

В. В. ЖАБО, В. В. УВАРОВ



ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

Допущено Министерством энер-
гетики и электрификации СССР
в качестве учебника для учащихся
энергетических и энергостроитель-
ных техникумов



«ЭНЕРГИЯ»
МОСКВА 1976

6П2.3:6П2.22

Ж 12

УДК [532+621.65](07)

Жабо В. В. и Уваров В. В.

Ж 12 Гидравлика и насосы. Учебник для учащихся энергетических и энергостроительных техникумов. М., «Энергия», 1976.

280 с. с ил.

В книге дано описание основных законов гидравлики и приведены примеры их практического применения. Рассмотрены важнейшие свойства жидкостей, основы гидростатики и гидродинамики. Приведены расчетные зависимости и методика гидравлического расчета трубопроводов различного назначения и истечения жидкостей из отверстий и насадков.

Дана классификация и рассмотрены основные типы насосов, применяемых на тепловых электростанциях. Изложены основы теории и расчета центробежных насосов, наиболее широко применяемых на ТЭС. Приведены некоторые их технические характеристики и основные правила эксплуатации. Дано краткое описание основных узлов и деталей.

Отдельная глава посвящена лабораторным работам по курсу. Книга предназначена в качестве учебника для техникумов по специальностям 0309, 0321, 0323 и 0635. Она может быть использована также студентами других учебных заведений и обслуживающим персоналом тепловых электрических станций.

Ж $\frac{20303-461}{051(01)-76}$ 6-76

6П2.3:6П2.22

© Издательство «Энергия», 1976 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной задачей настоящего учебника является ознакомление будущих техников-теплоэнергетиков со свойствами жидкостей, законами их течения; явлениями, сопровождающими процесс течения жидкостей по каналам разнообразных форм и размеров, принципами подхода к количественной оценке влияния на процесс течения различных факторов и, наконец, с некоторыми методами расчета различных режимов течений жидкости в агрегатах и аппаратах, использующих или трансформирующих энергию струи жидкости.

Учебник состоит из двух частей. В первой части рассмотрены основные теоретические положения, связанные с состоянием жидкости и с законами ее течения. Во второй части приведена общая теория течения жидкости в проточной части насосов и дана их классификация. Акцент сделан на центробежные насосы, поскольку этот тип насосов нашел наибольшее применение на тепловых электрических станциях (ТЭС).

Подробно рассмотрены новые, более совершенные конструкции насосов, до последнего времени не описанные в учебной литературе для техникумов.

Теоретические и практические вопросы, рассматриваемые в книге, сопровождаются примерами расчета, облегчающими их понимание.

В конце каждой главы помещены контрольные вопросы, которые составлены с таким расчетом, чтобы фиксировать внимание учащихся на узловых моментах темы и способст-

способствовать лучшему усвоению ими изучаемого материала.

Учебник содержит главу «Лабораторные работы», написанную в соответствии с программой по курсу. Лабораторные работы связаны с текстом соответствующих глав учебника, что позволило избежать повторений при их описании.

Предисловие, введение и гл. 1—10 написаны В. В. Уваровым, гл. 9— В. В. Жабо.

При работе над рукописью были учтены замечания и рекомендации, сделанные рецензентами и редактором канд. техн. наук И. А. Шалобасовым, которым авторы выражают глубокую благодарность.

Первое издание книги, естественно, не лишено недостатков, которые будут выявляться в процессе практического использования учебника. Авторы с благодарностью примут замечания и пожелания, которые следует направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., д. 10, издательство «Энергия».

ВВЕДЕНИЕ

1. Содержание предмета «Гидравлика и насосы»

Гидравликой называют науку, изучающую законы равновесия и движения капельных жидкостей и взаимодействия жидкостей с соприкасающимися с ними покоящимися или движущимися твердыми телами.

Гидравлика состоит из двух частей: гидростатики и гидродинамики.

Гидростатика изучает законы равновесия жидкостей и их действие на ограничивающие стенки, гидродинамика — законы движения жидкостей и их взаимодействие с ограничивающими стенками.

Гидравлика является основой таких дисциплин, как гидросистемы (насосы, трубопроводы, различные гидроагрегаты), гидравлические машины (турбины, насосы, компрессоры), гидроэнергетика, водоснабжение и канализация, гидротехнические сооружения и др.

2. Краткий исторический обзор развития гидравлики как науки

Гидравлика — очень древняя наука. За несколько тысяч лет до нашей эры в Индии и Китае, в Египте, в странах Ближнего и Среднего Востока уже строились каналы и плотины, водяные колеса — первые гидравлические двигатели. Методов расчета этих сооружений в то время не существовало и определенные достижения в гидротехническом строительстве были возможны благодаря искусству и практическому опыту строителей.

Первым научным трудом в области гидравлики считается написанный примерно за 250 лет до нашей эры трактат Архимеда «О плавающих телах», в котором величайший ученый древности сформулировал закон о давлении жидкости на погруженное в нее тело.

Особое развитие гидравлики получила в средние века. В XV в. Леонардо да Винчи (1452—1519 гг.) написал труд «О движении и измерении воды в речных сооружениях», опубликованный через 307 лет после его смерти.

В 1586 г. голландский ученый Симон Стевин опубликовал работу «Начала гидростатики». В XVI—XVII вв. Г. Галилей (1564—1642 гг.), Э. Торичелли (1608—1647 гг.), Б. Паскаль (1623—1662 гг.) и И. Ньютон (1642—1726 гг.) проводили исследования, позволившие разработать основы гидродинамики.

