-регулирующего элемента — двухпозиционные, трехпозиционные и т.д.

По виду управления на распределители — с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим и другими видами управления.

По числу запорно-регулирующих элементов — одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.

В условном обозначении гидрораспределителя указываются позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления (рис. 4.17). Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников).

Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый проход

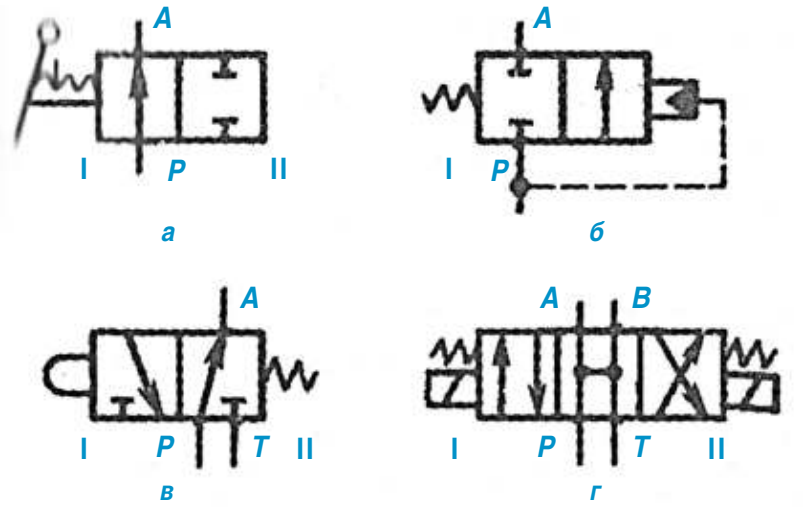


Рис. 4.17. Условные обозначения направляющих гидрораспределителей: ***а*** — двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (2/2) с ручным управлением; ***б*** — двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (2/2) с гидравлическим управлением; ***в*** — трехлинейный двухпозиционный гидрораспределитель (3/2) с управлением от кулачка; ***г*** — четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель (4/3) с управлением от электромагнитов

изображают тупиковой линией с поперечной черточкой. Внешние линии связи подводят только к исходной позиции. Виды управления распределителями указывают соответствующими знаками, примыкающими к торцам обозначения распределителя. Правило чтения условного графического обозначения гидрораспредетеля следующее: чтобы представить работу гидрораспределителя в некоторой рабочей позиции по условному обозначению, необходимо мысленно передвинуть соответствующий этой позиции квадрат обозначения на место квадрата исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинные направления потока рабочей жидкости укажут стрелки, имеющиеся в этом квадрате.

Кроме графических обозначений гидрораспределителей установлены также цифровые обозначения в виде дроби: в числителе указывают число подведенных к гидрораспределителю внешних гидролиний, в знаменателе — число его рабочих (характерных) позиций. Например, четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель обозначают дробью 4/3 (рис. 4.17*г*).

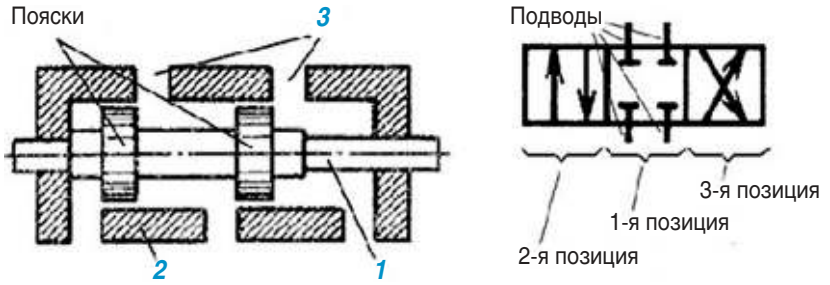


Рис. 4.18. Схема (***а***) и обозначение (***б***) гидрораспределителя

4.6.1. Золотниковые гидрораспределители

Запорно-регулирующим элементом золотниковых гидрораспределителей является цилиндрический золотник *1*, который в зависимости от числа каналов (подводов) *3* в корпусе *2* может иметь один, два пояска и более (рис. 4.18*а*). На схемах гидрораспределители обозначают в виде подвижного элемента, на котором указываются линии связи, проходы и элементы управления. Рабочую позицию подвижного элемента изображают квадратом (прямоугольником), число позиций соответствует числу квадратов (рис. 4.18*б*).

Рассмотрим принцип работы распределителя (см. рис. 4.19). В первой (исходной) позиции все линии А, В, Р и Т, подходящие к распределителю разобщены, т.е. перекрыты (рис. 4.19*а*). При смещении золотника влево распределитель переходит во вторую позицию, в которой попарно соединены линии Р и А, В и Т (рис. 4.19*б*). При смещении золотника вправо — в третью, где соединяются линии Р и В, А и Т (рис. 4.19*в*). Такой распределитель часто называют реверсивным, так как он используется для остановки и изменения направления движения исполнительных органов.

4.6.2. Крановые гидрораспределители

Крановые гидрораспределители применяются при небольших давлениях и расходах. Их запорно-регулирующие элементы выполняются в виде цилиндрического или конического крана. Чаще используют крановые распределители с коническим запорно-регулирующим элементом и ручным правлением. В крановых гидрораспределителях изменение направления потока рабочей жидкости достигается поворотом пробки, имеющей плоскую, цилиндрическую, сферическую или коническую форму.

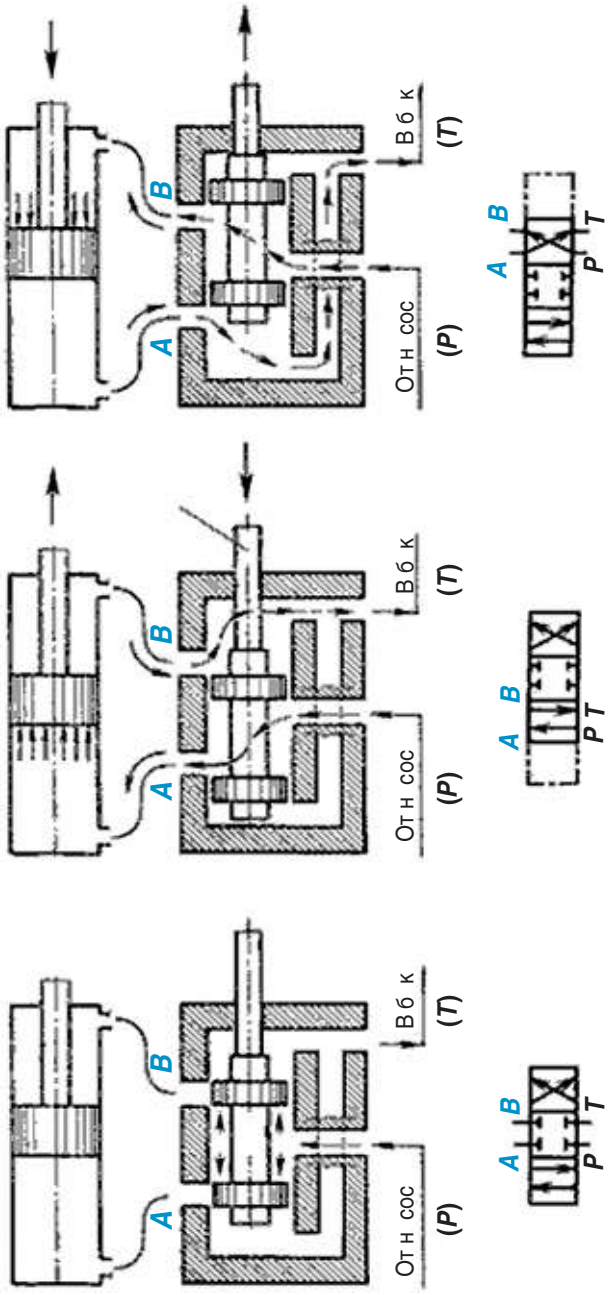


Рис. 4.19. Схема работы золотникового гидрораспределителя

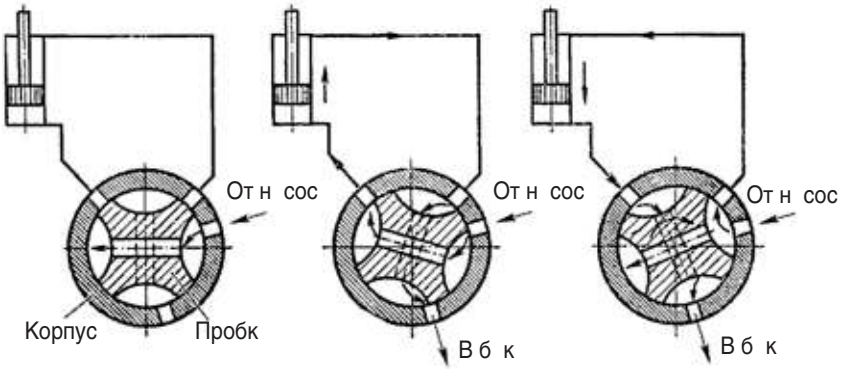


Рис. 4.20. Схемы включения в гидросистему пробкового крана

На рисунке 4.20 показана схема включения распространенного кранового распределителя в систему управления силовым цилиндром. Пробка крана имеет два перпендикулярных, но не пересекающихся отверстия. Она может занимать два угловых положения и больше.

4.6.3. Клапанные гидрораспределители

Клапанные гидрораспределители по конструкции запорно-регулирующего элемента делятся на шариковые и конические, а по способу переключения — на распределители с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением.

На рисунке 4.21*а* приведена конструкция клапанного гидрораспределителя 3/2 с гидравлическим управлением. В корпусе *1* распределителя размещены два конических клапана *2* и *4* и толкатель *3* с осевыми проточными каналами для прохода рабочей жидкости. Клапан 4 имеет уплотнительное кольцо *5*. Клапан *2* прижат к седлу корпуса *1* цилиндрической пружиной *6*. В корпусе *1* имеются: отверстия Р для соединения с напорной гидролинией, Т — для соединения со сливной гидролинией, А — для соединения с потребителем рабочей жидкости (например, с гидроцилиндром), торцевая полость Г и полость управления Х (далее отверстия и отходящие от них гидролинии и полости обозначаются одними и теми же буквами).

Гидрораспределитель работает следующим образом. В исходной позиции I (рис. 4.21*б*), когда отсутствует гидравлический сигнал управления в канале Х, гидролиния А соединена со сливной гидролинией Т, клапан 2 прижат к седлу не только пружиной 6, но и силой

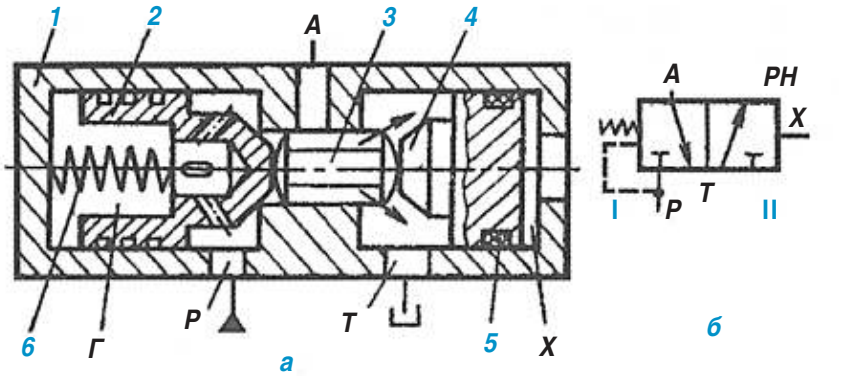


Рис. 4.21. Клапанный гидрораспределитель с гидравлическим управлением: *а* — конструктивная схема; *б* — условное обозначение

давления жидкости, находящейся в полости Г. В результате напорная линия Р перекрыта.

При наличии сигнала управления в виде давления в полость Х клапан *4* и толкатель *3* перемещаются под действием силы давления жидкости влево. При этом происходит переключение гидрораспределителя в другую рабочую позицию II, а именно клапан *4* садится на седло и отсекает сливную полость Т, а толкатель *3* принудительно открывает клапан *2*, соединяя напорную полость Р с гидролинией А. Рабочая жидкость поступает к потребителю.

Клапанные распределители применяются также в быстроразъемных соединениях трубопроводов и рукавов.

4.7. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

Пневматические приводы и механизмы, в основе работы которых положены способы передачи механической энергии посредством рабочей среды сжатого или разреженного воздуха, весьма широко распространены в современной технике. Преимуществами пневмоприводов являются быстродействие, пожаробезопасность, дешевизна самой рабочей среды, упрощение конструкций узлов и агрегатов привода, сравнительная легкость их эксплуатации и обслуживания, отсутствие возвратных линий, так как воздух, являющийся нетоксичным, может быть удален в атмосферу из любой точки системы; легкость накопления большого количества потенциальной энергии, позволяющей длительное время эффективно ее использовать даже при отказе источника

энергии; наличие неограниченного запаса воздуха в качестве рабочего тела. Также особенностью пневмоприводов является то, что пневматические приводы при равных габаритах с гидравлическими развивают меньшие усилия, что объясняется более высоким давлением жидкости в последних. Пневмоприводы применяют в тех случаях, когда требуется обеспечить движения рабочего органа при относительно небольших рабочих усилиях.

Основной недостаток пневмосистем управления заключается в меньшей скорости срабатывания по сравнению с гидравлическим приводом или электрическими системами.

4.7.1. Назначение пневматических приводов

Пневматические приводы служат для получения поступательного, вращательного или одновременно того и другого движения выходного звена. Пневмопривод представляет собой систему взаимосвязанных устройств, предназначенных для приведения в движение рабочих органов машин или рабочих звеньев механизмов с помощью энергии сжатого или разреженного газа. Физические свойства воздуха проявляются в виде давления на поверхность твердых звеньев устройства, т.е. пневматическое устройство представляет собой цилиндр с подвижным твердым звеном (поршнем, мембраной и др.). В зависимости от характера взаимодействия подвижного звена с газом различают три вида пневмоустройств: приводные, компрессионные и комбинированные. Приводным называют пневмоустройство, в котором энергия потока сжатого воздуха преобразуется в энергию движения выходного звена. В компрессионном устройстве механическая энергия перемещения твердого звена преобразуется в энергию сжатого воздуха (компрессор). В комбинированном устройстве осуществляется двойное преобразование энергии (например, пневмоаккумуляторы).

Пневмоустройства по функциональному назначению делятся на следующие группы: исполнительные, распределительные и управляющие.

Исполнительные устройства предназначены для преобразования энергии сжатого воздуха в энергию движения приводных устройств узлов и агрегатов мобильных машин.

Распределительные устройства предназначены для изменения направления потоков сжатого воздуха в линиях, соединяющих устройства в приводе.

Управляющие устройства предназначены для обеспечения заданной последовательности перемещения исполнительных устройств

в соответствии с требуемым законом их движения. Так, пневматический привод, применяемый на автотранспортных средствах, управляет тормозными системами — рабочей, запасной, стояночной и вспомогательной, а также используется для других потребителей.

Наиболее сложный и разветвленный пневматический привод, который кроме пневмоаккумуляторов энергии (ресиверов), соединительных магистралей и аппаратуры содержит до 100 элементов, выполняющих различные функции, применяется для управления тормозами большегрузных автомобильных поездов.

Пневмоприводом и источником энергии сжатого газа осуществляются следующие процессы и действия:

1) подготовка сжатого воздуха, состоящая в его отборе из окружающей атмосферы, очистке от загрязнений, его сжатии (передаче энергии давления), образовании его запасов в ресиверах и регулировании в них давления таким образом, чтобы запас своевременно и до нужного уровня пополнялся, но не был чрезмерным во избежание перегрузок;

2) распределение сжатого воздуха по контурам и их защита. Из соображений безопасности подвод сжатого газа специальными аппаратами разделяется на несколько автономных контуров — независимых частей пневматической системы, обычно имеющих запас сжатого воздуха. Связь контуров между собой обеспечивается таким образом, чтобы при отказе одного или нескольких контуров остальные, оставшиеся исправными, могли бы работать;

3) передача энергии от ее источника к исполнительным механизмам или посторонним потребителям сжатого воздуха, в процессе которой привод должен обеспечивать связь между пневмоаппаратами, отбор сжатого воздуха, ускорение его подачи и выпуска;

4) управление энергией в процессе передачи, например, усилием на штоке колесного тормозного механизма или другого исполнительного органа и его входным сигналом, например, усилием на тормозной педали;

5) контроль работоспособности тормозного привода и сигнализация о его состоянии. Постоянно контролируется давление в ресиверах основного контура и подается сигнал оператору.

Аппаратура пневматических приводов делится:

- на питающую и очистительную (включает компрессор, регулятор давления, воздушные баллоны, масловлагоотделитель, антифризный насос);
- потребители которые могут состоять из тормозных камер, пневмоцилиндров, шин колес, пневматического цилиндра рулевого управления, усилительного цилиндра гидравлического привода тормозов,

цилиндров управления дверями, стеклоочистителей, пневматических баллонов подвески и т.д.;
- обслуживающую аппаратуру. В ее состав входят тормозные краны автомобиля-тягача и прицепа, воздухораспределители, электропневматические клапаны управления дверями, клапаны регулирования давления в пневматической подвеске (регулятор положения кузова), клапан включения воздушного сигнала;
- контрольно-предохранительную аппаратуру — манометры, датчики аварийного давления, предохранительные и обратные клапаны;
- воздуховоды и соединительную арматуру.

4.7.2. Пневматические системы автомобилей

Наиболее широко пневмопривод применяется в автомобильной технике. По функциональному признаку пневматические системы автомобилей подразделяется:

1) на тормозную систему, которая состоит из тормозного крана, тормозных камер или цилиндров, стоп-сигнала, соединительной головки, разобщительного крана, воздухораспределителя прицепа и др.;

2) централизованную систему накачивания шин воздухом, включающую клапан-ограничитель падения давления, центральный кран управления, шинные краны;

3) систему управления дверями автобусов, состоящую из дверных цилиндров, крана водителя или электропневматических клапанов;

4) пневматическую подвеску, которая состоит из упругих пневматических баллонов, дополнительных воздушных резервуаров, регуляторов уровня пола, фильтров тонкой очистки;

5) систему воздушной сигнализации (тональный сигнал и ножной выключатель);

6) пневматический усилитель рулевого управления, который состоит из цилиндра усилителя, воздухораспределителя и следящего устройства;

7) усилитель выключения сцепления, состоящий из цилиндра усилителя и клапана включения усилителя.

Рассмотрим следующий пример построения пневмосистемы автомобиля. Для всех пневматических систем автомобилей (рис. 4.22) характерно наличие питающей аппаратуры и тормозной системы. Использование других вышеперечисленных систем не обязательно. Когда к тормозам предъявляют повышенные требования в отношении надежности, применяют раздельные тормозные системы передних и задних колес с независимым управлением.

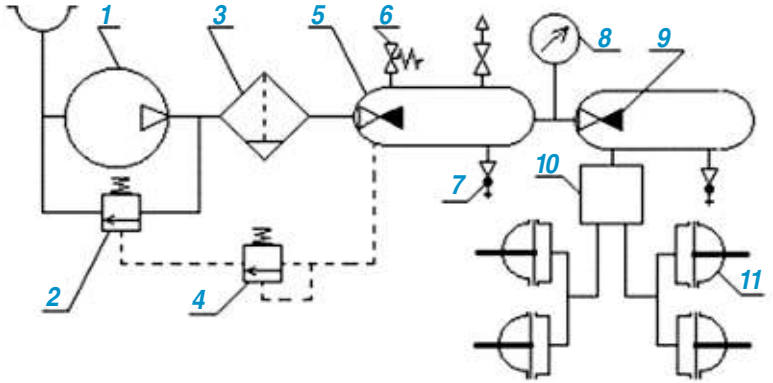


Рис. 4.22. Схема пневматической системы: *1* — компрессор; *2* — разгрузочное устройство; *3* — масловлагоотделитель; *4* — регулятор давления; *5* — воздушный баллон; *6* — предохранительный клапан; *7* — сливной кран; *8* — манометр; *9* — обратный клапан; *10* — кран тормозной; *11* — тормозные камеры

Источником сжатого воздуха, питающим все агрегаты пневматической системы, является компрессор. На грузовых автомобилях и автобусах применяют одноступенчатые двухцилиндровые компрессоры одностороннего действия. С целью экономии затрат энергии на привод компрессора предусмотрено отключение подачи воздуха в систему, когда давление в ней достигнет заданного уровня (7,0×7,3 кг/см^2). При этом давлении срабатывает регулятор давления, и открывает доступ сжатому воздуху в разгрузочное устройство.

Регулятор давления служит для автоматического поддержания необходимого давления воздуха в пневматической системе. Он ограничивает минимальный и максимальный пределы давления в пневмосистеме путем подачи сжатого воздуха в разгрузочное устройство компрессора или удаления из него, обеспечивая при этом включение или выключение подачи воздуха компрессором в систему.

Масловлагоотделитель (рис. 4.23) устанавливается перед рессиверами и предназначен для очистки сжатого воздуха, поступающего из компрессора от масла и влаги. Масло оказывает вредное действие на резиновые детали пневматической системы, а пары воды, конденсируясь в узлах системы, при отрицательных температурах замерзают, что приводит к нарушению работы основных элементов пневматической системы автомобиля.

В корпусе *1* установлен обратный клапан *2*, прижимаемый к гнезду пружиной *3*. Сверху корпус закрыт пробкой *4*. Для уплотнения кор-

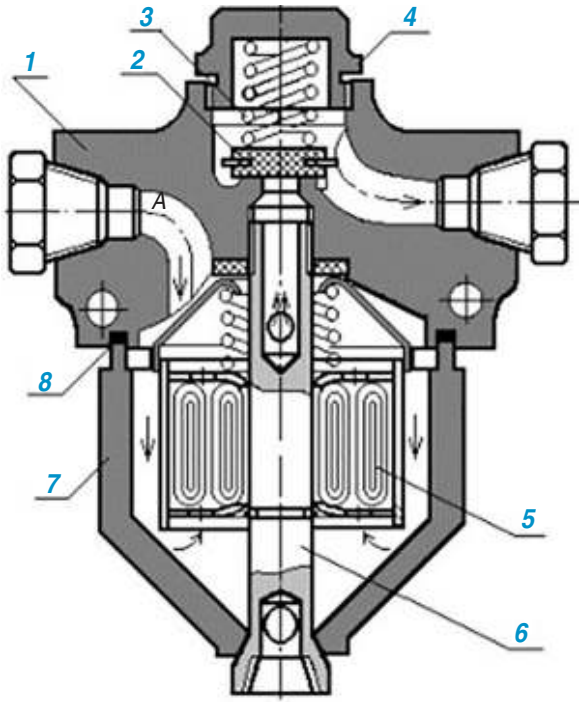


Рис. 4.23. Масловлагоотделитель: *1* — корпус; *2* — обратный клапан; *3* — пружина; *4* — пробка; *5* — латунная сетка; *6* — стяжной стержень; *7* — стакан; *8* — резиновое кольцо

пуса и стакана *7* установлено резиновое кольцо *8* (уплотнение происходит при затяжке конусного наконечника стяжного стержня *6*). Воздух из компрессора поступает в отверстие А, проходит через латунную сетку элемента *5*, отделяясь от масла и влаги, поступает в отверстие стержня и, отжимая обратный клапан, выходит в трубопровод, связанный с баллоном.

Оставшееся на сетке масло и влага стекают в стакан *7*. Для выпуска конденсата в нижней части стакана устанавливают сливной краник.

Для повышения надежности работы пневматической системы и исключения замерзания конденсата применяют антифризный насос, который устанавливают между масловлагоотделителем и регулятором давления. Он служит для подачи в пневматическую систему порции морозостойкой жидкости, которая находится в специальном бачке.

Предохранительный клапан предназначен для защиты пневматической системы от чрезмерного повышения давления воздуха в случае

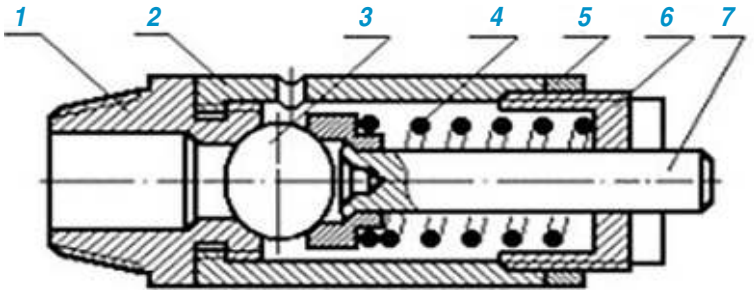


Рис. 4.24. Клапан предохранительный

неисправности автоматического регулятора давления (рис. 4.24). Он устанавливается на одном из воздушных баллонов.

В корпусе *2* клапана с одного конца ввернут штуцер *1* с гнездом для клапана *3*, а с другого — регулирующий винт *6*. Стальной шарик прижат к гнезду через составной шток *7* усилием пружины *4*. Пружина отрегулирована на предельное давление (9...9,5) кг/см^2, при котором воздух отжимает шарик от гнезда и выходит в атмосферу. Клапан регулируют винтом *6* и стопорят контргайкой *5*.

Обратные клапаны служат для предотвращения утечки воздуха в атмосферу из баллонов в случае повреждения части системы, подключенной к другим баллонам, или при резком падении давления в системе соединяющей компрессор с баллонами (рис. 4.25). Они устанавливаются на входе в воздушные баллоны.

Обратный клапан, представленный на рис. 4.25, состоит из корпуса *1*, трубки с отверстиями *2*, пластинчатого клапана *3* и пружины *4*. Этот клапан устанавливается внутри баллона. Возможность накопления в нем конденсата и примерзания клапана исключены, так как конденсат стекает в воздушный баллон.

Сливные краны предназначены для периодического слива конденсата из всех баллонов и масловлагоотделителя (рис. 4.26). Выпуск конденсата осуществляется наклоном клапана *3* с помощью кольца *5*. Пружина *2* прижимает клапан к седлу *4* в нормальном состоянии. С помощью штуцера 1 кран вворачивается в баллон.

Движущийся автомобиль обладает большим запасом кинетической энергии, которая при торможении должна преобразоваться в теплоту, выделяющуюся трущейся парой тормозного механизма: фрикционными накладками и тормозными барабанами или дисками. Для быстрого преобразования кинетической энергии в теплоту необходимо приложить к тормозным колодкам значительные усилия.

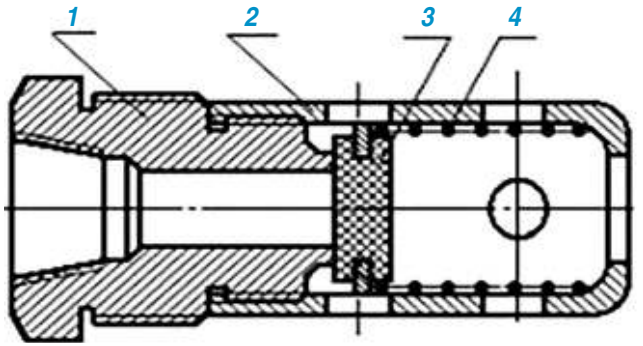


Рис. 4.25. Клапан обратный

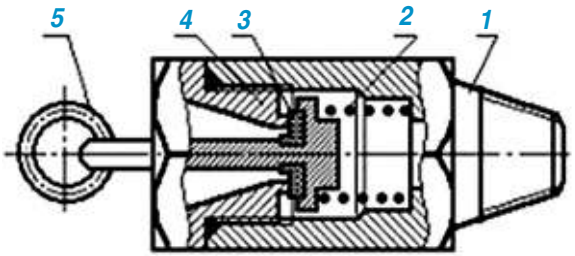


Рис. 4.26. Сливной кран

Для создания необходимых усилий на автомобилях средней и большой грузоподъемности устанавливают пневматические тормозные камеры или цилиндры, приводимые в действие энергией сжатого воздуха.

Управление тормозными камерами, т.е. подачу сжатого воздуха в них и выпуск его осуществляют тормозными кранами.

Совокупность тормозных камер, тормозных кранов, клапанов управления тормозами прицепа, воздухораспределителей прицепа, разобщительных кранов, соединительных головок, баллонов для хранения сжатого воздуха и трубопроводов, соединяющих эти элементы, образует пневматический привод тормозов.

Глава 5

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Гидродинамические передачи имеют в своем составе гидромуфту (гидравлическое сцепление) либо гидротрансформатор.

В гидродинамических агрегатах рабочий процесс осуществляется за счет кинетической энергии потока движущейся жидкости. Гидромуфта (рис. 5.1) представляет собой двухэлементную лопастную машину, включающую в себя центробежный насос (ведущее насосное колесо) и центростремительную турбину (ведомое турбинное колесо). Вал насоса соединен с коленчатым валом двигателя, а вал турбины — с механизмами трансмиссии, расположенными за гидромуфтой. Таким образом, при циркуляции рабочей жидкости между насосом и турбиной гидромуфта осуществляет передачу энергии от двигателя к трансмиссии.

Оба колеса агрегата размещены в корпусе, заполненном примерно на 4/5 своего объема турбинным маслом. Радиально расположенные лопасти выполняются обычно плоскими. При вращении насосного колеса кинетическая энергия жидкости, расположенной между его лопастями и движущейся под действием центробежной силы, передается турбинному колесу. Передача энергии может происходить только в том случае, если турбинное колесо вращается с меньшей скоростью, чем насосное. Таким образом, передача энергии в гидромуфте может иметь место только при относительном проскальзывании лопастных колес, когда между лопастями насосного и турбинного колес обеспе-

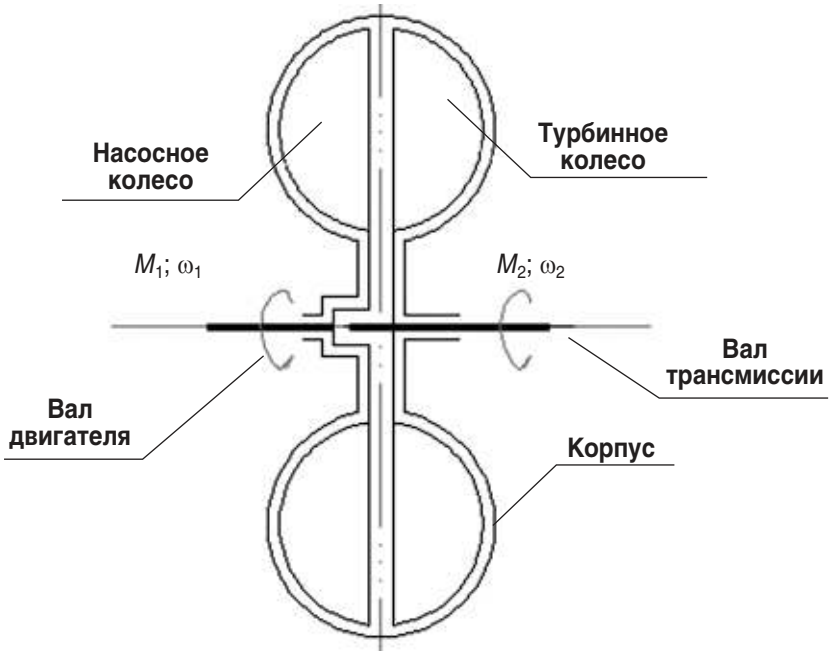


Рис. 5.1. Схема конструктивного устройства гидромуфты

чивается циркуляция жидкости. Разница угловых скоростей обуславливает то, что мощности на турбинном и насосном колесах не равны.

При установке на самоходной машине гидромуфта увеличивает плавность трогания с места, устойчивость движения в тяжелых дорожных условиях с малой скоростью при достаточно высокой угловой скорости коленчатого вала двигателя и большом крутящем моменте (за счет проскальзывания гидромуфты), при этом снижаются скачки нагрузки в трансмиссии.

Гидромуфты не получили широкого применения потому, что при их установке снижается топливная экономичность вследствие неизбежного проскальзывания, вызывающего потери мощности (1—3%), сопровождающиеся нагревом рабочей жидкости. К тому же гидромуфты обладают худшими эксплуатационными характеристиками, чем трехэлементные гидродинамические машины (гидротрансформаторы).

Простейший гидротрансформатор (рис. 5.2), состоящий из трех лопастных колес, представляет собой преобразователь, плавно изменяющий величину передаваемого крутящего момента в зависимости от нагрузки.

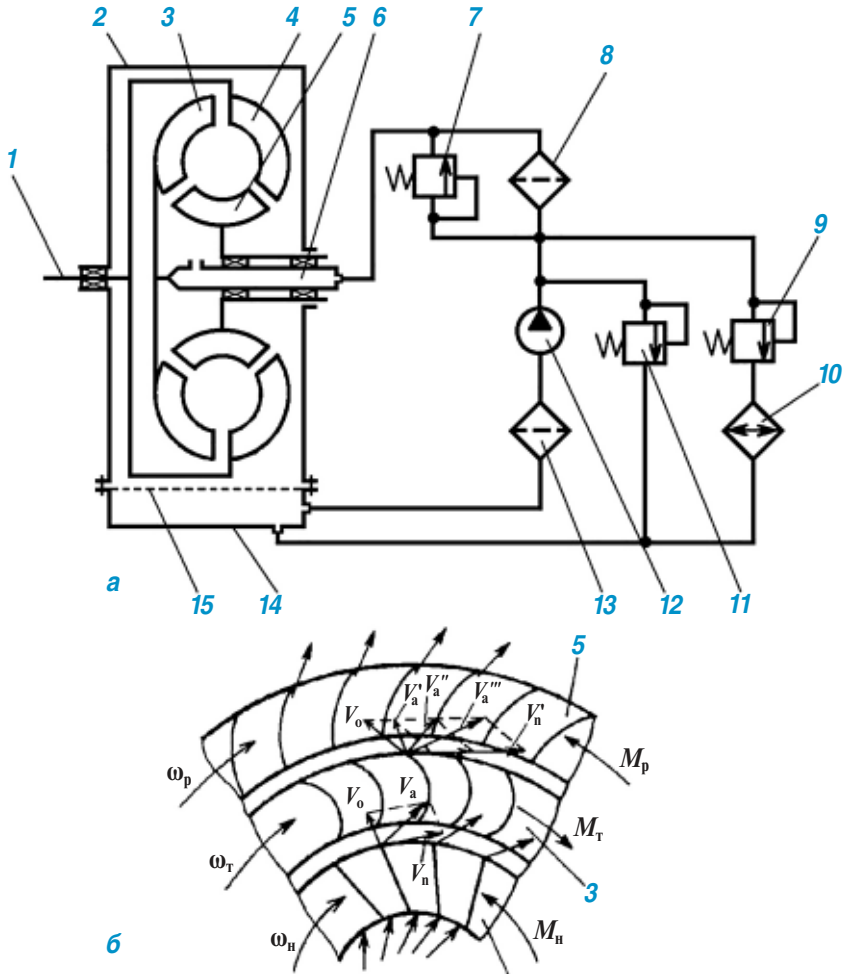


Рис. 5.2. Простейший гидротрансформатор: ***а*** — схема; ***б*** — развертка лопаток колес и изменение направления потока жидкости; ***1*** — входной вал; ***2*** — корпус; ***3*** — турбинное колесо; ***4*** — насосное колесо; ***5*** — реактор (реакторное колесо); ***6*** — выходной вал; ***7*** — перепускной клапан фильтра; ***8*** — фильтр; ***9*** — переливной клапан круга циркуляции; ***10*** – радиатор; ***11*** — предохранительный клапан насоса; ***12*** — насос подпитки; ***13*** — фильтр-заборник; ***14*** — поддон корпуса (масляная ванна); ***15*** — пеноразрушающая сетка; V_a, $V_п$ и V_o — соответственно абсолютная, переносная (окружная) и относительная скорости перемещения масла вдоль лопаток, м/с; $\omega_н$, $\omega_т$, и $\omega_р$ — соответственно угловые скорости вращения насосного, турбинного и реакторного колес, 1/с; $M_н$, $M_т$ и $M_р$ — соответственно крутящие моменты на насосном, турбинном и реакторном колесах, Нм

Работает простейший гидротрансформатор следующим образом. При вращении коленчатого вала масло, находящееся между лопатками насосного колеса *4*, под действием центробежных сил перемещается от внутренних краев лопаток к внешним. Ударяясь о лопатки турбинного колеса (турбины) *3*, масло отдает ей часть накопленной кинетической энергии, вследствие чего турбина начинает вращаться в том же направлении, что и насосное колесо. Из турбины масло поступает к лопаткам реактора *5*, изменяющим направление струй, а затем к внутренним краям лопаток насосного колеса *4*. Таким образом, масло циркулирует по замкнутому контуру «насос — турбина — реактор — насос».