В 1755—1756 гг. выходят в свет работы Л. П. Эйлера (1707—1783 гг.), где впервые приводится полная система дифференциальных уравнений равновесия и движения идеальной жидкости.

Основоположниками гидравлики как самостоятельной науки являются члены Петербургской Академии наук М. В. Ломоносов (1711—1776 гг.), Д. И. Бернулли (1700—1782 гг.) и Л. П. Эйлер. В 1738 г. была опубликована работа Д. Бернулли «Гидродинамика или записки о силах движения жидкости», в которой установлена зависимость между давлением и скоростью в элементарной струйке идеальной жидкости.

Представляют интерес также работы Шези, Вентури, Дарси, Вейсбаха, Базена и Рейнольдса. Труды этих ученых посвящены главным образом изучению турбулентности потоков и установлению общих законов сопротивления движению вязких жидкостей, а также исследованию движения жидкости в трубах, каналах и на водосливах. Большое внимание в них уделено также разработке теории размерности и подобия и постановке лабораторных экспериментов.

В 1791 г. вышло в свет первое русское печатное руководство по гидравлике А. Колмакова «Карманная книжка для вычисления количества воды, вытекающей через трубы, отверстия или по желобам, также и силы, какою они ударяют, стремясь с данной скоростью».

В конце XIX—начале XX вв. появились крупные работы русских ученых: И. С. Громека (1851—1889), предложившего уравнения вихревого движения жидкости, Н. П. Петрова (1836—1920 гг.), разработавшего гидродинамическую теорию смазки, Н. Е. Жуковского (1847—1921 гг.), создавшего теорию гидравлического удара в трубах.

Большой вклад в развитие гидравлики внесли советские ученые: А. Н. Колмогоров (теория турбулентности), Н. Н. Павловский (теория фильтрации, равномерное и неравномерное движение жидкости), И. И. Куколевский (теория машиностроительной гидравлики), С. А. Христианович (неустановившееся движение жидкости) и многие другие.

Гидравлику, как прикладную инженерную науку, широко используют в различных областях техники. Знание гидравлики необходимо для проектирования водных путей сообщения; строительства гидроэлектростанций; осуществления водоснабжения, канализации, осушения и орошения; конструирования в области авиации; расчета водяного отопления зданий; определения пропускной способности отверстий мостов и дорожных труб; выполнения земляных работ способом гидромеханизации; устройства водопонижения при строительстве; транспортирования по трубам бетонной смеси, строительных растворов, нефтепродуктов и взвешенного в воде угля, а также для проектирования турбин, насосов, гидропередат, гидравлических приводов и других гидравлических машин.

Велико значение гидравлики в машиностроении, где приходится иметь дело с закрытыми каналами (например, трубами или проточными частями насосов, турбин и других гидравлических машин) и напорными течениями в них, т. е. с потоками без свободной поверхности и с давлением, отличным от атмосферного.

Гидросистемы, состоящие из насосов, трубопроводов, различных гидроагрегатов, широко используют в машиностроении в качестве системы жидкостного охлаждения, топливоподачи, смазки и др.

В общей схеме тепловой электрической станции ее насосное оборудование занимает значительное место. Развитая система трубопроводов различного назначения, конденсатные, циркуляционные, питательные насосы, насосы систем топливоснабжения, вакуумные насосы для заполнения циркуляционных насосов водой при их пуске и т. д. могут быть правильно рассчитаны, спроектированы и смонтированы лишь на основе прочных знаний в области теории этих машин. Для грамотной эксплуатации, ремонта и наладки насосов также нужно иметь соответствующую подготовку в области гидравлики,

Часть первая

ГИДРАВЛИКА



Глава первая

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1-1. ВИДЫ ЖИДКОСТЕЙ

Жидкостью называют физическое тело, обладающее свойством текучести, ввиду чего жидкость не имеет собственной формы и принимает форму сосуда, который она заполняет. Жидкости делят на два вида: капельные и газообразные. Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (почти полной несжимаемостью) и малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям, обусловленным незначительностью сил сцепления и сил трения между частицами жидкости. К капельным жидкостям относятся вода, нефть, керосин, бензин, ртуть, спирт и т. п. Газообразные жидкости (газы) обладают большой сжимаемостью, не оказывают сопротивления ни растягивающим, ни касательным усилиям и имеют малую вязкость. Сжиженные газы (пропан, бутан) также обладают значительной сжимаемостью.

Гидравлика рассматривает только капельные жидкости, однако многие свойства капельных и газообразных жидкостей, а также многие механические законы для них одинаковы.

1-2. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ЖИДКОСТЬ

Жидкость, находящаяся в покое, подвергается действию внешних сил двух категорий: массовых и поверхностных. К массовым относятся силы, пропорциональные массе жидкости: сила тяжести и сила инерции. К поверхностным относятся силы, действующие на поверхности объемов жидкости, например давление атмосферы на поверхность жидкости в открытом сосуде

или давление пара на поверхность жидкости в паровом котле и т. д.

Жидкость, находящаяся в движении, подвергается дополнительно к перечисленным еще и действию сил внутреннего трения, возникающих вследствие торможения отдельных слоев жидкости друг о друга и о стенку канала. Силы, возникающие в результате скольжения слоев частиц жидкости, называются силами внутреннего трения или силами вязкости.

1-3. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

Плотностью жидкости ρ называют массу единицы ее объема, кг/м³:

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (1-1)$$

где m — масса жидкости; V — объем жидкости.