Анализ развертки лопаток рабочих колес гидротрансформатора и изменения направления потока жидкости (рис. 5.2*б*) показывает, что поток масла выходит из насосного колеса *4* по направлению абсолютной скорости V_a, которая равна геометрической сумме переносной (окружной) скорости $V_п$ и относительной V_o перемещения масла вдоль лопаток. Поток масла, сходящий с лопаток насосного колеса *4*, воздействует на профилированную поверхность лопаток турбинного колеса *3* и передает часть энергии этому колесу. Направление абсолютной скорости потока жидкости V_a', сходящего с лопаток турбинного колеса, не остается постоянным и зависит от частоты вращения турбинного колеса. С лопаток турбины масло поступает на лопатки реакторного колеса *5*. Способность гидротрансформатора преобразовывать момент объясняется на основании закона равенства моментов количества движения — главный момент количества движения системы равен сумме моментов насосного колеса и реактора, минус момент турбинного колеса.

Для функционирования гидротрансформатора необходимо заполнить его жидкостью, что обеспечивается системой подпитки (рис. 5.2*а*). Рассмотрим ее конструкцию и работу на примере агрегата ЛГ-400-35 трактора ДТ-175С. Рабочая жидкость (масло) забирается из поддона *14* через фильтр-заборник *13* насосом подпитки *12*, приводимым во вращение от входного вала *1*. Максимальное давление в системе подпитки ограничивается предохранительным клапаном *11*. Дополнительная очистка масла, поступающего в гидротрансформатор, осуществляется фильтром *8*. При его засорении и понижении пропускной способности открывается включенный параллельно с фильтром перепускной клапан *7*, обеспечивая поступление необходимого количества масла в гидротрансформатор, однако без его очистки. Переливной клапан круга циркуляции *9* поддерживает необходимое давление масла во внутренних полостях гидротрансформатора, заполнение которых

осуществляется через канал в выходном валу *6*. После достижения необходимого давления подпитки открывается переливной клапан *9* и часть масла через радиатор *10* возвращается в поддон *14*. Циркуляция масла по этому контуру снижает тепловую напряженность агрегата. Из внутренних полостей гидротрансформатора масло через зазоры поступает в корпус агрегата *2* и сливается в поддон, снабженный пеноразрушающей сеткой *15*.

Основными параметрами, по которым оценивают гидротрансформатор, являются передаточное отношение (отношение частоты вращения турбинного колеса к частоте вращения насосного колеса), коэффициент трансформации (отношение моментов развиваемых на турбинном и насосном колесах), КПД, коэффициент прозрачности. КПД определяет экономичность работы гидротрансформатора. Коэффициент прозрачности П характеризует свойство трансформатора нагружать двигатель. Непрозрачный гидротрансформатор (П = 1) не изменяет нагрузочный режим двигателя , но сложен по конструкции и имеет невысокий КПД. Наиболее распространенные гидротрансформаторы с прямой прозрачностью (П > 1) увеличивают нагрузку на двигатель при увеличении загрузки турбины. Обычно применяются агрегаты с П = 1,2...2,5. В ряде случаев это позволяет использовать приспосабливаемость двигателя для преодоления повышенного сопротивления движению.

Гидротрансформатор на рабочем режиме обеспечивает не только лучшие тягово-скоростные качества, но и топливную экономичность. В рабочем диапазоне гидротрансформатора его максимальный КПД составляет 0.85...0,92, на режиме гидромуфты он достигает 0,97.

К достоинствам гидротрансформатора следует отнести:

1) способность автоматически изменять передаточное отношение при изменении сопротивления движению, что облегчает управление и повышает средние скорости движения;

2) способность гасить крутильные колебания в трансмиссии и снижать возможность передачи ударных нагрузок; повышение проходимости в тяжелых дорожных условиях;

3) малые габариты и масса.

Однако некоторые недостатки, присущие гидротрансформатору, не позволяют пока применять его достаточно широко. К ним относятся:

- сравнительно более низкий, чем у ступенчатых коробок передач, КПД, причем высокие значения КПД гидротрансформатора лежат в узких пределах, что приводит к снижению топливно-экономических свойств машины в некоторых условиях;
- невозможность автономного использования гидротрансформатора из-за сравнительно малого диапазона и сложности реверсирования, вследствие чего гидротрансформатор всегда применяется совместно со ступенчатой коробкой передач;
- гидротрансформаторы (как и гидромуфты) не обеспечивают необходимой быстроты и чистоты кинематического разъединения ведущих и ведомых частей, вследствие чего при работе с коробкой передач, в которой переключение осуществляется с разрывам потока мощности, между двигателем и гидротрансформатором устанавливается фрикционное сцепление;
- сложность конструкции, а следовательно, и более высокая стоимость.

Глава 6

ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

6.1. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Предмет теплотехники и его значение. ***Теплотехника*** — это наука, изучающая теорию и технические средства превращения энергии природных источников в тепловую, механическую и электрическую энергии, а также теорию и средства использования теплоты для технологических нужд.

Изучаемый курс состоит из следующих разделов:

1) техническая термодинамика, основы понятия и законы;

2) тепломассообмен (основные понятия и определения, механизмы передачи теплоты);

3) применение теплоты в сельском хозяйстве (отопление, вентиляция, сушка, кондиционирование).

Техническая термодинамика. ***Термодинамика*** — это наука о превращениях различных видов энергии друг в друга.

В настоящее время термодинамика может быть разделена на три части.

1. Общая термодинамика, или физическая, изучающая процессы превращения энергии в твердых, жидких и газообразных телах, излучение различных тел, магнитные и электрические явления, а также устанавливающую математические зависимости между термодинамическими величинами;

2. Химическая термодинамика, которая на основе законов общей термодинамики изучает химические, тепловые, физико-химические процессы, равновесие внешних условий;

3. Техническая термодинамика, рассматривающая закономерности взаимного превращения теплоты в работу. Она устанавливает взаимосвязь между тепловыми, механическими и химическими процессами, которые совершаются в тепловых и холодильных машинах, изучает процессы, происходящие в газах и парах, а также свойства этих тел при различных физических условиях.

В основу термодинамики положены два закона или, как иначе говорят, начала.

Первый закон термодинамики характеризует количественную сторону процессов превращения энергии, а *второй закон* устанавливает условия протекания и направленность процессов, происходящих в физических системах.

Основные понятия и определения термодинамики.

1. Термодинамической системой называют совокупность материальных тел, которые находятся в тепловом и механическом взаимодействии и заключенные в определенные границы.

Границы могут быть подвижными и неподвижными, однако масса вещества внутри границ должна быть постоянной.

Например, при такте сжатия в цилиндре ДВС при закрытом впускном и выпускном клапанах уменьшается объем воздуха или горючей смеси, однако количество этих веществ остается величиной постоянной.

2. Параметр — это любая наблюдаемая числовая характеристика системы.

3. Процессом называется переход системы из одного состояния в другое.

4. Круговой процесс, у которого начальное и конечное состояние тождественны, называется циклом.

5. Теплообменом называется передача энергии в результате обмена хаотическим, ненаправленным движением микрочастиц, а количество передаваемой при этом энергии называется количеством теплоты или теплотой.

Подведенная теплота считается положительной, а отведенная — отрицательной.

6. Передача энергии в результате упорядоченного направленного движения всего тела (системы) или его части в пространстве называется *работой*.

Затраченная телом (системой) работа считается положительной, а совершенная над телом работа — отрицательной.

7. Рабочее тело — это система-посредник, с помощью которой тепло превращается в работу.

В качестве рабочих тел для такого превращения чаще всего используют газы и пар. Применение пара или газа объясняется высоким коэффициентом расширения.

8. Идеальным называется газ, у которого отсутствуют силы взаимодействия между молекулами, а сами молекулы представляют собой материальные точки.

Основными параметрами идеального газа принято считать удельный объем, абсолютное давление и абсолютную температуру.

Удельный объем v — это объем единицы массы вещества ($м^3/кг$).

Давление P — это сила, действующая по нормали к поверхности тела и отнесенная к единице площади этой поверхности ($Па = Н/м^2$).

Температура T — величина, характеризующая тепловое состояние тела или степень нагретости тела. Температура в системе СИ измеряется в градусах Кельвина (К). Для перевода из градусов Цельсия необходимо воспользоваться формулой:

$$T = t + 273, \qquad (6.1)$$

где t — температура в градусах Цельсия, °С.

Если взять определенное количество газа, эти три параметра однозначно зададут его состояние. Эти три параметры связаны между собой, связь между ними описывает уравнение состояния идеального газа, или уравнение Менделеева — Клапейрона. Для 1 кг газа оно выглядит следующим образом:

$$Pv = RT, \qquad (6.2)$$

где R — газовая постоянная, Дж/(кг × К).

Для произвольного количества газа с массой m, кг, уравнение примет вид:

$$PV = mRT. \qquad (6.3)$$

Основные газовые законы. С помощью уравнения состояния идеального газа можно исследовать процессы, в которых масса газа и один из трех параметров — давление, объем или температура — остаются неизменными. Процессы, протекающие при неизменном значении одного из параметров, называют *изопроцессами*.

В действительности ни один процесс не может протекать при строго фиксированном значении какого-либо параметра. Всегда имеются те или иные воздействия, нарушающие постоянство температуры, давления или объема. Лишь в лабораторных условиях удается поддерживать постоянство того или иного параметра с высокой точностью, но в действующих технических устройствах и в природе это практически неосуществимо. Изопроцесс — это идеализированная модель реального процесса, которая только приближенно отражает действительность.

Изотермический процесс (греч. *isos* — равный, одинаковый и *therme* — теплота) — процесс изменения состояния системы макроскопических тел (термодинамической системы) при постоянной температуре ($T = \text{const}$).

Для поддержания температуры газа постоянной необходимо, чтобы он мог обмениваться теплотой с большой системой — термостатом. Иначе при сжатии или расширении температура газа будет меняться. Термостатом может служить атмосферный воздух, если температура его заметно не меняется на протяжении всего процесса.

Этот закон был исследован английским ученым Р. Бойлем (1627—1691) и несколько позже французским ученым Э. Мариоттом (1620—1684) на основе эксперимента. Поэтому он носит название закона Бойля — Мариотта.

Закон Бойля — Мариотта: при постоянной температуре объем, занимаемый идеальным газом, изменяется обратно пропорционально его давлению.

Обозначим величины, характеризующие начальное состояние с индексом «1», конечное состояние — с индексом «2». Тогда этот закон можно записать следующим образом:

$$P_1V_1 = P_2V_2 = PV = \text{const}. \qquad (6.4)$$

Закон Бойля — Мариотта справедлив обычно для любых газов, а также и для их смесей, например для воздуха. Лишь при давлениях, в несколько сотен раз больших атмосферного, отклонения от этого закона становятся существенными.

Изобразим изотермический процесс на графике в PV-координатах (рис. 6.1).

Кривая, изображающая зависимость давления газа от объема при постоянной температуре, называется *изотермой*. Различным постоянным температурам соответствуют различные изотермы. При повышении температуры газа давление, согласно уравнению состояния (6.3), увеличивается, если $V = \text{const}$. Поэтому изотерма, соответствующая более высокой температуре T_2, лежит выше изотермы, соответствующей более низкой температуре T_1 (рис. 6.1).

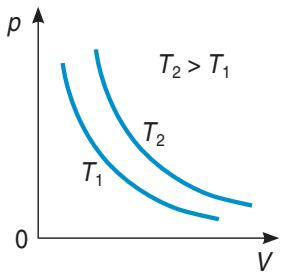


Рис. 6.1. Изотермический процесс в PV-координатах

Для того чтобы процесс происходил при постоянной температуре, сжатие или расширение газа должно происходить очень медленно. Дело в том, что, например, при сжатии газ нагревается, так как при движении поршня в сосуде скорость и соответственно кинетическая энергия молекул после ударов о поршень увеличиваются, а следовательно, увеличивается и температура газа. Именно поэтому для реализации изотермического процесса надо после небольшого смещения поршня подождать, когда температура газа в сосуде опять станет равной температуре окружающего воздуха.

Кроме этого, при быстром сжатии давление под поршнем сразу становится больше, чем во всем сосуде. Если значения давления и температуры в различных точках объема разные, то в этом случае газ находится в неравновесном состоянии, и мы не можем назвать значения температуры и давления, определяющие в данный момент состояние системы. Если систему предоставить самой себе, то температура и давление постепенно выравниваются, система приходит в равновесное состояние.

Изобарный процесс (с греч. *isos* — равный, одинаковый и *baros* — вес, тяжесть) — процесс изменения состояния термодинамической системы при постоянном давлении.

Этот закон был установлен экспериментально в 1802 г. французским ученым Ж. Гей-Люссаком (1778—1850) и носит название закона Гей-Люссака.

Закон Гей-Люссака: при постоянном давлении удельные объемы одного и того же количества идеального газа изменяется прямо пропорционально абсолютным температурам.

Математическое выражение этого закона выглядит следующим образом:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \frac{V}{T} = \text{const}. \qquad (6.5)$$

Изобразим изобарный процесс на графике в VT-координатах (рис. 6.2).

Прямую, изображающую зависимость объема газа от температуры при постоянном давлении, называют **изобарой**. Разным давлениям соответствуют разные изобары (см. рис. 6.2). С ростом давления объем газа при постоянной температуре, согласно закону Бойля — Мариотта, уменьшается. Поэтому изобара, соответствующая более высокому давлению p_2, лежит ниже изобары, соответствующей более низкому давлению p_1.

В области низких температур все изобары идеального газа сходятся в точке $T = 0$. Но это не означает, что объем реального газа обращается

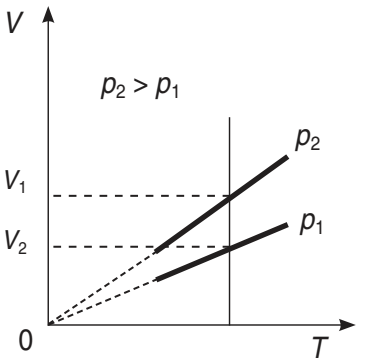


Рис. 6.2. Изобарный процесс в *VT*-координатах

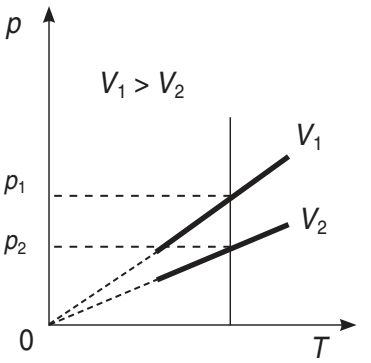


Рис. 6.3. Изохорный процесс в *PT*-координатах

в нуль. Все газы при сильном охлаждении превращаются в жидкости, а к жидкостям уравнение состояния идеального газа (6.3) неприменимо. Именно поэтому, начиная с некоторого значения температуры, зависимость объема от температуры проводится на графике штриховой линией. В действительности таких значений температуры и давления у вещества в газообразном состоянии быть не может.

Изохорный процесс (греч. *isos* — равный, одинаковый и *chora* — место, пространство, занимаемое чем-нибудь) — процесс изменения состояния термодинамической системы при постоянном объеме.

Этот газовый закон был установлен в 1787 г. французским физиком Ж. Шарлем (1746—1823) и носит название закона Шарля.

Закон Шарля: при постоянном объеме отношение абсолютного давления к его абсолютной температуре есть величина постоянная. Уравнение это закона имеет вид:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P}{T} = \text{const}. \qquad (6.6)$$

Изобразим изобарный процесс на графике в PT-координатах (рис. 6.3).

Прямую, изображающую зависимость давления газа от температуры при постоянном объеме, называют изохорой. Разным объемам соответствуют разные изохоры. Также проведем на рисунке произвольную изотерму (см. рис. 6.3). С ростом объема газа при постоянной температуре давление его, согласно закону Бойля — Мариотта, падает. Поэтому изохора, соответствующая большему объему V_2, лежит ниже изохоры, соответствующей меньшему объему V_1.

Все изохоры идеального газа начинаются в точке $T = 0$. Значит, давление идеального газа при абсолютном нуле ($T = 0$ K) равно нулю.

Увеличение давления газа в любом сосуде или в электрической лампочке при нагревании можно считать изохорным процессом. Изохорный процесс используется в газовых термометрах постоянного объема.

Закон Авогадро. В виде гипотезы этот закон был сформулирован в 1811 г. Амедео Авогадро, профессором физики в Турине. Гипотеза была подтверждена многочисленными экспериментальными исследованиями и поэтому стала называться законом Авогадро, став впоследствии количественной основой современной химии (стехиометрии). Формулируется закон следующим образом: в равных объемах при одинаковых давлениях и температурах содержится одинаковое число молекул.

Закон Авогадро точно выполняется для идеального газа, а для реальных газов он является тем более точным, чем газ более разреженный.

Первое следствие из закона Авогадро: один моль (одинаковое количество молей) любого газа при одинаковых (изобарных и изотермических) условиях занимает одинаковый объем.

Согласно закону Авогадро одно и то же количество молекул любого газа занимает при одинаковых условиях один и тот же объем. С другой стороны, 1 моль любого вещества содержит одинаковое количество частиц. Отсюда следует, что при определенных температуре и давлении 1 моль любого вещества в газообразном состоянии занимает один и тот же объем.

В частности, при нормальных условиях, т.е. при температуре 0 °С (273,15 К) и давлении 101,325 кПа, объем 1 моля газа равен 22,4 л. Эту физическую константу называют *стандартным молярным объемом идеального газа* и обозначают V_m. Найти молярный объем при других температуре и давлении можно с помощью уравнения (6.7):

$$V_m = \frac{\mu RT}{P}, \qquad (6.7)$$

где $\mu R \approx 8{,}314$ Дж/(моль × К) — универсальная газовая постоянная.

Второе следствие из закона Авогадро: молярная масса первого газа равна произведению молярной массы второго газа на относительную плотность первого газа ко второму.

Это положение имело важное значение для развития химии, так как оно дает возможность определять молекулярную массу веществ, способных переходить в газообразное или парообразное состояние. Если через μ обозначить молекулярную массу вещества и через ρ' — его относительную плотность в газообразном состоянии, то отношение μ/ρ' должно быть постоянным для всех веществ.

Опыт показал, что для всех изученных веществ, переходящих в газообразное состояние без разложения, эта постоянная равна 28,9 а.е.м. (атомных единицы массы), если при определении относительную плотность исходить из плотности воздуха, но эта постоянная будет равняться 2 а.е.м., если принять за единицу плотность водорода.

Газовые смеси. Под ***газовой смесью*** понимается механическая смесь различных газов при условии отсутствия в них химических реакций, т.е. химически между собой не взаимодействующих.

Каждый компонент, входящий в состав смеси, ведет себя независимо от других газов, занимает полный объем смеси, имеет одинаковую со смесью температуру и подчиняется основному уравнению состояния идеального газа и его следствиям.

Закон Дальтона: сумма парциальных давлений всех газов смеси равна давлению смеси.

Парциальным давлением газа в смеси называется давление, которое будет иметь объем смеси, имея ее температуру.

Математически этот закон записывается следующим образом:

$$P_1 + P_2 + P_3 + \ldots + P_n = P, \qquad (6.8)$$

где P_1, P_2, ... P_n — парциальные давления каждого газа в смеси,
P — давление смеси.

Этот закон строго выполняется для идеальных газов. Для реальных газов закон достаточно точно соблюдается при очень малых давлениях, когда среднее расстояние между молекулами значительно больше их собственных размеров, и взаимодействие молекул друг с другом практически отсутствует. При обычных невысоких давлениях он соблюдается приближенно, а при высоких давлениях наблюдается большое отклонение от этого закона.

Закон Амага: сумма парциальных объемов всех газов в смеси равна объему всей смеси.

Парциальным объемом газа в смеси называется объем, который имел бы каждый газ, имея температуру смеси и находясь под ее давлением.

Математически этот закон записывается следующим образом:

$$v_1 + v_2 + \ldots + v_n = v, \qquad (6.9)$$

где v_1, v_2, ... v_n — парциальные удельные объемы каждого газа в смеси,
v — удельный объем смеси.

Этот закон, как и закон Дальтона, точно описывает свойства идеальных газов. Для реальных газов он выполняется при невысоких давлениях.

Способы задания газовых смесей. Газовая смесь может быть задана массовыми, объемными и мольными долями.

Если обозначить через m_1, m_2, m_3, ... m_n массы газов, образующих смесь, то массу всей смеси можно определить из уравнения:

$$m_1 + m_2 + m_3 + ... + m_n = m. \quad (6.10)$$

Слагаемые этого выражения называют массовыми долями составляющих смесь газов и обозначают через g:

$$g_1 = \frac{m_1}{m}; g_2 = \frac{m_2}{m}; g_3 = \frac{m_3}{m}; g_n = \frac{m_n}{m}.$$

Массовая доля — это отношение массы любого газа, входящего в состав смеси, к массе всей смеси:

$$g_i = \frac{m_i}{m}. \quad (6.11)$$

Тогда:

$$g_1 + g_2 + g_3 + ... + g_n = \sum_1^n g_i = 1. \quad (6.12)$$

Сумма массовых долей, входящих в состав смеси газов, равна единице.

Частные от деления парциальных объемов газов, входящих в состав смеси, на объем всей смеси называют объемными долями и соответственно выражают через r:

$$r_1 = \frac{v_1}{v}; r_2 = \frac{v_2}{v}; r_3 = \frac{v_3}{v}; r_n = \frac{v_n}{v}.$$

Объемная доля — это отношение объема любого газа, входящего в состав смеси, к объему всей смеси:

$$r_i = \frac{v_i}{v}. \quad (6.13)$$

Таким образом:

$$r_1 + r_2 + r_3 + ... + r_n = \sum_1^n r_i = 1. \quad (6.14)$$

Сумма объемных долей газов, составляющих газовую смесь, равна единице.

Задание смеси мольными долями равнозначно заданию ее объемными долями.

Мольной долей любого газа в смеси называется отношение количества молей этого газа к количеству молей всех газов в смеси:

$$\overline{m}_i = \frac{M_i}{M}; \overline{m}_i = r_i. \quad (6.15)$$

Часто на практике химический состав смеси задается не долями каждого компонента, а его процентами. Например, приближенно принимается, что сухой воздух состоит из 79 объемных процентов азота N_2 и 21-го объемного процента кислорода O_2. Процент каждого компонента в смеси вычисляется путем умножения его доли на 100.

Для решения ряда практических задач удобно пользоваться понятием о кажущейся молекулярной массе газовой смеси, которая определяется как отношение массы смеси к количеству молекул всех газов в смеси:

$$\mu = \frac{m}{M} \Rightarrow m = \mu \times M. \quad (6.16)$$

Молекулярную массу смеси называют кажущейся, так как в действительности для газовой смеси понятие киломоля и молекулярной массы условны. Фактически имеется в виду молекулярная масса некоторого однородного газа той же массы и с тем же числом киломолей, что и у рассматриваемой смеси газов, которая по своим термодинамическим свойствам тождественна данной газовой смеси. Такая замена газовой смеси на однородный газ и распространение на нее основных газовых законов позволяет упрощать все расчеты.

Теплоемкость газов. В термодинамических расчетах часто требуется определить количество подводимого или отводимого в процессе тепла, для этого необходимо знать теплоемкость рабочего тела.

Удельной теплоемкостью называется количество теплоты, которое необходимо сообщить единице количества вещества, чтобы изменить его температуру на один градус в данном процессе.

Так как о количестве вещества судят по его массе, по его объему при нормальных условиях или по количеству киломолей, то в технической термодинамике различают три вида теплоемкостей:

- массовую c Дж/кг К;
- мольную (μc) Дж/кмоль К;
- объемную c' Дж/н.м^3 К.

Примечание. Так как масса газа, содержащегося в 1 м^3, очень сильно меняется при изменении P и t, то значение c' рассчитывают при нормальных физических условиях: $T = 273$ К, $P = 101\,325$ Па.

Так, 1 м^3 газа при н.ф.у. называют нормальным кубометром и обозначают н.м^3.

Между указанными теплоемкостями существует следующая зависимость:

$$(\mu c) = \mu \cdot c = 22{,}4 \cdot c'. \quad (6.17)$$

Теплоемкость газов зависит от температуры и давления. Если же газ по своему состоянию приближается к идеальному, то зависимость теплоемкости от давления незначительна, ею можно пренебречь.

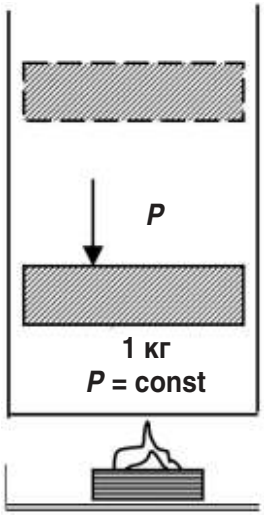


Рис. 6.4. Определение теплоемкости в изобарном процессе

Изобарная c_p и изохорная c_v теплоемкости. В технической термодинамике особое значение имеют процессы изменения состояния газа при $P = \text{const}$ и при $V = \text{const}$, а следовательно, и соответствующие этим процессам теплоемкости: c_p и c_v.

Рассмотрим два случая:

1) изобарный процесс ($P = \text{const}$). Возьмем 1 кг газа и поместим под поршень, движущийся без трения, в котором не происходит утечек. При нагреве по закону Гей-Люссака объем газа, заключенного под поршнем, начнет увеличиваться, и поршень начнет подниматься вверх (рис. 6.4).

Вся подводимая теплота q_p расходуется на изменение внутренней энергии газа и на совершение работы расширения. Из определения теплоемкости эта теплота определится из выражения:

$$q_p = c_p \Delta T, \qquad (6.18)$$

если изменение температуры будет равно 1 градус ($\Delta T = 1$ K), то:

$$q_p = c_p; \qquad (6.19)$$

изохорный процесс ($V = \text{const}$). Возьмем 1 кг газа и поместим в систему постоянного объема. При нагреве по закону Шарля давление газа начнет увеличиваться (рис. 6.5).

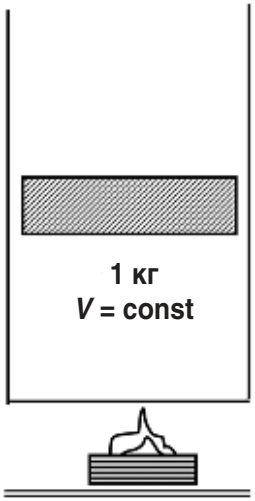


Рис. 6.5. Определение теплоемкости в изохорном процессе

Подводимая теплота q_v расходуется только на изменение внутренней энергии. Из определения теплоемкости эта теплота определится из выражения:

$$q_v = c_v \Delta T, \qquad (6.20)$$

если изменение температуры будет равно 1 градус ($\Delta T = 1$ K), то:

$$q_v = c_v\,. \qquad (6.21)$$

Так как в изохорном процессе теплота не расходуется на совершение работы расширения, то при подводе одинакового количества теплоты температура в изохорном процессе в конце нагрева будет выше. Следовательно, изобарная теплоемкость выше изохорной (нагреть газ в изохорном процессе легче, чем в изобарном): $c_p > c_v$.

Эти теплоемкости связаны между собой формулой Майера:

$$c_p - c_v = R. \qquad (6.23)$$

Обозначим:

$$\frac{c_v}{c_p} = k. \qquad (6.24)$$

Эта величина называется коэффициентом Пуассона, или показателем адиабаты (адиабатный процесс — процесс в котором термодинамическая система не обменивается теплотой с окружающей средой). Она зависит от атомности газов и равняется:

1) для одноатомных газов $k = 1{,}67$;
2) двухатомных газов $k = 1{,}41$;
3) многоатомных газов $k = 1{,}29$.

Первый и второй закон (начала) термодинамики. Термодинамика, в которой изучаются закономерности превращения энергии в различных процессах (в том числе превращение теплоты в работу в тепловых двигателях), базируется на двух установленных законах, получивших название первое и второе начала термодинамики.

Первое начало термодинамики представляет собой приложение к тепловым явлениям закона сохранения и превращения энергии, которое является наиболее общим, универсальным законом природы, применимым ко всем природным явлениям и процессам.

Существует много различных видов энергии, например кинетическая энергия, связанная с движением тела; электрическая энергия, связанная с движением электрических зарядов; внутренняя энергия, обусловленная молекулярным и внутримолекулярным движением; механическая энергия и т.д. По совершаемой работе все эти виды энергии качественно отличаются одна от другой, но не исчезают, а переходят одна в другую при взаимодействии. Энергия любого вида, в результате процессов взаимодействия, может трансформироваться в другой вид энергии, причем в изолированной системе сумма всех видов энергии является величиной постоянной.

Первый закон термодинамики — это частный случай закона сохранения и превращения энергии, устанавливающий эквивалентность между теплотой и механической работой.

По этому закону теплота может превращаться в механическую работу или, наоборот, работа в теплоту в строго эквивалентных количествах.

Пусть у термодинамической системе, занимающей объем V при давлении P и температуре T, подводится извне количество теплоты ΔQ.

В результате подвода теплоты тело нагревается на величину ΔT и увеличивается в объеме ΔV.

Повышение температуры тела свидетельствует об увеличении кинетической энергии его частиц. Увеличение объема приводит к возрастанию потенциальной энергии частиц. В результате внутренняя энергия системы увеличивается на ΔU.

Кроме этого, вследствие изменения объема системы совершается работа расширения L против сил внешнего давления.

Так как в рассматриваемой системе нет других изменений, то в соответствии с законом сохранения энергии имеем:

$$\Delta Q = \Delta U + L. \qquad (6.25)$$

Таким образом, первый закон термодинамики можно сформулировать следующим образом: для термодинамической системы сообщаемая ей теплота идет на изменение внутренней энергии и на совершение работы.

Преобразование теплоты в работу осуществляется с помощью рабочего тела и сопровождается изменением его состояния, каждое из которых описывается характеристическим уравнением.

Непрерывное изменение состояния рабочего тела, в результате взаимодействия его с окружающей средой, называется *термодинамическим процессом*.

Состояние газа, при котором во всех точках занимаемого им объема параметры его (P и T) имеют одно и то же значение, называют *равновесным*.

Для простоты исследования термодинамических процессов считают, что эти процессы представляют собой непрерывную последовательность переходов рабочего тела из одного равновесного состояния в другое, бесконечно близкое к нему равновесное состояние.

Таким образом, если процесс прошел в прямом и обратном направлениях через равновесное состояние, то такой процесс называется *обратимым*. При этом в окружающей среде не происходит никаких изменений.

Все действительные процессы являются необратимыми. Однако в зависимости от условий и характера протекания, т.е. величины разности параметров рабочего тела и окружающей среды, наличия трения, завихрений, толчков и скорости протекания, реальные процессы в той или иной мере приближаются к равновесным (обратимым), причем эта степень приближения тем больше, чем медленнее протекают

реальные процессы и чем меньше разность параметров состояния рабочих тел и окружающей среды.

Ответ на вопрос о направлении, в котором происходит переход теплоты между двумя телами и в других более сложных случаях, дает *второе начало термодинамики*, согласно которому теплота самопроизвольно может переходить лишь от тела более нагретого к телу менее нагретому и никогда наоборот. Некомпенсированный переход теплоты от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой невозможен.

Второе начало термодинамики определяет условия, необходимые для превращения теплоты в работу. Согласно этому закону невозможно превратить в работу всю теплоту, подведенную к системе (рабочему телу), так как часть теплоты неизбежно будет затрачена на работу против действия окружающей среды. Согласно второму началу невозможен самопроизвольный переход теплоты от более холодного к нагретому, и превращение теплоты в тепловом двигателе в работу никогда не достигнет 100%. Например, работа двигателя внутреннего сгорания сопровождается выхлопом нагретых газов, а работа паровой турбины — потерей теплоты в конденсаторе с охлаждающей водой.

Таким образом, второе начало термодинамики может быть сформулировано следующим образом: в непрерывно действующем тепловом двигателе не может быть превращено в механическую работу все количество подведенной теплоты, так как часть ее поглощается менее нагретым источником.

6.2. ТЕПЛОМАССООБМЕН

Основные понятия и определения теплообмена. Теплота всегда передается от тел более нагретых к менее нагретым. Передача теплоты от твердого тела (стенки) к обтекающей его жидкости или газу называются *теплоотдачей*. Передача теплоты из одной среды в другую, разделенных перегородкой (стенкой), называются *теплопередачей*. Различают три способа переноса теплоты: теплопроводность, конвекцию и излучение (радиацию).

Тепловое излучение (радиационный теплообмен) — это процесс распространения тепловой энергии от одного тела к другому на расстоянии вследствие испускаемого электромагнитного излучения. Эффективен лишь при достаточно высоких температурах, например, при температурах в факеле котла происходит нагрев поверхностей котельного агрегата.

Конвекция — процесс переноса тепловой энергии в условиях перемещения масс жидкости или газа в пространстве. Различают естественную и вынужденную конвекцию. Конвекция является *естественной* (свободной), если движение масс вызвано разностью плотностей жидкости или газа. Примером естественной конвекции является распространение теплоты в помещении от горячей батареи. По мере нагревания воздуха, находящегося в соприкосновении с горячей батареей, его плотность уменьшается, и объемы более легкого воздуха вытесняются вверх, их место занимают порции холодного воздуха. Процесс приводит к созданию конвекционных потоков теплого и холодного воздуха.

При движении жидкости или газа под давлением, создаваемым насосом или вентилятором, конвекцию называют *вынужденной*.

Теплопроводность — перенос тепловой энергии от более нагретых участков тела к менее нагретым в результате тепловых колебаний микрочастиц тела (атомов, молекул, свободных электронов вещества). Так осуществляется, например, передача теплоты от наружной стенки обогреваемой трубы к внутренней ее поверхности, омываемой более холодным теплоносителем. В результате происходит выравнивание температуры тела, значения которой от одной точки тела к другой меняются непрерывно. Совокупность температур всех частей тела как системы называется *температурным полем*.

Самопроизвольно тепловая энергия может переноситься только в сторону убывания температуры. Количество переносимой теплоты в единицу времени называется тепловым потоком Q, Дж/с, т.е. Вт. Тепловой поток через единицу площади сечения или поверхности F, м^2, называется плотностью теплового потока или удельным тепловым потоком, Вт/м^2:

$$q = \frac{Q}{F}. \qquad (6.26)$$

При передаче теплоты путем теплопроводности количество переданной теплоты зависит от вида материала и разности температур на границах тела. Способность вещества проводить теплоту характеризуется коэффициентом теплопроводности, значения которого зависят от структуры, плотности вещества, влажности, давления и температуры. Численное значение коэффициента теплопроводности определится как количество теплоты, которое пройдет через 1 м^2 стенки за 1 секунду при температурном градиенте равном единице.