Приведем численные значения плотности некоторых капельных и газообразных жидкостей, применяемых в технике, кг/м³:

| | |
|--|------|
| Вода | 1000 |
| Нефть | 860 |
| Бензин | 700 |
| Керосин | 740 |
| Сжиженный пропан при 0°C и давлении насыщения | 523 |
| Сжиженный бутан при 0°C и давлении насыщения | 600 |
| Воздух при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 0°C | 1,29 |
| Метан при давлении 760 мм рт. ст. и температуре 0°C | 0,72 |

Из вышеизложенного видно, что плотность капельных жидкостей значительно больше, чем газообразных.

Удельным весом жидкости (газа) называют вес единицы объема жидкости, Н/м³:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{mg}{m/\rho} = \rho g, \quad (1-2)$$

где G — вес жидкости; V — объем жидкости.

Удельным объемом жидкости (газа) называют объем, занимаемый единицей массы жидкости, м³/кг:

$$v = \frac{V_{\text{ж}}}{m} = \frac{1}{\rho}. \quad (1-3)$$

При колебаниях температуры и давления объемы капельных жидкостей изменяются весьма незначительно, поэтому для практических расчетов плотность, удельный

вес и удельный объем таких жидкостей часто принимают постоянными. В качестве иллюстрации в табл. 1-1 приведены значения относительной плотности воды δ , т. е. отношение плотности воды при какой-либо температуре к наибольшей плотности воды при температуре $+4^{\circ}\text{C}$.

Таблица 1-1

Зависимость относительной плотности воды от температуры

| t°, C | δ | t°, C | δ |
|-----------------------|----------|-----------------------|----------|
| 0 | 0,99987 | 30 | 0,99576 |
| 3 | 0,99999 | 40 | 0,99235 |
| 4 | 1,00000 | 50 | 0,98820 |
| 5 | 0,99999 | 60 | 0,98338 |
| 10 | 0,99975 | 70 | 0,97794 |
| 15 | 0,99915 | 80 | 0,97194 |
| 20 | 0,99826 | 90 | 0,96556 |
| 25 | 0,99712 | 100 | 0,95865 |

Сжимаемость жидкостей и газов характеризуется коэффициентом сжимаемости, под которым понимается относительное изменение объема жидкости, возникающее при изменении давления на единицу, $1/\text{Па}$:

$$\beta = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}, \quad (1-4)$$

где ΔV — уменьшение объема V ; Δp — увеличение давления.

Величина, обратная коэффициенту сжимаемости, называется истинным модулем сжатия, Па :

$$k_0 = \frac{1}{\beta}. \quad (1-5)$$

Для воды истинный модуль сжатия $k_0 \approx 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$.

Для газов при постоянной температуре истинный модуль сжатия численно равен давлению

$$k_0 = \frac{1}{\beta} = p. \quad (1-5a)$$

При относительно невысоких давлениях сжимаемостью жидкостей пренебрегают. При значительных изменениях давления сжимаемость капельных жидкостей следует учитывать.

Вследствие большой сжимаемости газообразных жидкостей их плотность, удельный вес и удельный объем в значительной степени зависят от температуры и давления.

Процессы сжатия и расширения газов подчиняются известным из физики законам Бойля—Мариотта и Гей-Люссака для идеальных газов и здесь не рассматриваются.

Силы поверхностного натяжения действуют на поверхности жидкости, стремятся придать объему жидкости сферическую форму и вызывают некоторое дополнительное давление в жидкости. Однако это давление заметно сказывается лишь при малых размерах и для сферических объемов (капель) определяется по формуле

$$p = \frac{2\sigma}{r}, \quad (1-6)$$

где r — радиус сферы, м; σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости, кг/с².

Коэффициент поверхностного натяжения разных жидкостей имеет следующие значения при температуре 18°C: вода $7,3 \cdot 10^{-2}$; метиловый спирт $2,3 \cdot 10^{-2}$; ртуть $50 \cdot 10^{-2}$; касторовое масло $3,5 \cdot 10^{-2}$. С ростом температуры поверхностное натяжение уменьшается.

В трубках малого диаметра дополнительное давление, обусловленное поверхностным натяжением, вызывает явление подъема (или опускания) жидкости относительно нормального уровня, называемое капиллярностью.

Высота подъема смачивающей жидкости (или опускания несмачивающей жидкости) в стеклянной трубке диаметром d определяется по формуле для полусферического мениска:

$$h = \frac{4\sigma}{d\gamma} = \frac{k}{d}, \quad (1-7)$$

где k имеет следующие значения: для воды +30; для ртути —10,1; для спирта +11,5 мм².

С явлением капиллярности приходится сталкиваться при использовании стеклянных трубок в приборах для измерения давления, а также в некоторых случаях истечения жидкости.

Вязкость — свойство жидкости оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) слоев частиц жидкости.

При движении жидкости в трубах и открытых руслах каждый слой ее частиц скользит по другому, т. е. внутри жидкости происходит процесс, аналогичный трению.

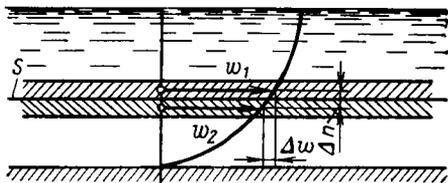


Рис. 1-1. Схема возникновения сил внутреннего трения при движении жидкости.

Вязкость жидкости и газа влияет на сопротивление, возникающее при движении их по трубам. Внутреннее трение газов и жидкостей характеризуется коэффициентом вязкости.