Коэффициент теплопроводности для твердых материалов находится из таблиц, и для каждого материала имеет конкретное значение.

Для серебра $\lambda = 418 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$, для стали $\lambda = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$, для теплоизоляционной минеральной ваты $\lambda = 0{,}005 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$. Для жидких и газообразных тел коэффициент теплопроводности находится из таблиц с учетом температуры жидкости или газа.

В жидких средах и газах перенос теплоты в основном осуществляется путем перемещения частиц, т.е. путем конвекции. При малых скоростях перемещения масс характер движения плавный струйчатый — ламинарный режим, а при больших — неупорядоченно-вихревой — турбулентный режим. Переход из ламинарного режима в турбулентный зависит от скорости движения, вязкости жидкости (или газа), диаметра трубопровода (или канала).

Возьмем какую либо стенку с температурой $t_{ст}$, которая омывается жидкостью со средней температурой $t_ж$. Количество теплоты, которая передает жидкость стенке, определяется по закону Ньютона — Рихмана:

$$q = \alpha(t_ж - t_{ст}), \qquad (6.27)$$

где q — удельный тепловой поток, Вт/м^2;
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 К).

Коэффициент теплоотдачи есть количество теплоты, которое отдает жидкость 1 м^2 стенки за 1 секунду при разности температур между жидкостью и стенкой 1°.

Коэффициент теплоотдачи при вынужденной конвекции увеличивается с ростом скорости движения теплоносителя и при уменьшении диаметра труб. Коэффициент теплоотдачи зависит также от направления движения теплоносителя по отношению к омываемой поверхности нагрева (продольное или поперечное движение).

Теплообмен излучением — это результат сложного внутреннего процесса. Этот теплообмен определяется тепловым соотношением или температурой тела. Носителем теплового излучения является поток частиц тепловой энергии, называемыми фотонами или квантами энергии. Поток фотонов обладает свойствами электромагнитных волн.

Тепловая энергия нагретого тела всегда частично превращается в лучистую. Лучеиспускание свойственно всем телам, и каждое из них постоянно излучает энергию, причем процесс переноса лучистой энергии в любом теле обусловлен одновременным действием процессов ее поглощения, испускания и отражения, а также распространения. Та часть лучистой энергии, которая поглощается телом, снова превращается в тепловую, а часть энергии, которая отражается, улавливается дру-

гими (окружающими) телами и поглощается ими. В тепловую энергию превращается и та часть энергии, которая проходит сквозь тело.

Так как тепловое излучение — это электромагнитное излучение тела, возникающее за счет внутренней энергии и определяемое его термодинамической температурой, каждое тело может постоянно как излучать, так и поглощать лучистую энергию. В результате этих явлений, связанных с двойным взаимным превращением энергии (тепловая — лучистая — тепловая), осуществляется процесс лучистого теплообмена. Количество отдаваемой или воспринимаемой теплоты определяется разностью излучаемой и поглощаемой телом лучистой энергии.

Для поглощения и отражения тепловых лучей большое значение имеет состояние поверхности. Поглощательная способность шероховатых поверхностей значительно выше, чем гладких и полированных.

Лучистая энергия, проходящая через единицу поверхности в единицу времени, характеризует поверхностную плотность лучистого потока E, кВт/м^2. Собственное излучение полностью определяется физическими свойствами и температурой тела. Плотность потока собственного излучения называется *лучеиспускательной способностью тела*.

Тепловое излучение в большой мере зависит от температуры. Эта зависимость подчинена закону Стефана — Больцмана: количество энергии, излучаемое нагретым телом, E, кВт/м^2, пропорционально четвертой степени термодинамической температуры T:

$$E = C_0 \left(\frac{T^4}{100}\right), \qquad (6.28)$$

где $C_0 = 5{,}67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\,\text{К}^4}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Абсолютно черное тело — это физическое тело, которое при любой температуре полностью поглощает все падающее на него электромагнитное излучение. Коэффициент поглощения такого тела при любой температуре равен единице. Тело, у которого коэффициент поглощения меньше единицы, называется серым.

В применении к серым телам, для которых падающая на них лучистая энергия частично поглощается, а частично отражается и проходит сквозь тело, закон излучения записывают в следующем виде:

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T^4}{100}\right), \qquad (6.28)$$

где ε — степень черноты (табл. 6.1), которая характеризует собой отношение излучательной способности C серого тела к излучательной способности C_0 абсолютно черного тела.

Таблица 6.1

Степень черноты с некоторых материалов

Материал	t, °C	ε
Железо окисленное	125...525	0,78...0,82
Медь полированная	80...115	0,018...0,023
окисленная	200...600	0,57...0,87
Картон асбестовый	40...370	0,93...0,95
Кирпич красный	20	0,93
огнеупорный	—	0,8...0,9

Передача теплоты через плоские стенки. Выше были рассмотрены элементарные явления переноса теплоты. В реальных условиях они действуют, как правило, совместно, т.е. протекают одновременно. Например, от горячей воды к внутренней стенки батареи отопления перенос теплоты осуществляется конвекцией и излучением; через стенку батареи теплота передается теплопроводностью, а от внешней поверхности к воздуху — конвекцией, и частично излучением. При низких значениях температур теплообмен излучением очень мал по сравнению с общим теплообменом. В целом такой процесс называется *теплопередачей*.

Рассмотрим процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному через твердую стенку.

Пусть плоская стенка толщиной δ и коэффициентом теплопроводности λ омывается с одной стороны горячими газами со средней температурой $t_г$, с другой стороны — жидкостью со средней температурой $t_ж$ (рис. 6.6).

Температуры поверхностей стенки t_1 и t_2. Коэффициент теплоотдачи от газа к стенке $\alpha_г$, от стенки к жидкости $\alpha_ж$. Пусть рассматриваемое температурное поле будет одномерным и стационарным. Из условия неразрывности теплового потока можно записать систему трех уравнений:

$$\begin{cases} q = \alpha_г\,(t_г - t_1) \\ q = \dfrac{\lambda}{\delta}\,(t_1 - t_2) \\ q = \alpha_ж\,(t_2 - t_ж). \end{cases} \qquad (6.29)$$

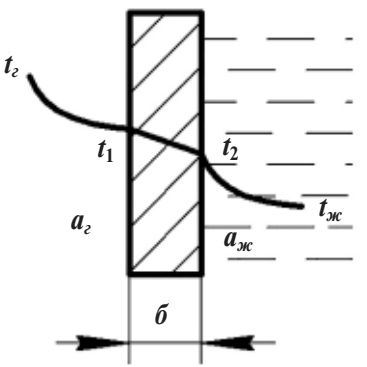


Рис. 6.6. Теплопередача плоской стенки

Разность $t_г - t_ж$ обозначается Δt и называется температурным напором, а уравнение (6.29) можно привести к следующему виду:

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_г} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_ж}}. \quad (6.30)$$

Введем обозначение:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_г} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_ж}}. \quad (6.31)$$

K называется коэффициентом теплопередачи. Для многослойной стенки коэффициент K определится по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_г} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_ж}}. \quad (6.32)$$

С учетом этого удельный тепловой поток определится по формуле

$$q = K \times \Delta t, \frac{Вт}{м^2}. \quad (6.33)$$

Мощность теплового потока, проходящего через всю стенку площадью F, можно определить по формуле:

$$Ф = K \times F \times \Delta t, Вт. \quad (6.34)$$

Количество теплоты, которая пройдет через стенку за время τ, определится по формуле:

$$Q = K \times F\tau \times \Delta t, Дж. \quad (6.35)$$

Основные понятия и определения массообмена. Как в природе, так и в технике многие процессы теплообмена сопровождаются переносом массы одного компонента вещества относительно другого. Одновременно массообмен сопровождается теплообменом.

Процессы массообмена могут быть простыми и сложными. В случае простых процессов перенос компонента происходит в пределах одной фазы по направлению к поверхности раздела или, наоборот, от поверхности раздела к ядру фазы — массоотдача по аналогии с теплоотдачей. Типичным примером массоотдачи является испарение жидкости с ее поверхности в окружающую парогазовую среду.

В случае сложного массообмена перенос массы происходит из одной фазы в другую через поверхность раздела — массопередача. Перенос массы компонента или массообмен, происходит путем диффузии.

Диффузией называется процесс проникновения молекул вещества одной фазы в межмолекулярное пространство вещества другой фазы. Аналогично теплообмену диффузия может происходить как молекулярным, так и конвективным путем.

Молекулярная (микроскопическая) диффузия обусловлена тепловым движением молекул.

Конвективная (макроскопическая или вихревая) диффузия возникает при перемещении отдельных фаз относительно друг друга в пространстве. Массообмен, обусловленный совместным действием конвективного переноса вещества и молекулярной диффузией, называется *конвективным массообменном*.

Установлено, что процесс молекулярной диффузии вещества, как и теплопроводность, имеет аналогичное математическое описание.

Наконец, может иметь место *бародиффузия*, возникающая за счет неоднородности компонентов смеси. При этом тяжелые молекулы стремятся перейти в области повышенного давления, а легкие в область пониженного давления.

Конвективный массообмен между движущейся средой и поверхностью раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) аналогично теплоотдаче называется *массоотдачей*. При расчете массообмена используется критериальное уравнение и числа подобия.

В производстве применяют в основном следующие процессы массопередачи: между газовой (паровой) и жидкой, газовой и твердой, а также между двумя жидкими фазами.

Ректификация — разделение жидкой смеси, состоящей из компонентов различной летучести, на чистые или обогащенные составляющие в результате противоточного взаимодействия потоков пара и жидкости. Ректификация применяется при получении этилового спирта и разделении эфирных масел. При перегонке и ректификации одни вещества переходят из жидкости в пар, другие — из пара в жидкость.

Абсорбция — избирательное поглощение газов или паров жидкими поглотителями —абсорбентами.

Процесс применяется при производстве газированных вод, пива и некоторых сортов вина, сульфитации виноградного сусла и сока с целью предотвращения забраживания.

Адсорбция — избирательное поглощение газов, паров или растворенных в жидкостях веществ поверхностью твердого поглотителя — адсорбента.

Процесс применяется для осветления вина, очистки водноспиртовых растворов от красящих веществ и других примесей, для обесцвечивания соков и сиропов в сахарном производстве.

Обратный процесс — десорбция — проводится после адсорбции и часто используется для регенерации поглощенного вещества из поглотителя.

Сушка — удаление влаги из влажных материалов путем ее испарения. Этот процесс применяется для сушки сельскохозяйственных продуктов.

Кристаллизация — процесс выделения твердой фазы в виде кристаллов из растворов или расплавов.

Процесс применяется при производстве сахара и кристаллической глюкозы, лимонной кислоты, глюконата натрия. В процессе кристаллизации наблюдается перемещение вещества к поверхности кристалла и его переход из жидкого состояния в кристаллическое. Обратный процесс — переход твердой кристаллической фазы в раствор называется растворением.

Основными законами массопередачи являются:

закон молекулярной диффузии (первый закон Фика). Молекулярная диффузия в неподвижных газах и растворах жидкостей происходит в результате хаотического движения молекул. В этом случае имеет место перенос молекул распределяемого вещества из областей высоких концентраций в область низких концентраций. Кинетика переноса подчиняется в этом случае первому закону Фика, формулировка которого аналогична закону теплопроводности: количество продиффундировавшего вещества пропорционально градиенту концентраций, площади, перпендикулярной направлению диффузионного потока, и времени;

закон массоотдачи (закон Щукарева). Основной закон массоотдачи, или конвективной диффузии, был впервые сформулирован при изучении кинетики растворения твердых тел. Следует заметить, что этот закон является аналогом закона теплоотдачи для твердого тела (как закон Фика, являются аналогом законов теплопроводности, сформулированного Фурье).

Закон Щукарева может быть выражен так: количество вещества, перенесенного от поверхности раздела фаз в воспринимающую фазу, пропорционально разности концентраций у поверхности раздела фаз и в ядре потока воспринимающей фазы, поверхности фазового контакта и времени.

Теплообменные аппараты. Принципы их работы. Теплообменными аппаратами называются устройства, в которых теплота передается от горячего теплоносителя к холодному теплоносителю. По принципу действия они подразделяются на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

К *рекуперативным* относятся аппараты, в которых теплота от горячего теплоносителя к холодному передается непрерывно через разделяющую стенку (комнатные нагревательные приборы, скоростные водоподогреватели и т.п.).

Регенеративными аппаратами называются такие, в которых одна и та же поверхность нагревается горячим теплоносителем, а затем охлаждается холодным теплоносителем. В них, таким образом, при обогреве теплота аккумулируется в источнике нагрева, а при охлаждении отдается холодному теплоносителю (бытовые печи).

В *смесительных* аппаратах процесс теплопередачи происходит за счет непосредственного контакта и смешения горячего и холодного теплоносителей (сушка продуктов и материалов).

По направлению движения теплоносителей в рекуперативных аппаратах они делятся на прямоточные, противоточные и перекрестные. На рисунке 6.7 представлены схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.

В *прямоточных* теплообменных аппаратах теплоносители движутся навстречу друг другу в одном направлении. В *противоточных* аппаратах теплоносители движутся навстречу друг к другу. В *перекрестных* теплообменных аппаратах теплоносители движутся в поперечных направлениях. В *комбинированных* теплообменных аппаратах могут присутствовать различные виды движения теплоносителей.

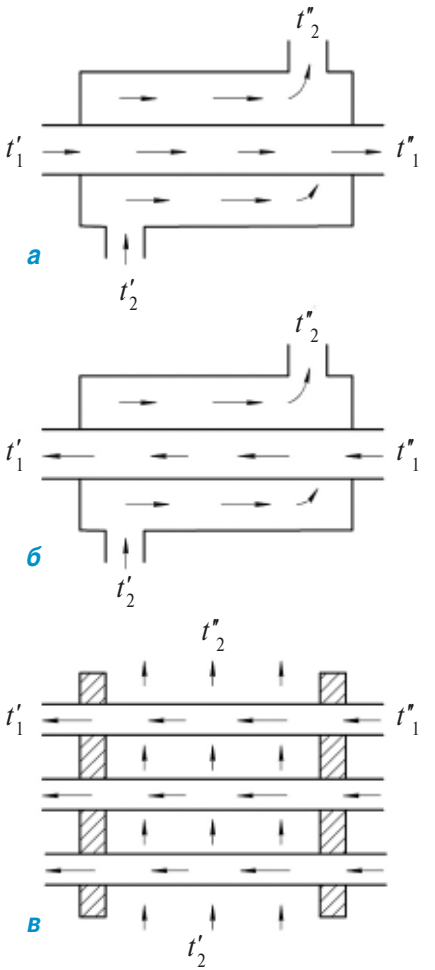


Рис. 6.7. Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах: ***а*** — прямоточном; ***б*** — противоточном; ***в*** — перекрестном

По конструктивному исполнению основными типами теплообменных аппаратов являются кожухотрубные и пластинчатые.

Кожухотрубные теплообменники применяют для теплообмена и термохимических процессов между различными жидкостями, парами и газами как без изменения, так и с изменением их агрегатного состояния.

Кожухотрубные теплообменники появились в начале XX в. в связи с потребностями тепловых станций в теплообменниках с большой поверхностью, таких как конденсаторы и подогреватели воды, работающие при относительно высоком давлении.

Широкое применение таких теплообменников обусловлено прежде всего надежностью конструкции, большим набором вариантов исполнения для различных условий эксплуатации, в частности:

- однофазные потоки или кипение и конденсация на горячей и холодной стороне теплообменника;
- широкий диапазон рабочего давления;
- удовлетворение требований по термическим напряжениям без существенного повышения стоимости аппарата;
- размеры от малых до предельно больших (с площадью поверхности до 5000 м^2);
- возможность применения различных материалов в соответствии с требованиями к стоимости, коррозии, температурному режиму и давлению;
- возможность извлечения пучка труб для очистки и ремонта.

Кожухотрубные теплообменники состоят из пучков труб, укрепленных в трубных досках, кожухов, крышек, камер, патрубков и опор. Трубное и межтрубное пространства в этих аппаратах разобщены, причем каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Классическая схема кожухотрубного теплообменника показана на рис. 6.8.

Кожух (корпус) кожухотрубного теплообменника представляет собой трубу, сваренную из одного или нескольких стальных листов. Кожухи различаются главным образом способом соединения с трубной доской и крышками. Толщина стенки кожуха определяется давлением рабочей среды и диаметром кожуха, но принимается не менее 4 мм. К цилиндрическим кромкам кожуха приваривают фланцы для соединения с крышками или днищами. На наружной поверхности кожуха прикрепляют опоры аппарата.

Трубчатка кожухотрубного теплообменников выполняется из прямых или изогнутых (U-образных или W-образных) труб диаметром от 12 до 57 мм. Предпочтительны стальные бесшовные трубы.

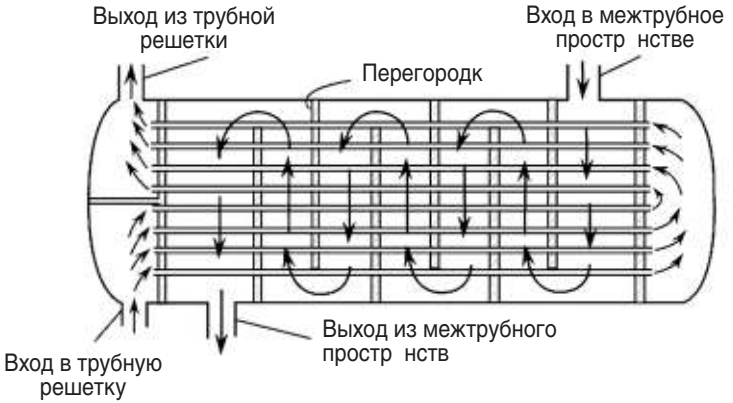


Рис. 6.8. Классическая схема кожухотрубного теплообменника

В кожухотрубных теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена.

Схемы кожухотрубных аппаратов наиболее распространенных типов представлены на рис. 6.9.