Согласно гипотезе, высказанной впервые Ньютоном в 1686 г., а затем экспериментально обоснованной проф. Н. П. Петровым в 1883 г., силы внутреннего трения между частицами жидкости, движущейся прямолинейно, пропорциональны отнесенному к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения и площади поверхности соприкосновения слоев (рис. 1-1):

$$F = \mu S \frac{\Delta w}{\Delta n}, \quad (1-8)$$

где F — сила внутреннего трения; μ — коэффициент внутреннего трения или динамический коэффициент вязкости, зависящий от свойств данной жидкости; S — площадь поверхности соприкосновения слоев; Δw — изменение линейной скорости жидкости (на рис. 1-1 $\Delta w = w_1 - w_2$); Δn — расстояние между слоями по нормали к направлению линейной скорости.

Касательные напряжения или напряжения внутреннего трения, возникающие в жидкости в результате

внутреннего трения, могут быть определены из зависимости:

$$\tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{\Delta \omega}{\Delta n}. \quad (1-9)$$

Следовательно, динамический коэффициент вязкости, характеризующий вязкость капельных жидкостей, равен:

$$\mu = \tau \frac{\Delta n}{\Delta \omega}. \quad (1-10)$$

Отсюда находится размерность динамического коэффициента вязкости:

$$[\mu] = [\tau] \cdot \left[\frac{\Delta n}{\Delta \omega} \right] = \text{Н/м}^2 \cdot \text{м/м/с} = \text{кг/(м} \cdot \text{с)}.$$

В практических расчетах часто пользуются кинематическим коэффициентом вязкости, представляющим собой отношение динамического коэффициента вязкости к плотности жидкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1-11)$$

Отсюда находится размерность кинематического коэффициента вязкости:

$$[\nu] = [\mu] : [\rho] = (\text{кг/м} \cdot \text{с}) : (\text{кг/м}^3) = \text{м}^2/\text{с}.$$

Физический смысл динамического коэффициента вязкости виден из рассмотрения единиц его измерения: в числителе — работа, а в знаменателе — объемный расход:

$$\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3/\text{с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3/\text{с}} = \frac{\text{работа}}{\text{объемный расход жидкости}}.$$

Таким образом, динамический коэффициент вязкости представляет собой работу, которую необходимо совершить при относительном течении слоев жидкости для единицы объемного расхода.

Физический смысл кинематического коэффициента вязкости также виден из единиц его измерения:

$$\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг/с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг/с}} = \frac{\text{работа}}{\text{массовый расход жидкости}}.$$

Следовательно, кинематический коэффициент вязкости представляет собой работу, которую необходимо

совершить при относительном движении слоев жидкости для единицы массового расхода.

Числовые значения этих коэффициентов обычно приводятся в виде графиков или таблиц.

Для некоторых жидкостей (и газов) кинематический коэффициент вязкости составляет: для воды 10^{-6} ; для воздуха при атмосферном давлении и температуре 0°C $13,2 \cdot 10^{-6}$; для метана при атмосферном давлении и температуре 17°C $16 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Вязкость капельных жидкостей зависит от температуры и уменьшается с увеличением последней. Вязкость газов, наоборот, с увеличением температуры возрастает. Это объясняется различием самой природы вязкости в жидкостях и в газах. В жидкостях молекулы расположены гораздо ближе друг к другу, чем в газах, и вязкость вызывается силами молекулярного сцепления. Эти силы с ростом температуры уменьшаются, поэтому вязкость падает. В газах же вязкость обусловлена главным образом беспорядочным тепловым движением молекул, интенсивность которого увеличивается с температурой. Поэтому вязкость газов с увеличением температуры возрастает.

Вязкость капельных жидкостей зависит также от давления, однако эта зависимость существенно проявляется лишь при относительно больших изменениях давления, порядка нескольких сотен атмосфер. С увеличением давления вязкость большинства жидкостей возрастает, но при давлениях меньше 10 МПа изменением вязкости обычно пренебрегают.

Вязкость газов при обычно встречающихся в технике перепадах давления не зависит от давления. Но если газы подвергаются очень сильному сжатию, их вязкость значительно возрастает.

Вязкость капельных жидкостей определяют при помощи приборов, называемых вискозиметрами. Принцип действия вискозиметра может быть разным. Часто определяют вязкость жидкостей на вискозиметре типа ВУ. Принцип его действия основан на том, что одинаковые объемы жидкостей, имеющих разную вязкость, вытекают через калиброванный капилляр за разные промежутки времени. В качестве эталонной жидкости применяют обычно дистиллированную воду. Полученную вязкость выражают в условных градусах $^{\circ}\text{ВУ}$, которые представляют собой отношение времени исте-

чения определенного объема (200 см³) данной жидкости из вискозиметра ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при 20°C, называемому иногда водным числом прибора.

Перевод градусов условной вязкости (°ВУ) в единицы кинематической вязкости выполняется по эмпирической формуле Уббелодэ:

$$\nu = 0,0731^\circ\text{ВУ} - \frac{0,0631}{^\circ\text{ВУ}}. \quad (1-12)$$

Значения кинематической вязкости по этой формуле получаются в стоксах (Ст):

1.4. ИДЕАЛЬНЫЕ И РЕАЛЬНЫЕ ЖИДКОСТИ

Под идеальной жидкостью подразумевают такую условную жидкость, которая обладает абсолютной несжимаемостью, абсолютной подвижностью частиц, а также отсутствием сил сцепления между ними. Вязкость идеальной жидкости равна нулю. Таким образом, идеальная жидкость перемещается по трубам и каналам без сопротивлений (без потери энергии на трение). Когда реальная жидкость находится в покое, в ней не проявляются силы вязкости и она имеет свойства, близкие к свойствам идеальной жидкости. Следовательно, рассмотрение при решении гидравлических задач идеальной жидкости вместо реальной вполне допустимо. Такое рассмотрение позволяет применять точный математический анализ для решения технических задач в гидравлике.