Трубные доски (решетки) служат для закрепления в них пучка труб при помощи развальцовки, разбортовки, заварки, запайки или сальниковых креплений. Трубные доски приваривают к кожуху (рис. 6.9*а*, *в*), зажимают болтами между фланцами кожуха и крышки (рис. 6.9б, *г*) или соединяют болтами только с фланцем свободной камеры (рис. 6.9*д*, *е*), материалом досок служит обычно листовая сталь толщиной не менее 20 мм.

Кожухотрубчатые теплообменники могут быть жесткой (рис. 6.9*а*, *к*), нежесткой (рис. 6.9*г*, *д*, *е*, *з*, *и*) и полужесткой (рис. 6.9*б*, *в*, *ж*) конструкции, одноходовые и многоходовые, прямоточные, противоточные и поперечноточные, горизонтальные, наклонные и вертикальные.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения трубок. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, коэффициенты теплоотдачи на поверх-

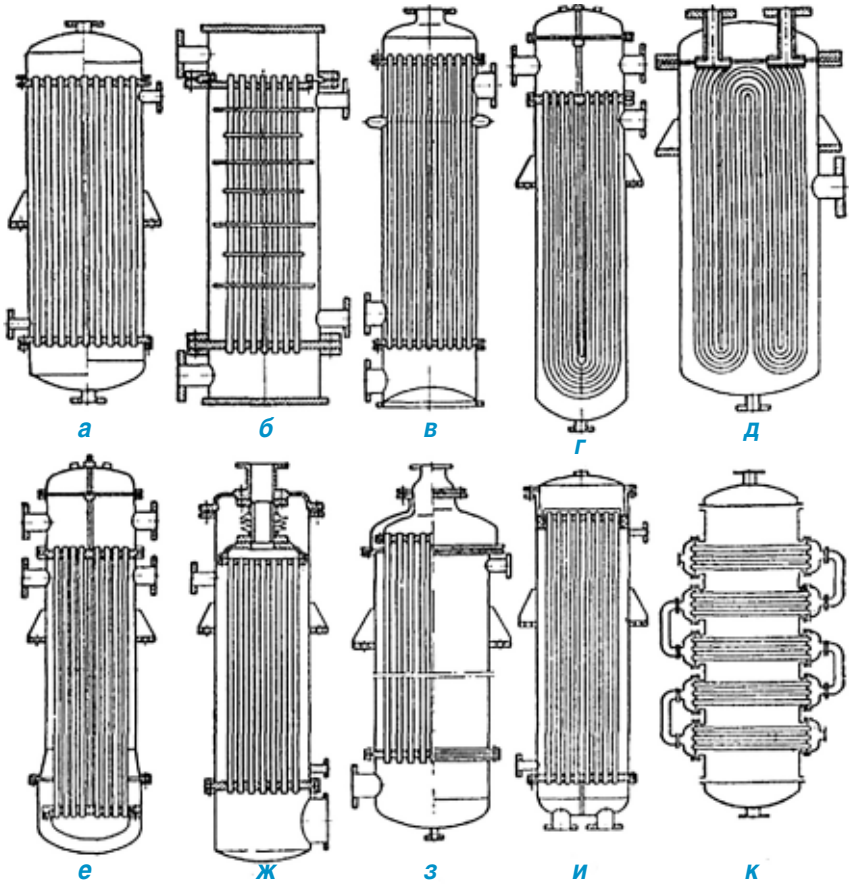


Рис. 6.9. Схемы кожухотрубных теплообменных аппаратов:
а – жесткой конструкция, с неподвижными трубными решетками;
б – с перегородками и мембранным компенсатором; ***в*** – с линзовым компенсатором; ***г*** – с U-образными трубками; ***д*** – с W-образными трубками;
е – с жестким креплением одной трубной доски и свободным перемещением второй доски вместе с внутренней крышкой трубной системы;
ж – с сильфонным компенсатором; ***з***, ***и*** – с сальниковым компенсатором;
к – с поперечным током

ности межтрубного пространства невысокие, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению коэффициента теплопередачи.

В парожидкостных теплообменниках пар проходит обычно в межтрубном пространстве, а жидкость — по трубам. Разность температур стенки корпуса и труб обычно значительна. Для компенсации разности тепловых удлинений между кожухом и трубами устанавливают линзовые (см. рис. 6.9*в*), сальниковые (рис. 6.9*з*, *и*) или сильфонные (рис. 6.9*ж*) компенсаторы.

Для устранения напряжений в металле, обусловленных тепловыми удлинениями, изготавливают также однокамерные теплообменники с гнутыми U- и W-образными трубами. Они целесообразны при высоких давлениях теплоносителей, так как изготовление водяных камер и крепление труб в трубных досках в аппаратах высокого давления — операции сложные и дорогие. Однако аппараты с гнутыми трубами не могут получить широкого распространения из-за трудности изготовления труб с разными радиусами гиба, сложности замены труб и неудобства чистки гнутых труб.

Пластинчатые теплообменники были впервые введены в 1923 г. для пастеризации молока, но в настоящее время используются во многих областях применения в химической, нефтяной, климатической, холодильной, молочной, фармацевтической, пищевой и медицинской промышленности. Это связано с их уникальными преимуществами, такими как гибкая тепловая конструкция (пластины могут быть просто добавлены или удалены для удовлетворения различных требований к тепловому режиму или обработке), простота очистки для поддержания строгих гигиенических условий, хороший контроль температуры (необходимый в криогенных процессах) и лучшие характеристики теплопередачи.

Пластинчатый теплообменник **(ПТ)** — это компактный тип теплообменника, который использует серию тонких пластин для передачи тепла между двумя жидкостями. Существуют четыре основных типа ПТ: разборные, паяные, сварные полусварные. Пластинчатый разборный теплообменник — устройство, в котором основную функцию теплопередачи между теплоносителями выполняет пакет пластин. Среды не смешиваются между собой благодаря чередованию пластин с плотными резиновыми прокладками, которые образуют два контура движения (рис. 6.10).

Пластинчатый теплообменник состоит из следующих основных элементов:

1) пакета тонких прямоугольных пластин с отверстиями, через которые протекают два потока жидкости, где происходит теплопередача. Пластины теплообменного аппарата, выполнены из нержавеющей стали или титана, прижимаются друг к другу с использованием уплот-

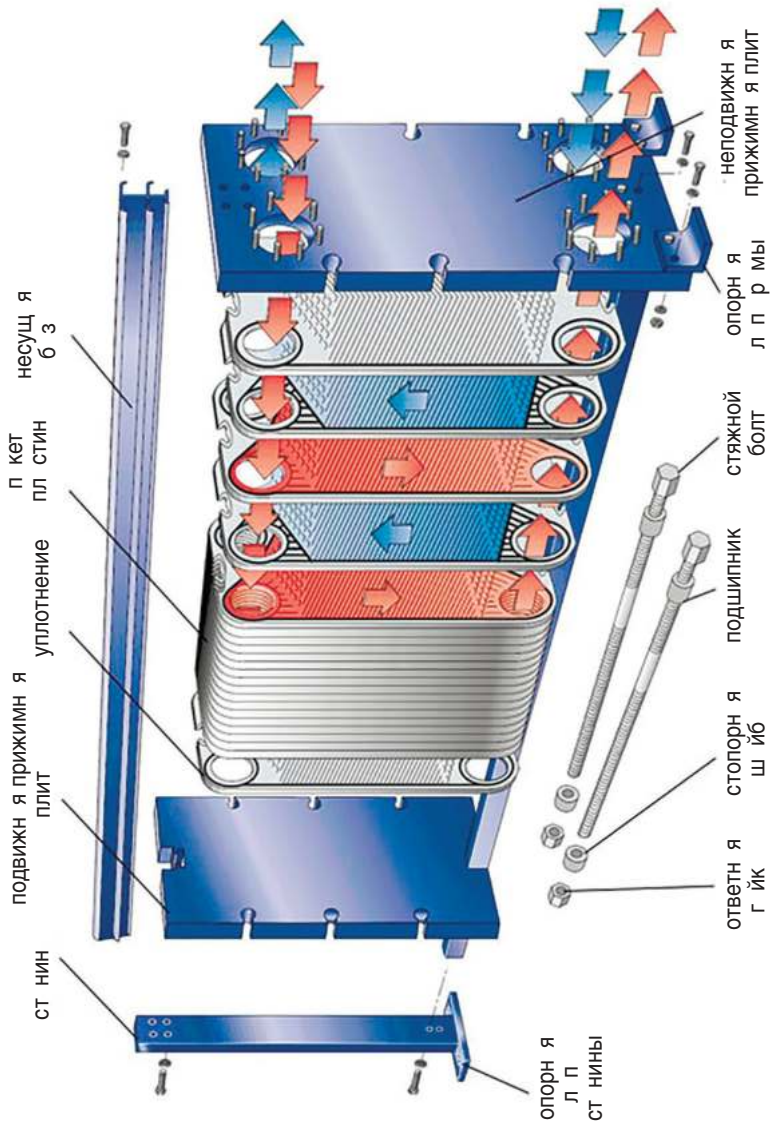


Рис. 6.10. Конструкционная схема пластинчатого теплообменника

нительных прокладок. Количество пластин зависит от технических параметров и требований к оборудованию;

2) рамная пластина (неподвижная прижимная плита);

3) прижимная пластина (подвижная прижимная плита), прижимает весь пакет к неподвижной прижимной плите с помощью элементов крепления: стяжных болтов, подшипников, стопорных шайб;

4) несущая база — направляющая балка, на которую надеваются пластины во время сборки агрегата;

5) опорная станина — вертикальный элемент, к которому прикрепляются направляющие балки (верхняя и нижняя несущие балки);

6) верхние и нижние стержни и винты для сжатия пакета пластин.

Самая важная и самая дорогая часть пластинчатого теплообменника — это его термические пластины, которые изготавливаются из металла, металлического сплава или даже специальных графитовых материалов, в зависимости от области применения. Примеры материалов для изготовления ПТ, обычно встречающиеся в промышленном применении: нержавеющая сталь, титан, никель, алюминий, инколой, хастеллой, монель, тантал.

Пластины могут быть плоскими, но в большинстве случаев имеют гофры, которые оказывают сильное влияние на теплогидравлические характеристики устройства. Некоторые из основных типов пластин показаны на рис. 6.11.

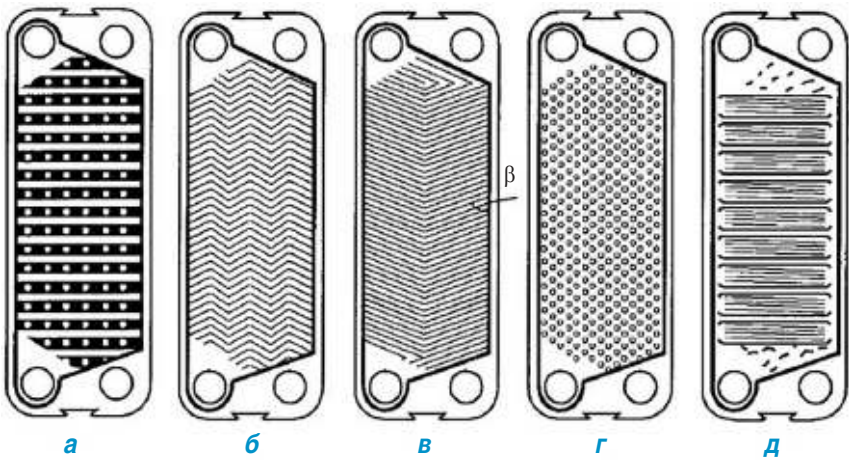


Рис. 6.11. Типичные категории пластинчатых гофр: (***а***) стиральная доска, (***б***) зигзагообразная, (***в***) шевронная, или елочка, (***г***) выступы и углубления, (***д***) стиральная доска с вторичными гофрами

Достоинствами пластинчатых теплообменников являются:

• гибкость: простая разборка позволяет адаптировать пластинчатые теплообменники к новым технологическим требованиям путем простого добавления или удаления пластин, или изменения количества проходов;

• хороший контроль температуры: благодаря узким каналам, образованным между соседними пластинами, в пластинчатых теплообменниках содержится лишь небольшой объем жидкости. Таким образом, устройство быстро реагирует на изменения технологических условий с коротким временем запаздывания, так что температура легко контролируется;

• низкая стоимость производства: поскольку пластины только спрессовываются (или склеиваются) вместе, а не свариваются, производство ПТ может быть относительно недорогим;

• эффективная теплопередача: гофры пластин и малый гидравлический диаметр усиливают образование турбулентного потока, так что для жидкостей можно получить высокие значения коэффициента теплопередачи;

• компактность: высокая тепловая эффективность пластинчатых теплообменников означает, что они имеют очень малую площадь. При той же площади теплопередачи ПТ часто могут занимать на 80% меньшую площадь (иногда в 10 раз меньше), чем кожухотрубные теплообменники;

• уменьшение загрязнения происходит в результате сочетания высокой турбулентности и короткого времени пребывания жидкости в теплообменном аппарате. Поправочные коэффициенты на загрязнения для них могут быть в десятки раз ниже, чем для кожухотрубных теплообменников;

• простота осмотра и очистки: поскольку компоненты пластинчатого теплообменника могут быть разделены, можно очистить и проверить все детали, которые подвергаются воздействию жидкостей.

К недостаткам пластинчатых теплообменников относят:

1) ограничения температуры и давления: важное ограничение ПТ связано с пластинчатыми прокладками. Давление и температура, превышающие 25 атм и 160 °С соответственно, недопустимы, поскольку они могут привести к утечке стандартных прокладок. Однако прокладки, изготовленные из специальных материалов, выдерживают температуру до 400 °С, и есть возможность приварить или припаять пластины друг к другу, чтобы работать в более тяжелых условиях;

2) высокий перепад давления: из-за гофрированных пластин и небольшого пространства потока между ними перепад давления из-за

трения высок, что увеличивает затраты на перекачку. Падение давления может быть уменьшено путем увеличения числа проходов за проход и разделения потока на большее число каналов. Это уменьшает скорость потока в канале, следовательно, уменьшая коэффициент трения. Однако при этом коэффициент теплопередачи также снижается, что снижает эффективность работы теплообменника;

3) фазовый переход: в особых случаях пластинчатые теплообменники могут использоваться в операциях конденсации или испарения, но не рекомендуются для газов и паров из-за ограниченного пространства внутри каналов и ограничений давления;

4) типы жидкостей: обработка жидкостей, которые являются высоковязкими или содержат волокнистый материал, не рекомендуется из-за высокого перепада давления и проблем распределения потока внутри теплообменника;

5) утечка: трение между металлическими пластинами может вызвать износ и образование небольших отверстий, которые трудно обнаружить.

6.3. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Теплота в сельском хозяйстве применяется для запаривания кормов, подогрева воды для пойла, мойки животных, отопления и вентиляции зданий, сушки сельскохозяйственных продуктов и др.

Применение теплоты для сушки сельскохозяйственных продуктов. Сушкой называется процесс удаления влаги (воды) из различных материалов. Влага является составной частью всех сельскохозяйственных продуктов и других твердых материалов.

Основные формы связи влаги — химическая, физико-механическая и механическая.

Химически связанная влага характерна тем, что процесс связывания ее с материалом сопровождается выделением теплоты, подобно процессу смешивания (растворения) двух жидкостей с различными молекулярными массами. Для ее удаления требуется очень интенсивное нагревание или обработка материала химическими веществами.

Физико-механическая форма связи предполагает наличие адсорбционно связанной, поглощенной и структурной влаги. При такой связи выделяется большое количество теплоты. Адсорбционная влага перемещается внутри материала в виде пара. На ее удаление необходимо затратить теплоту. Поглощенная и структурная влага носит название

влаги набухания. Поглощение ее происходит без выделения теплоты. Энергия связи ее небольшая и удаляется она легче, чем химически связанная и адсорбционная влага. Количество же ее в материалах в несколько раз больше, чем адсорбционной.

Механическую форму связи представляют капиллярная влага и влага смачивания. Капиллярная влага находится в узких порах материала, т.е. в капиллярах. Она заполняет капилляры как при непосредственном соприкосновении с материалом и так при сорбции паров из влажного воздуха. Капиллярная влага перемещается по капиллярам в виде жидкости, а поэтому на ее удаление требуется значительно меньшее количество теплоты, чем на удаление химически связанной, адсорбционной и влаги набухания.

Влага смачивания заполняет поры и пустоты материала, а также находится на его поверхности. Она перемещается в виде жидкости путем диффузии через стенки клетки, и поэтому имеет наименьшую прочность связи с материалом и может быть удалена как путем нагревания, так и механически.

Так как различные формы связи влаги с капиллярно-пористыми коллоидными материалами резко не разграничены, то характеристику их следует сочетать с другими свойствами материала (влагообменом, тепловыми свойствами и т.д.).

Влагообмен между влажным материалом и окружающим воздухом может происходить в двух направлениях: отдачей влаги окружающему воздуху и поглощением его из воздуха. Отдача влаги материалом окружающему воздуху (десорбция) происходит тогда, когда парциальное давление водяных паров материала выше парциального давления воздуха. Поглощение материалом паров влаги из окружающего воздуха (сорбция) происходит парциальное давление водяных паров материала ниже парциального давления воздуха. Если же парциальные давления воздуха и паров влаги материала равны, происходит состояние динамического равновесия, при котором влагообмен между воздухом и материалом отсутствует. Такое явление носит название равновесной влажности.

При сушке материалов удаление влаги происходит в результате ее испарения с поверхности высушиваемого материала. Однако сушка предусматривает и удаление влаги и из внутренних слоев материала. Но прежде чем испариться, влага должна переместиться к поверхности. При этом скорость перемещения влаги к поверхности ниже, чем скорость испарения. Поэтому продолжительность сушки зависит в основном от скорости перемещения влаги изнутри к поверхности высушиваемого материала.

Движущей силой, обуславливающей перемещение влаги из толщи материала к поверхности, является избыточное давление водяного пара и паровоздушной смеси внутри материала. Сущность этого заключается в следующем.