Примеры

Пример 1-1. Уксусная кислота в капиллярной трубке поднимается на высоту 30 мм. На какую высоту поднимется эфир в капиллярной трубке, диаметр которой вдвое больше?

Решение. Высота поднятия уксусной кислоты в капилляре с диаметром d_1

$$h_1 = \frac{4\sigma_1}{\rho_1 g d_1},$$

а эфира в капилляре с диаметром d_2

$$h_2 = \frac{4\sigma_2}{\rho_2 g d_2},$$

где σ_1 и σ_2 — коэффициенты поверхностного натяжения соответственно уксусной кислоты и эфира; ρ_1 и ρ_2 — их плотности.

Отсюда

$$h_2 = \frac{\sigma_2 \rho_1 d_1}{\sigma_1 \rho_2 d_2} h_1 = \frac{\sigma_2 \rho_1}{2 \sigma_1 \rho_2} h_1$$
$$h_2 = \frac{0,017 \cdot 1050}{2 \cdot 0,028 \cdot 710} 30 \approx 13,5 \text{ мм.}$$

Пример 1-2. Определить удельный объем и удельный вес жидкости, если известна ее плотность $\rho = 910 \text{ кг/м}^3$, ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

О т в е т: $v = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{кг}$; $\gamma = 8,93 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$.

Пример 1-3. Стальной барабан подвергается гидравлическому испытанию созданием избыточного давления 1,96 МПа. Определить, какое количество воды дополнительно к первоначальному объему при атмосферном давлении необходимо подать насосом в барабан, если его геометрическая емкость равна 10 м^3 . Деформацией барабана пренебречь, коэффициент сжимаемости воды принять равным $1/2,3 \cdot 10^3 \text{ МПа}$.

О т в е т: $\Delta V = 8,52 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Пример 1-4. Определить условную вязкость 200 см^3 жидкости, если известно, что при температуре 50°C время ее истечения через калиброванное отверстие вискозиметра равно 153 с. Водное число прибора 51 с.

О т в е т: $VU = 3^\circ VU$.

Пример 1-5. Определить коэффициент динамической вязкости жидкости с условной вязкостью $5^\circ VU$. Плотность жидкости принять равной 830 кг/м^3 .

О т в е т: $\mu = 0,0285 \text{ кг/м}\cdot\text{с}$.

Контрольные вопросы

1. Какие законы изучает гидравлика?
2. Из каких двух частей состоит гидравлика и какие законы в них рассматриваются?
3. Какой ученый написал первый научный труд в области гидравлики?
4. Какие ученые являются основоположниками гидравлики как самостоятельной науки?
5. В каких областях техники применяется гидравлика?
6. Перечислите агрегаты и узлы тепловой электрической станции, при расчете, эксплуатации и ремонте которых необходимо знание законов гидравлики.
7. Дайте определение жидкости.
8. Дайте определение капельной и газообразных жидкостей.
9. Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в покое?
10. Какие силы действуют на жидкость, находящуюся в движении?
12. Дайте определение удельного веса жидкости.
13. Дайте определение удельного объема жидкости.
14. Чем характеризуется сжимаемость жидкостей и газов?
15. Дайте определение истинного модуля сжатия.
16. В чем отличие сжимаемости жидкостей и газов?

17. Как изменяется коэффициент поверхностного натяжения жидкостей с изменением температуры?
18. При большем или меньшем диаметре трубки более ярко проявляется действие сил поверхностного натяжения в жидкости? Каким образом?
19. Дайте определение вязкости жидкости.
20. Что вызывает свойство вязкости жидкости при ее движении по трубам?
21. Сформулируйте гипотезу Ньютона о силах внутреннего трения между частицами движущейся жидкости.
22. Каков физический смысл динамического коэффициента вязкости?
23. Каков физический смысл кинематического коэффициента вязкости?
24. Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их температуры?
25. Как изменяется вязкость газов при изменении их температуры?
26. Как изменяется вязкость капельных жидкостей при изменении их давления?
27. Как изменяется вязкость газов при изменении их давления?
28. Какими приборами определяют вязкость капельных жидкостей?
29. В каком случае реальная жидкость обладает свойствами, близкими к свойствам идеальной жидкости?

Глава вторая

ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ И ГИДРОДИНАМИКИ

2-1. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ

Гидростатическое давление. Как следует из сказанного ранее, в покоящейся жидкости возможен лишь один вид напряжений — напряжение сжатия, т. е. гидростатическое давление, поскольку касательные напряжения при этом отсутствуют.

Рассмотрим некоторый объем покоящейся жидкости (рис. 2-1). Разделим этот объем на две части произвольной плоскостью $ABCD$ и отбросим верхнюю часть. Для сохранения равновесия нижней части к плоскости $ABCD$ необходимо приложить силы, заменяющие действие верхней части объема жидкости на нижнюю.

Возьмем на плоскости $ABCD$ произвольную точку a и выделим около нее маленькую площадку S . В центре этой площадки действует сила F , представляющая собой

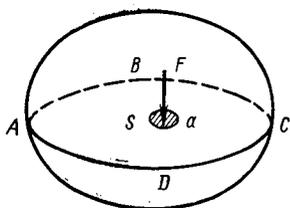


Рис. 2-1. Схема, поясняющая понятие гидростатического давления.

равнодействующую сил, приложенных к различным точкам площадки S .