В начале сушки влага интенсивно испаряется с поверхности высушиваемого материала. В результате этого влажность поверхностного слоя становится ниже влажности последующего слоя материала. Парциальное давление растет от поверхности к середине материала. Благодаря разности парциальных давлений и происходит перемещение паров влаги изнутри к поверхности материала. Чем выше эта разность, тем интенсивнее протекает сушка.

Кроме этого, при режимах высокотемпературной сушки внутри высушиваемого материала происходит вскипание жидкости, и давление становится выше атмосферного. В результате происходит выдавливание пароводяной смеси из высушиваемого материала.

На интенсивность сушки оказывают существенное влияние как физические свойства и химический состав, так и биологические особенности высушиваемого материала. Чем плотнее материал и чем меньше его капиллярность, тем медленнее перемещается внутри него влага и тем медленнее протекает сушка. Так, древесина более твердых пород высыхает медленнее (дуб сохнет в 4—5 раз медленнее при одинаковых условиях), зерно твердой пшеницы — значительно медленнее, чем мягкой, и т.д.

Способы сушки. Различают два способа сушки: естественный и искусственный.

Естественная сушка характерна тем, что материалы сушат атмосферным воздухом или под солнцем без использования каких-либо устройств или аккумуляторов теплоты.

Искусственная сушка осуществляется в специальных сушильных установках путем передачи теплоты от агента сушки высушиваемому материалу. В зависимости от способов передачи теплоты высушиваемому материалу существуют следующие основные методы искусственной сушки:

- конвективный;
- кондуктивный;
- контактный (сорбционный);
- радиационный;
- комбинированный;
- активное вентилирование.

Конвективная сушка продуктов является одним из наиболее распространенных способов сушки. В промышленных масштабах таким

способом осуществляется сушка зерна, овощей, фруктов, мяса, рыбы и других продуктов. Технологические особенности данного процесса позволяют сохранить свойства исходного продукта.

Передача теплоты продукту при конвективной сушке осуществляется с помощью нагретого сушильного агента. Обычно это воздух или перегретый пар. Также могут применяться инертные газы, топочные газы или иные носители тепла. Температура сушильного агента выше температуры высушиваемого продукта. Тепловая энергия передается объекту сушки. При этом из него испаряется вода, пары которой уносятся сушильным агентом.

Схематически конвективный метод сушки представлен на рис. 6.12.

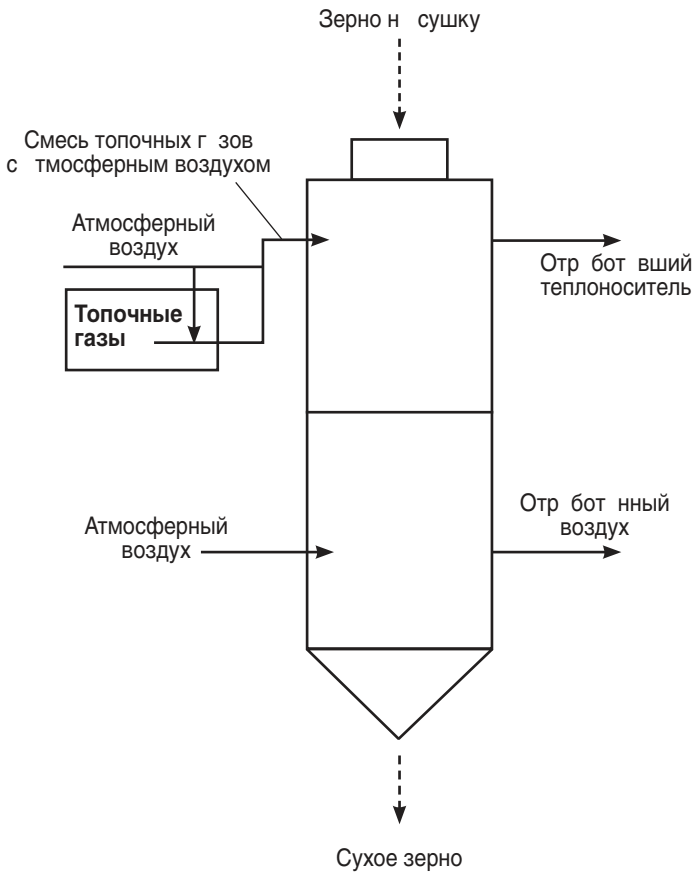


Рис. 6.12. Технологическая схема конвективной сушки зерна

Теплоноситель (агент сушки) поступает в сушильную камеру с материалом, подлежащим сушке. Агент сушки пронизывает слой высушиваемого материала, нагревает его, поглощает испаряющуюся влагу, а затем выходит наружу. Направление движения агента сушки может совпадать с движением высушиваемого материала, иметь противоположное направление или двигаться в перпендикулярном направлении. В первом случае сушильные установки работают по принципу прямотока, во втором — противотока и третьем — перекрестного тока.

Принцип противотока используется при сушке материалов, требующих высоких температур нагрева. Он более всего применим для сушки зерна, так как вначале оно при высокой влажности должно подвергаться воздействию более низких температур, а в конце, после подсушки, — воздействию более высоких температур. Перекрестный ток используется в сушильных установках, в которых нельзя пропускать большое количество агента сушки.

Удельные затраты энергии такого оборудования довольно высоки. Они могут составлять от 1,6 до 2,5 кВт·ч/кг. Энергопотребление увеличивается еще и из-за того, что в процессе сушки имеются потери теплоты вследствие нагрева самой установки и окружающей среды.

При необходимости увеличения производственной мощности сушильного оборудования нужно увеличивать температуру теплоносителя (сушильного агента). В результате есть риск перегреть высушиваемый продукт, что особенно актуально на заключительной стадии сушки, когда большая часть влаги из продукта уже удалена.

Для конвективной сушки характерны высокая температура и значительная продолжительность всего процесса сушки. Результатом этого могут стать окислительные процессы, снижающие содержание витаминов и других полезных веществ в готовом продукте.

Кондуктивная (*контактная*) *сушка* широко применяется для обезвоживания разнообразных высоковлажных материалов и продуктов: фруктовых и овощных продуктов, зерна перед подготовкой его к обрушиванию или помолу и др.

В отличие от конвективной сушки при кондуктивном способе обезвоживания испарение влаги происходит за счет передачи тепла высушиваемому продукту через нагретую поверхность.

Основным преимуществом кондуктивной сушки является значительная интенсивность, обусловленная высоким коэффициентом теплопередачи (в десятки раз большим, чем при конвективной сушке) между горячей поверхностью и материалом, благодаря чему он быстро обезвоживается. Этот способ сушки отличается малыми затратами энергии, сравнительной простотой и невысокой стоимостью оборудования.

Процесс кондуктивной сушки можно ускорить за счет применения вакуума. Это позволяет вести процесс сушки при более низкой температуре. Однако создание вакуума требует значительного расхода энергии, а также усложняет сушильную установку.

Контактная сушка происходит следующим образом: силикагель (адсорбент) смешивается с влажным зерном, влага зерна адсорбируется (поглощается) силикагелем. После завершения процесса сушки смесь рассортировывается, силикагель направляется на просушку.

Преимущества данного способа:

1) зерно не подвергается термическому воздействию;

2) нет необходимости охлаждения после сушки;

3) на сушку силикагеля идет значительно меньше энергии, чем на сушку зерна, так как нет необходимости соблюдать строгие температурные режимы.

Недостатки:

- необходимость в дополнительном агенте сушки — силикагеле;
- дополнительные затраты, связанные со смешиванием и разделением зерна и силикагеля;
- довольно сложная конструкция зерносушилки, обеспечивающая нормальное протекание процесса контактной сушки.

Радиационная сушка. К этому способу относят солнечную сушку, когда зерно рассыпают на открытой площадке, и оно нагревается от солнечных лучей, а испарившаяся влага поступает в атмосферу. Скорость солнечной сушки увеличивается при тонком зерновом слое и при наличии ветра над слоем. Солнечную сушку применяют в отдельных случаях для сушки небольших партий семенного зерна.

Радиационную передачу теплоты зерну можно осуществить при помощи инфракрасных (тепловых) лучей от инфракрасных излучателей. Ламповые генераторы инфракрасного излучения просты и безопасны работе, но имеют низкий КПД и потребляют около 5 кВт в час на 1 кг испаренной влаги. Кроме того, при инфракрасном облучении слой надо непрерывно перемешивать, испаряемую влагу удалять в атмосферу, а просушенное зерно направлять в охладитель, что усложняет устройство и обслуживание сушилок.

Комбинированная сушка сочетает в себе конвективный, контактный и другие методы сушки.

Активное вентилирование заключается в интенсивном принудительном продувании атмосферного воздуха через неподвижную насыпь зерна. Это один из важнейших технологических приемов послеуборочной обработки и хранения зерновых масс. Современные вентиляторы, поставляемые сельскому хозяйству, позволяют успешно

проводить активное вентилирование зерновых насыпей высотой до 5—6 м в складах, на площадках и в бункерах.

Активное вентилирование основано на использовании скважистости зерновой массы: многочисленные межзерновые пространства образуют в зерновой массе воздухопроводящую систему, делают ее проницаемой для воздуха или газов, которые могут перемещаться по всему ее объему в любом направлении. Поток воздуха оказывает воздействие на температуру и влажность зерна, изменяет газовый состав воздуха межзерновых пространств, т.е. воздействует на факторы, от которых в первую очередь зависит уровень жизнедеятельности всех живых компонентов зерновой массы, а значит, и ее сохранность.

Активное вентилирование зерновых масс имеет широкий спектр использования. Его применяют для временной консервации свежеубранного зерна повышенной влажности, профилактической обработки зерна, находящегося на хранении, охлаждения, сушки, ликвидации самосогревания, а также для воздушно-теплового обогрева семян перед севом.

Системы отопления и вентиляции животноводческих помещений. В большинстве животноводческих и птицеводческих зданий оптимальный микроклимат создают, применяя механическую вентиляцию с подогревом приточного воздуха при помощи калориферов или теплогенераторов и естественную вытяжку загрязненного воздуха. Помещения же для молодняка дополнительно оборудуют системами водяного или парового отопления от центральной или общефермской котельной. Для получения локального микроклимата с целью повышения энергии роста и развития телят, поросят и молодняка птицы используют дополнительный обогрев электролампами и инфракрасными облучателями. Кондиционирование воздуха в помещении для содержания животных и птицы допускается по требованиям технологии при экономической целесообразности.

Схемы вентиляции и отопления зависят от типа фермы, вида животных или птицы и условий их содержания. Рассмотрим типичные конструктивные решения вентиляции и отопления в различных животноводческих и птицеводческих постройках, сооружаемых по типовым проектам.

В коровниках привязного содержания стойловое помещение для холодного периода года чаще всего оборудуется приточной системой вентиляции с механическим побуждением и подогревом наружного воздуха. Отопительно-вентиляционное оборудование состоит из калориферов и центробежного вентилятора. Воздуховоды равномерной раздачи проложены под потолком помещения. Вытяжная вентиляция

обычно выполняется естественной через утепленные шахты в покрытии. Для усиления тяги и предохранения вытяжного канала от попадания в него атмосферных осадков к верхнему концу каждой шахты прикрепляется дефлектор.

Если навоз удаляется при помощи тракторного прицепа, то навозоуборочное помещение оборудуется воздушным отоплением от отопительно-вентиляционного агрегата. Если же навоз удаляются пневмотранспортом или транспортером, размещенным в подземном канале, в помещении устраивают водяное радиаторное отопление от общефермерской котельной.

Во всех животноводческих помещениях трубопроводы и нагревательные приборы системы отопления должны быть или недоступны для животных, или ограждены, так как температура их поверхности может достигать 150 °С. Однако во всех случаях следует предусмотреть возможность дезинфекции поверхностей нагрева и очистки их от грязи.

Система воздушного отопления свинарника-откормочника на 1000 голов изображена на рис. 6.13. В помещении для содержания свиней воздушное отопление совмещенно с вентиляцией. Приточные отопительно-вентиляционные калориферные установки I, размещенные в торцовых частях здания, подогревают воздух от теплоносителя тепловой сети и подают его в свинарник по приточным воздуховодам II. Вытяжка воздуха осуществляется крышными осевыми вентиляторами IV. Отопление вспомогательных помещений, в которых не требуется обязательный воздухообмен, осуществляется от радиаторов системы отопления.

При устройстве в коровниках или свинарниках навозосборных каналов, закрытых решетчатым полом, часть загрязненного воздуха (не менее 30%) удаляется из нижней зоны помещения механическим путем через воздуховоды, смонтированные рядом с каналами, и около 70% вытяжки осуществляется из верхней зоны естественным путем. При обособленности расположения отдельного животноводческого помещения в виде исключения можно применять в качество источников теплоты теплогенераторы или местные (внутренние) котельные, оборудованные котлами-парообразователями.

Птицеводческие здания в основном оборудуют воздушным отоплением, совмещенным с вентиляцией. Помещения для содержания молодняка птицы, а также и другие птичники в случае необходимости ограничения температуры приточного воздуха имеют, кроме этого, центральное водяное отопление. Температура на поверхности нагревательных приборов и трубопроводов центрального отопления в помещениях для содержания птицы на полу не должна превышать 95 °С,

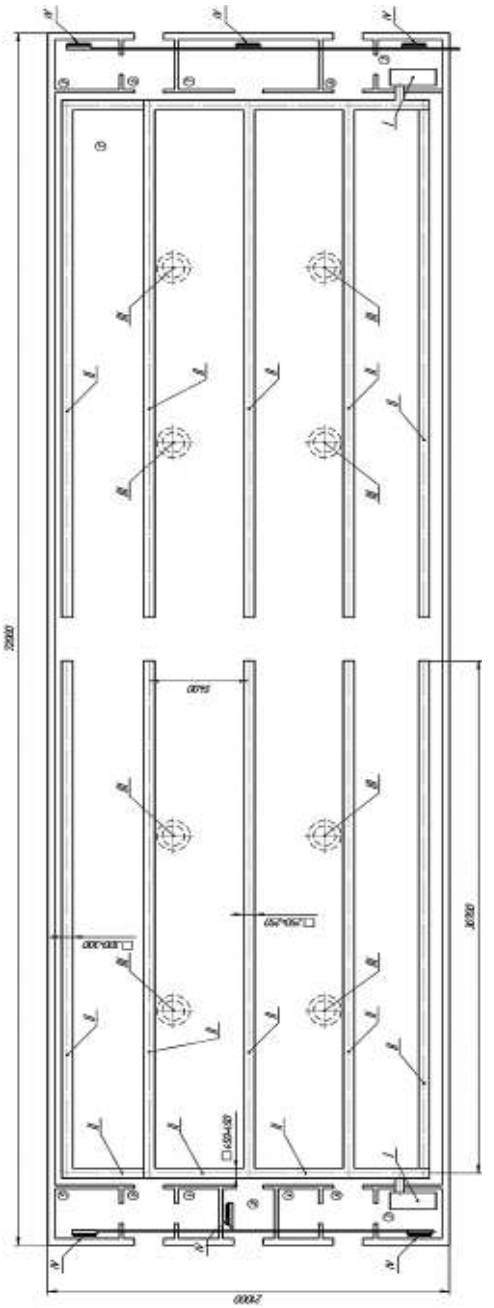


Рис. 6.13. Система воздушного отопления свинарника–откормочника на 1000 голов:
1 — помещение для содержания свиней; *2* — помещение для персонала;
3 — вентиляционная; *4* — помещение для подстилки; *5* — инвентарная;
6 — тамбур; *7* — весовая; *8* — щитовая; **I** — приточные отопительно-вентиляционные калориферные установки; **II** — приточные воздуховоды; **III** — вентиляторы крышные осевые; **IV** — радиаторы отопления

в помещениях для содержания птицы в клетках — 150 °С. Нагревательные приборы и трубопроводы закрывают защитными ограждениями. В птичнике необходимо вызвать движение воздуха и его обмен прежде всего в нижней зоне, где находится птица и происходит наиболее интенсивное выделение влаги и аммиака. В помещении не должно быть зон застоя, в которых могут скапливаться неподвижный воздух, влага и вредные газы.

Воздухообмен в птицеводческих помещениях в зимний период выполняет система механической вентиляции; в переходный и летний периоды — смешанная система вентиляции. Преимущество получили системы вентиляции, выполненные по схеме «сверху вниз», обеспечивающей поступление более чистого свежего воздуха. Подогретый приточный воздух через один или несколько воздухопроводов, проложенных под потолком, равномерно поступает в верхнюю зону помещения, а загрязненный удаляется через вытяжные отверстия в нижней части наружных стен. Причем вытяжка может происходить естественным путем за счет несколько повышенного давления (подпора) воздуха в помещении или под действием вентиляторов. В первом случае отверстия с внешней стороны прикрывают ветрозащитными козырьками и подвесной хлорвиниловой пленкой, во втором — вытяжные отверстия оснащают с внутренней стороны защитными козырьками.

Для того чтобы предупредить распространение аэрогенных инфекций, приточно-вентиляционную установку целесообразно снабдить воздушным фильтром. Большая часть микроорганизмов задерживается фильтром из двух слоев стекловолокна.

В последние годы получает распространение отопление свинарников-маточников, телятников, птичников и других животноводческих помещений при помощи газовых горелок инфракрасного излучения. Преимущества такого способа по сравнению с другими видами отопления в более высоком коэффициенте полезного действия и уменьшении расхода тепловой энергии на 20—25%. Кроме того, газовое лучистое отопление дешевле по своим затратам и проще в эксплуатации, а инфракрасные лучи оказывают положительное биологическое воздействие на животных, особенно на молодняк.

Для предотвращения накопления продуктов сгорания газа помещения следует оборудовать приточно-вытяжной вентиляцией. Опыт использования такого отопления в хозяйствах показывает, что при выполнении технико-эксплуатационных правил применения газовых горелок и надежно действующих систем вентиляции и канализации количество окиси углерода, углекислого газа и аммиака в воздухе животноводческого помещения не превышает зоогигиенических норм.