Если величину силы F разделить на площадь S , то получится среднее значение давления на единицу площади

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{S}. \quad (2-1)$$

В гидравлике силу F называют суммарной силой гидростатического давления, а отношение

F/S — средним гидростатическим давлением.

Если площадку S будем уменьшать таким образом, чтобы ее величина стремилась к нулю, то среднее гидростатическое давление будет стремиться к некоторому пределу, выражающему гидростатическое давление в точке:

$$p = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{F}{S}. \quad (2-2)$$

Размерность гидростатического давления аналогична размерности напряжения (отношение силы к площади — Н/м^2 или Па (паскаль)).

Гидростатическое давление обладает тремя важными свойствами.

1) Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует (по направлению к площадке, а не от нее).

2) Гидростатическое давление действует одинаково по всем направлениям, т. е. его величина не зависит от угла наклона площадки, на которую оно действует.

3) Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве. По мере увеличения глубины погружения точки под уровень жидкости давление в ней будет возрастать и, наоборот, по мере уменьшения глубины погружения точки давление в ней будет падать.

Газ, находящийся в сосуде, также создает гидростатическое давление на стенки.

Основное уравнение гидростатики. Рассмотрим основной случай равновесия жидкости, когда на нее действует лишь одна массовая сила — сила тяжести. Выведем уравнение, позволяющее находить величину гидростати-

ческого давления в любой точке рассматриваемого объема жидкости. Свободная поверхность жидкости в этом случае, как известно, является горизонтальной плоскостью.

Пусть в сосуде содержится жидкость (рис. 2-2) и на ее свободную поверхность действует давление p_0 . Найдем величину гидростатического давления p в произвольно взятой точке M , расположенной на глубине h . Выделим около точки M элементарную горизонтальную площадку ΔS и построим на ней вертикальный цилиндрический объем высотой h . Рассмотрим условие равновесия этого объема жидкости, выделенного из общей массы жидкости. Давление жидкости на нижнее основание цилиндра теперь будет внешним и направлено по нормали внутрь объема, т. е. вверх.

Запишем сумму всех сил, действующих на рассматриваемый объем в вертикальном направлении:

$$p\Delta S - p_0\Delta S - \rho gh\Delta S = 0,$$

где последний член представляет собой вес столбика жидкости G в указанном объеме. Силы давления на боковую поверхность цилиндра в уравнение не войдут, так как они нормальны к этой поверхности.

Сократив на ΔS и перегруппировав члены, получим:

$$p = p_0 + \rho gh. \quad (2-3)$$

Выведенное уравнение называют основным уравнением гидростатики. Оно позволяет подсчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Величина p_0 является одинаковой для всех точек объема жидкости, поэтому, учитывая второе свойство

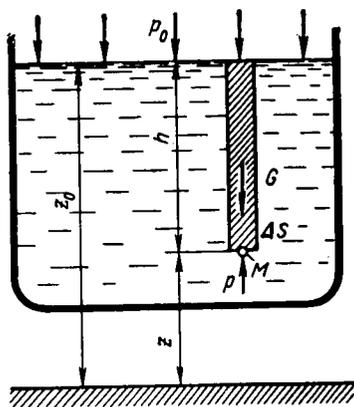


Рис. 2-2. К выводу основного уравнения гидростатики.

гидростатического давления, можно сказать, что давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково (закон Паскаля).

Давление жидкости, как видно из (2-3), растет с увеличением глубины по закону прямой и на фиксированной глубине есть величина постоянная.

Поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется поверхностью уровня. В рассмотренном примере поверхностями уровня являются горизонтальные плоскости, и свободная поверхность является также одной из поверхностей уровня.

Выберем произвольно горизонтальную плоскость сравнения $0-0$, от которой вертикально вверх будем вести отсчет координат. Обозначив через z координату точки M , а через z_0 — координату свободной поверхности жидкости и заменив в (2-3) h на $(z_0 - z)$, получим:

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}. \quad (2-4)$$

И так как точка M взята произвольно, то можно утверждать, что для всего рассматриваемого неподвижного объема жидкости

$$z + \frac{p}{\rho g} = \text{const.}$$

Координата z называется нивелирной высотой. Величина $p/\rho g$ имеет также линейную размерность и называется пьезометрической высотой. Сумма $z + p/\rho g$ называется гидростатическим напором.

Таким образом, гидростатический напор есть величина постоянная для всего объема неподвижной жидкости.

Такие же результаты можно получить более строго, интегрируя дифференциальные уравнения равновесия жидкости.

Давление жидкости на плоскую стенку и цилиндрические поверхности. При расчетах плотин, подпорных стенок, резервуаров и других сооружений, имеющих плоские или криволинейные поверхности, необходимо знать суммарное давление жидкости на стенки.

Рассмотрим сосуд с плоской наклонной стенкой (рис. 2-3) и найдем вначале суммарное усилие со стороны жидкости на плоскую стенку $ABCD$.

Резервуар заполнен жидкостью до уровня h . Поскольку стенка плоская, то силы давления на отдельные элементы стенки можно изобразить линиями, параллельными между собой и перпендикулярными плоскости стенки.

Выберем начало отсчета на свободной поверхности жидкости в точке O и направим ось z вниз. На поверхности жидкости действует атмосферное давление p_0 .

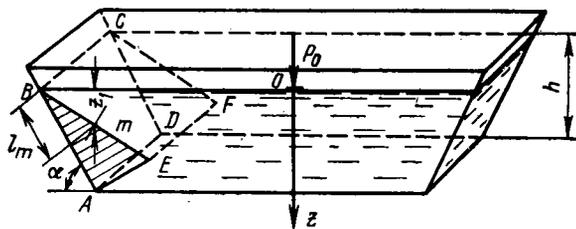


Рис. 2-3. Резервуар с наклонной плоской стенкой.

Составим основное уравнение гидростатики для двух точек в жидкости. Точку O возьмем на поверхности жидкости, точку m — на стенке, на глубине z_1 . Избыточное давление в этой точке найдем из (2-4):

$$\frac{p_{\text{изб}}}{\rho g} + (-z_1) = \frac{p_{0\text{изб}}}{\rho g} + (-z_0),$$

где $p_{\text{изб}}$ — избыточное давление в точке m ; z_1 — координата точки m ; $p_{0\text{изб}}$ — избыточное давление на поверхности жидкости ($p_{0\text{изб}}=0$ по условию); z_0 — координата поверхности жидкости ($z_0=0$ по условию).

Из последнего соотношения следует:

$$p_{\text{изб}} = \rho g z_1. \quad (2-5)$$

Из уравнения (2-5), являющегося частным случаем основного уравнения гидростатики, следует, что избыточное давление в жидкости растет пропорционально глубине. На рис. 2-3 закон изменения давления представлен в виде прямой линии BE , треугольник ABE называется эпюрой давления.

Наибольшее давление будут испытывать нижние точки стенки ($z=h$):

$$p_A = \rho g h.$$

Среднее избыточное давление на наклонную стенку:

$$p_2 = \frac{p_{\text{изб}} + p_A}{2} = \frac{0 + \rho gh}{2} = \frac{1}{2} \rho gh.$$

Это следует из рассмотрения прямоугольного треугольника ABE .

Полную силу, действующую на стенку $ABCD$, можно получить, умножив среднее давление на площадь стенки:

$$p = p_2 bl = \frac{1}{2} \rho ghbl,$$

где b — ширина стенки ($b = BC$); l — длина наклонной стенки, смоченной водой ($l = AB$).

Равнодействующая силы давления p приложена перпендикулярно стенке резервуара на глубине $2/3h$. Так как график изменения давления жидкости на стенку представляется в виде треугольника, равнодействующая давлений жидкости всегда приложена ниже центра тяжести фигуры, изображающей смоченную часть плоской стенки.

Если известна длина наклонной стенки от поверхности жидкости до дна сосуда и угол ее наклона к горизонтальной плоскости (например, отрезок AB на рис. 2-3 и угол α), то, очевидно,

$$h = l \sin \alpha.$$

По аналогии с этим, если известно расстояние любой точки на плоской стенке, измеренное в плоскости этой стенки, от поверхности жидкости l_z , то

$$z = l_z \sin \alpha.$$

Для точки m , например, $z = l_m \sin \alpha$.

Для координаты центра тяжести наклонной стенки

$$z_{\text{ц.т}} = l_{\text{ц.т}} \sin \alpha.$$

Криволинейную стенку можно представить в виде многоугольника, вписанного (или описанного) в криволинейную поверхность стенки. При безграничном уменьшении размеров граней многогранник будет совпадать с криволинейной поверхностью.

Полное давление жидкости на криволинейную стенку можно найти как сумму давлений на плоские грани многогранника, число граней которого бесконечно.

Рассмотрим давление на цилиндрическую поверхность, проходящую через две стороны прямоугольного сосуда (рис. 2-4). Высота жидкости в сосуде равна h . Жидкость находится по обе стороны криволинейной поверхности, делящей сосуд на две части. Смоченная часть криволинейной поверхности будет испытывать

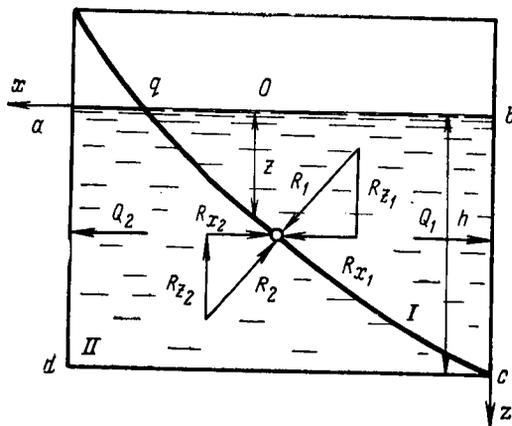


Рис. 2-4. Давление жидкости на криволинейную стенку.

одинаковое давление как со стороны жидкости, расположенной в части I сосуда, так и со стороны жидкости, расположенной в части II сосуда. Сила, действующая на малый элемент S цилиндрической поверхности, который можно считать плоским, будет:

$$P_1 = P_2 = \rho g z S,$$

где P_1, P_2 — силы, направленные на криволинейную стенку соответственно со стороны областей I и II; z — глубина погружения рассматриваемого элемента поверхности.

Поскольку силы P_1 и P_2 равны, будут равны также и суммарные давления на криволинейную поверхность со стороны жидкости в отсеке I и со стороны жидкости в отсеке II:

$$R_1 = R_2.$$

Разложим эти силы на составляющие, параллельные осям координат. Соответствующие составляющие будут

Попарно равны и противоположны по направлению:

$$R_{x_1} = R_{x_2}; R_{z_1} = R_{z_2}.$$

Если области *I* и *II* рассмотреть отдельно, то видно, что полное давление жидкости Q_2 на стенку *ad* равно и противоположно направлено горизонтальной составляющей полного давления на цилиндрическую стенку *qc* — силе. Поскольку рассматриваемая система находится в покое, силы, взятые по соответствующим осям, должны быть равны.