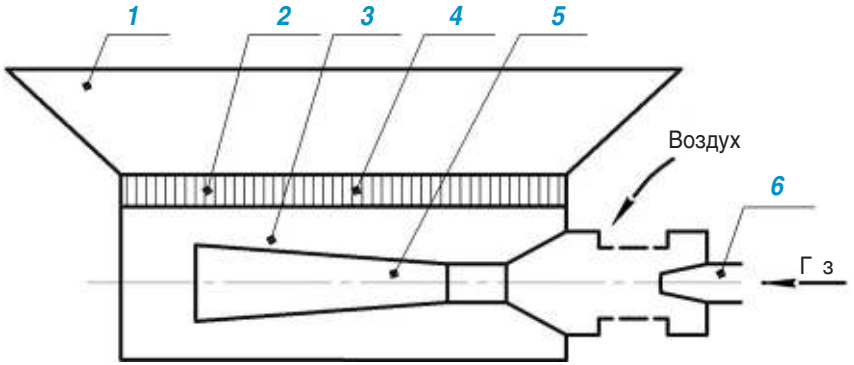


Рис. 6.14. Принципиальная схема газовой горелки инфракрасного излучения: *1* — рефлектор; *2* — огневые каналы; *3* — насадка; *4* — керамическая поверхность — излучатель; *5* — смеситель-инжектор; *6* — сопло

Инфракрасные излучатели устанавливают на определенной высоте и под таким углом, чтобы основной поток лучистой энергии падал на пол в станках для животных, просушивая его. В связи с этим желательно, чтобы материал, из которого выполнен пол, имел низкую теплопроводность.

Горелка инфракрасного излучения (рис. 6.14) состоит из сопла и смесителя, в котором образуется газовоздушная смесь, насадки, состоящей из огнеупорных керамических плиток с большим количеством сквозных отверстий малого диаметра.

Газовоздушная смесь, подготовленная в смесителе-инжекторе, проходит через отверстия в плитке, сгорает у поверхности огневых каналов, в результате чего температура на керамической поверхности излучателя составляет 800...900 °С. Далее тепловая энергия поступает в помещение в виде электромагнитных волн, нагревая не воздух в помещении, а поверхность, на которую они падают.

Система отопления с газовыми горелками инфракрасного излучения представляет собой один или несколько газопроводов, смонтированных под потолком вдоль продольной оси помещения. К отводным патрубкам этих распределительных газопроводов при помощи гибких шлангов присоединены горелки инфракрасного излучения. Перед каждой горелкой установлен отключающий газовый кран. Если горелки работают на сжиженном газе, то снаружи помещения устраивают подземные резервуары или устанавливают баллоны.

Системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями оборудуют аппаратурой дистанционного зажигания и выключения го-

релок с пульта управления, а также автоматикой безопасности, отсекающей подачу газа при внезапном погасании пламени.

Особенно перспективно такое отопление птичников, так как газовые обогреватели с инфракрасным излучением удобно применять для местного обогрева в зонах непосредственного сосредоточения птицы, не подогревая до высокой температуры воздух во всем объеме помещения. В брудерах с несколькими горелками можно устанавливать оптимальную температуру обогрева, соответствующую возрасту цыплят, изменяя давление газа, высоту подвеса горелок и угол их наклона.

Для поддержания необходимого температурно-влажностного режима системы отопления и вентиляции животноводческих помещений автоматизируют. Проще всего автоматизировать воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией. Существуют различные схемы автоматизации отопительно-вентиляционных установок, в основу действия которых положен один принцип — регулирование по отклонению. В случае отклонений регулируемых параметров от заданных значений возникают так называемые сигналы рассогласования, которые усиливаются и преобразуются в командные импульсы, воздействующие через исполнительные механизмы на регулирующие органы системы регулирования.

Применение теплообменных аппаратов в сельскохозяйственном производстве. Теплообменные аппараты в агропромышленном комплексе используются при утилизации теплоты удаляемого воздуха из животноводческих помещений, получении сахара, пастеризации молока и многих других процессах. Рассмотрим более подробно использование теплообменных аппаратов при пастеризации молока.

Теплообменные аппараты в молочной промышленности используются как в качестве охладителей, так и в качестве нагревателей.

Основными видами нагрева молока, применяемыми сегодня в промышленных масштабах, являются ультрапастеризация, стерилизация и пастеризация. Это необходимо для уничтожения патогенной микрофлоры, но длительное температурное воздействие негативно влияет на вкусовые качества молочных продуктов. Молоко и молочные продукты пастеризуют в специальных емкостях, трубчатых пастеризационных установках, а также в пластинчатых пастеризационно-охладительных установках.

Охлаждение молока имеет большое значение для его сохранения, так как свежевыдоенное молоко характеризуется свойством задерживать развитие микроорганизмов только в первые два-три часа. Вот почему его необходимо после доения охладить. При охлаждении

от 37 до 10 °С бактерицидный период увеличивается с 2 до 24 часов, а до 5 °С — до 36 часов.

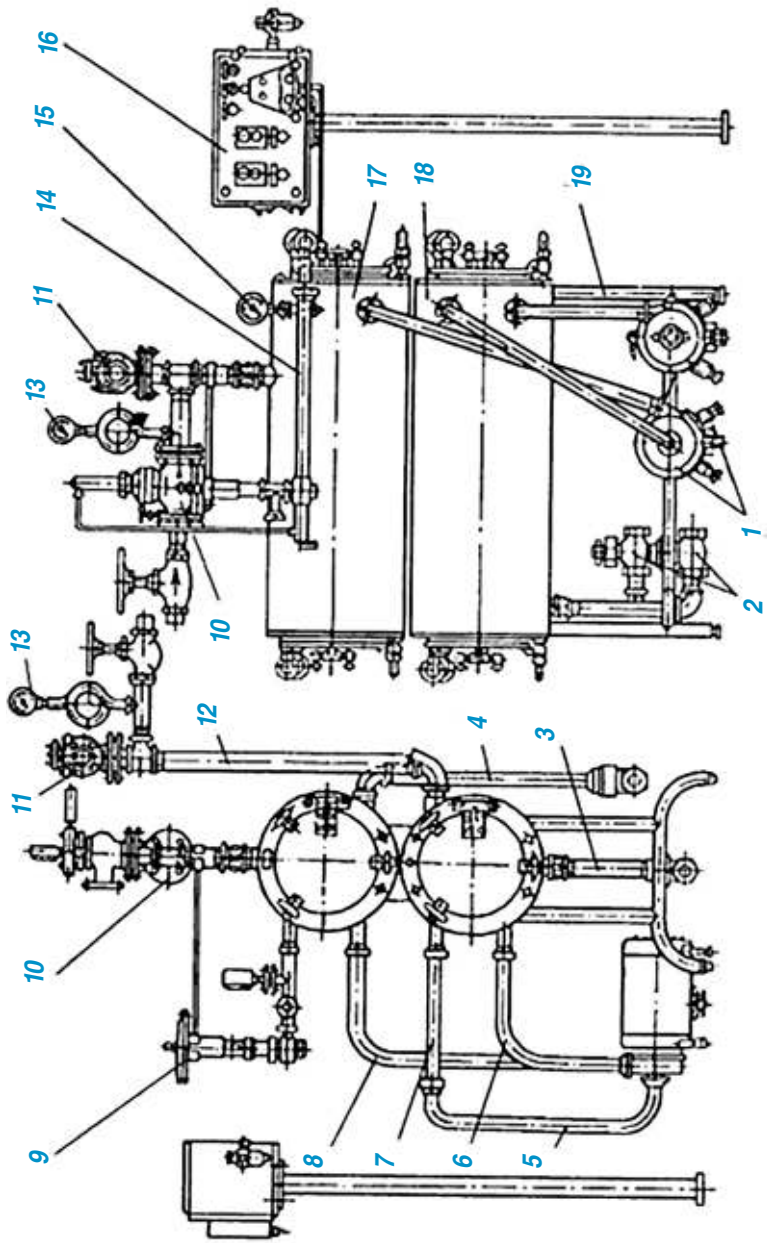
Основная цель охлаждения молока — это путем снижения температуры создать условия, тормозящие развитие в молоке микроорганизмов, и тем самым сохранить нормальные свойства и качество молока на возможно более продолжительное время. В приемных, перевалочных и пристанционных пунктах охлаждением молока до 4—5 °С и ниже достигается замедление развития в нем молочнокислого процесса, а следовательно, и повышения кислотности, что дает возможность сохранить нормальные качества молока до момента доставки его на завод. Принятое молоко немедленно после очистки от грязи охлаждается до 4—5° С. Если приемный пункт пропускает большие количества молока, применяется охлаждение молока в пластинчатых теплообменниках.

Трубчатая пастеризационная установка (см. рис. 6.15) состоит из трубчатого аппарата, двух центробежных насосов, возвратного клапана, конденсатоотводчиков и пульта управления с приборами контроля и регулирования технологического процесса.

Основной элемент установки — двухцилиндровый теплообменный аппарат, состоящий из верхнего и нижнего цилиндров, соединенных между собой трубопроводами. В торцы цилиндров вварены трубные решетки, в которых развальцовано по 24 трубы диаметром 30 мм. В трубных решетках из нержавеющей стали профрезерованы короткие каналы, соединяющие последовательно концы труб. В результате образуется непрерывный змеевик общей длиной около 30 м. Торцы цилиндров закрыты крышками с резиновыми уплотнениями для обеспечения герметичности аппарата и изолирования коротких каналов друг от друга.

Пар подается в межтрубное пространство каждого цилиндра. Отработавший пар в виде конденсата выводится при помощи термодинамических конденсатоотводчиков. Нагреваемое молоко движется во внутритрубном пространстве, проходя последовательно нижний и верхний цилиндры. На входе установлен клапан, регулирующий подачу пара, а на выходе молока из аппарата — возвратный клапан, при помощи которого недопастеризованное молоко автоматически направляется на повторную пастеризацию. Возвратный клапан связан через регулятор температуры с термодатчиком, расположенным также на выходе молока из аппарата. Установка снабжена манометрами для контроля за давлением пара и молока.

Обрабатываемый продукт из накопительной емкости первым центробежным насосом подается в нижний цилиндр теплообменного ап-



11 — предохранительные клапаны; *12* — паропровод; *13* — манометры для пара; *14* — патрубок для выхода пастеризованного молока; *15* — манометр для молока; *16* — пульт управления; *17* — верхний цилиндр; *18* — нижний цилиндр; *19* — рама

парата, где нагревается паром до 50—60 °С и переходит во второй цилиндр. Здесь он пастеризуется при 80—90 °С.

К преимуществам трубчатых пастеризационных установок по сравнению с пластинчатыми относятся значительно меньшие количество и размеры уплотнительных прокладок, а к недостаткам — большие габариты и высокая металлоемкость; кроме того, при чистке и мойке этих установок требуется свободное пространство со стороны торцов цилиндров теплообменного аппарата.

Трубчатые установки эффективны тогда, когда дальнейший процесс обработки молока проводят при температуре, незначительно отличающейся от температуры пастеризации.

В состав пастеризационно-охладительных установок, применяемых при производстве питьевого молока, обычно входят уравнительный бак, центробежные насосы для молока и горячей воды, пластинчатый теплообменный аппарат, сепаратор-молокоочиститель, выдерживатель, возвратный клапан, система нагрева воды и шкаф управления. В зависимости от производительности такие установки могут иметь различное число секций в пластинчатом аппарате, а также отличаться способом нагрева теплоносителя. Технологическая схема автоматизированной пластинчатой пастеризационно-охладительной установки производительностью 1000 л/ч приведена на рис. 6.16.

Центробежный насос предназначен для забора молока из уравнительного бака и подачи его в пластинчатый аппарат. Для исключения подсоса воздуха в насос в уравнительном баке при помощи поплавкового механизма поддерживается определенный уровень молока (не менее 300 мм).

В главной передней и вспомогательной задней стойках пластинчатого аппарата закреплены концы верхней и нижней горизонтальных штанг. Верхняя предназначена для подвески теплообменных пластин. По периферии каждой пластины в специальной канавке уложена большая резиновая прокладка, герметично уплотняющая канал.

В пластинах сделаны отверстия с небольшими кольцевыми прокладками. После сборки пластин в аппарате образуются две изолированные системы каналов, по которым перемещаются молоко и охлаждающая жидкость.

Пластинчатый аппарат снабжен теплообменными пластинами из нержавеющей стали, которые разбиты на пять секций: первая и вторая ступени регенерации, пастеризации, охлаждения артезианской водой и охлаждения ледяной водой. Некоторые пластинчатые аппараты имеют одну секцию регенерации. Секции отделены друг от друга специ-

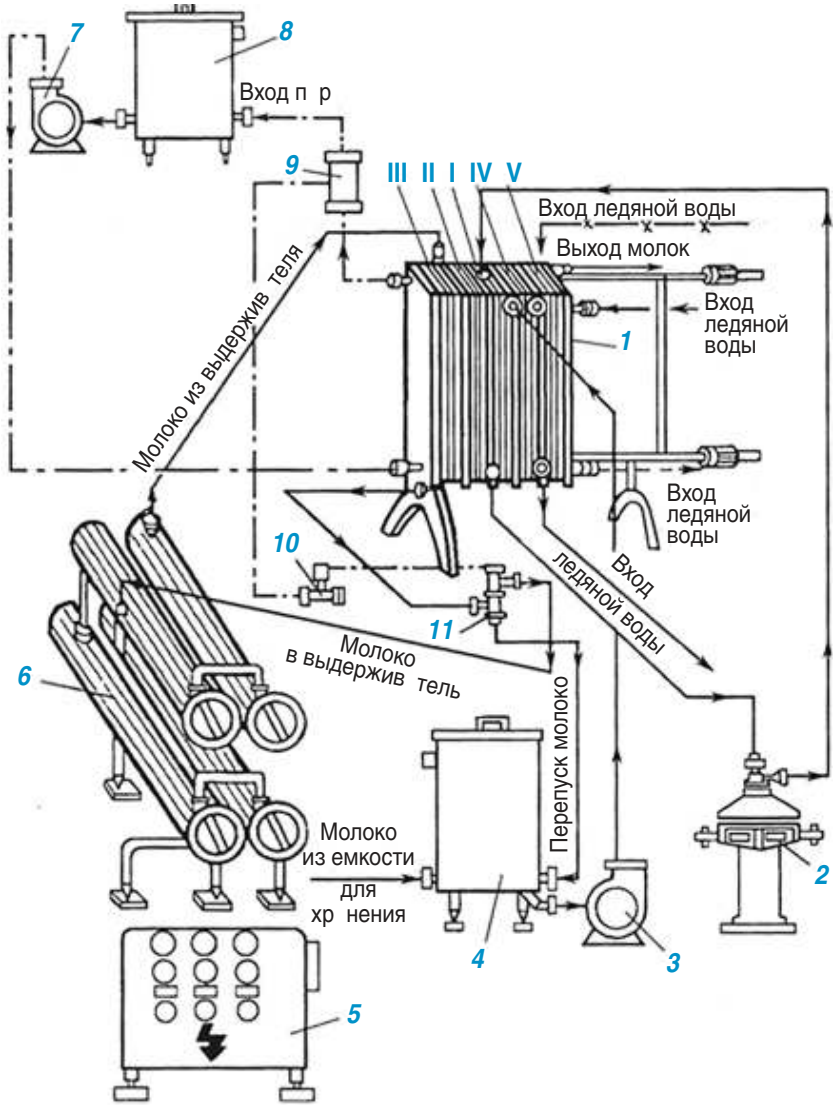


Рис. 6.16. Схема пластинчатой пастеризационно-охладительной установки: *1* — пластинчатый аппарат; *2* — сепаратор-молокоочиститель; *3* — молочный насос; *4* — уравнительный бак; *5* — пульт управления; *6* — выдерживатель; *7* — водяной насос; *8* — конвекционный бак; *9* — инжектор; *10* — клапан, регулирующий подачу пара; *11* — перепускной электрогидравлический клапан; **I**, **II** — секции регенерации; **III** — секция пастеризации; **IV** — секция охлаждения холодной водой; **V** — секция охлаждения ледяной водой

альными промежуточными плитами, по углам которых установлены штуцеры для подвода и отвода жидкостей.

Сепаратор-молокоочиститель служит для очистки молока. При использовании очистителя с центробежной выгрузкой осадка устанавливают один сепаратор, с ручной — два.

Выдерживатель — один из основных элементов пастеризационно-охладительных установок. В нем молоко выдерживается при температуре пастеризации в течение определенного времени, необходимого для завершения бактерицидного действия температуры.

Выдерживатель состоит из одного или четырех цилиндров, которые крепятся на трубчатых опорах. В некоторых установках выдерживатель выполнен в виде четырех секций, каждая из которых представляет собой спираль, изготовленную из трубы диаметром 60 мм.

При обработке молока, полученного от здоровых животных, в работе участвует одна секция. В случае обработки молока от больных животных оно пропускается последовательно через все четыре секции выдерживателя. Таким образом, время выдержки молока при прочих равных условиях зависит от вместимости выдерживателя.

Возвратный, или перепускной, электрогидравлический клапан служит для автоматического переключения потока молока на повторную пастеризацию при снижении его температуры в секции пастеризации.

Система нагрева промежуточного теплоносителя пастеризационно-охладительной установки состоит из конвекционного бака, насоса горячей воды, инжектора, клапана подачи пара и трубопроводов.

Бак служит для сбора, выравнивания температуры и отвода излишков воды.

Таким образом, теплообменные аппараты получили большое распространение в установках пастеризации молока, поскольку позволяют соблюдать тепловые режимы как при пастеризации, так и при охлаждении при сохранении требуемой производительности.

Лаврухин Павел Владимирович
Панченко Сергей Викторович
Пархоменко Сергей Геннадьевич

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Учебное пособие

Редактор *Н.А. Смирнова*
Корректор *Е.П. Соколова*
Верстка *В.Я. Грибовского*