Горизонтальная составляющая давления на криволинейную стенку R_{x_1} будет также равна давлению на плоскую стенку *bc* и направлена противоположно.

Плоская стенка *ad* является проекцией кривой стенки *qc* на вертикальную плоскость, перпендикулярную плоскости чертежа.

Из рассмотренного примера вытекает правило: проекция на какую-либо горизонтальную ось силы полного давления жидкости на криволинейную стенку равна полному давлению жидкости на вертикальную стенку. Площадь этой стенки равна площади проекции данной криволинейной стенки на плоскость, перпендикулярную направлению горизонтальной оси. Формы стенки и проекции криволинейной стенки совпадают.

Гидростатический парадокс. Сравним несколько сосудов различной формы, имеющих равные площади f плоских круглых днищ (рис. 2-5). Все сосуды заполнены жидкостью до одинакового уровня *H*.

Гидростатическое давление на днище во всех трех сосудах равно ρgH . Сила полного давления на каждое днище определяется весом жидкости в объеме цилиндра *abcd* и равна $f\rho gH$. Таким образом, сила полного давления на днище во всех сосудах одинакова.

Взвесив жидкость из каждого сосуда на весах, можно убедиться, что наибольшее количество жидкости находится в третьем сосуде, а наименьшее — в первом.

Горизонтальная составляющая силы полного давления на поверхность любого сосуда равна нулю. Вертикальная составляющая силы полного давления на боковые стенки второго сосуда равна нулю. В левом сосуде вертикальная составляющая силы полного давления на боковую коническую стенку направлена снизу вверх. Эта сила численно равна весу жидкости в за-

штрихованной части объема. Поэтому сила полного давления p_1 на дне первого сосуда будет больше, чем вес G_1 жидкости в нем, на величину полной вертикальной составляющей силы на боковую стенку, которая равна весу жидкости в заштрихованной части объема.

В правом сосуде сила полного давления p_3 на дно меньше, чем вес жидкости G_3 , на величину полной вертикальной составляющей силы на стенку или на величину, равную весу жидкости в заштрихованной части

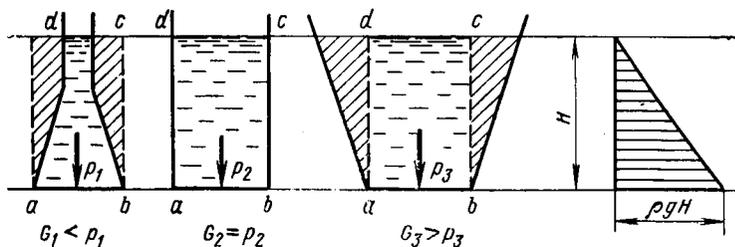


Рис. 2-5. Давление жидкости на днище сосудов различной формы.

объема. Сила эта направлена вертикально вниз. Таким образом, объясняется гидростатический парадокс, заключающийся в том, что величина давления жидкости на дно сосуда не зависит от формы сосуда и количества жидкости в нем, а определяется только высотой столба жидкости в сосуде.

Для всех трех сосудов распределение давления будет одинаковым. Поскольку избыточное давление в открытом сосуде равно нулю, эпюра давления будет иметь вид прямоугольного треугольника. В основании треугольника в масштабе откладывается давление на дно сосуда ($p = \rho g H$).

2-2. ПОНЯТИЕ О ПОТОКЕ И ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТРУЙКЕ ЖИДКОСТИ. РАСХОД И СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ

Гидродинамика рассматривает законы движения жидкости. Скорость и давление — параметры, характеризующие движение, изменяются в потоке жидкости в пространстве и во времени. Основная задача гидродинамики состоит в исследовании изменения этих параметров,

Поток жидкости состоит из совокупности элементарных струек, образующих непрерывную массу частиц, движущихся в каком-либо направлении. Поток может быть полностью или частично ограничен твердыми стенками (например, в трубопроводе или канале) и может быть «свободным» (например, струя, выбрасываемая из сопла гидромонитора).

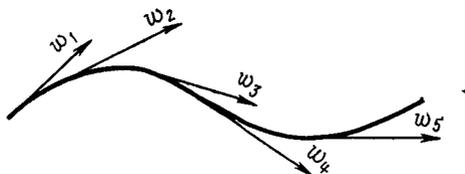


Рис. 2-6. Линия тока.

Линией тока называется такая линия в движущейся жидкости, касательные к которой в любой ее точке совпадают с направлением векторов скорости частиц, расположенных на этой линии в данный момент времени (рис. 2-6).

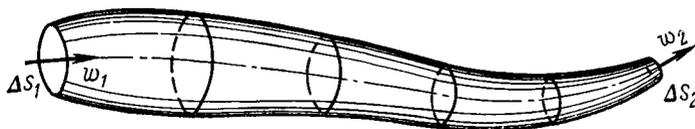


Рис. 2-7. Трубка тока.

Очевидно, что в условиях установившегося течения линия тока совпадает с траекторией частиц жидкости и не изменяет своей формы во времени.

Если в движущейся жидкости выделить бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному моменту времени, то образуется трубчатая поверхность, называемая трубкой тока. Масса жидкости, заключенная внутри трубки тока, называется элементарной струйкой (рис. 2-7). При стремлении поперечных размеров струйки к нулю струйка в пределе обращается в линию тока.

Гидравлические элементы потока. Живым сечением потока называют поперечное сечение потока, перпендикулярное его направлению,

Расходом называется количество жидкости, протекающее через живое сечение потока в единицу времени. Расход измеряется в единицах объема, в единицах массы или в весовых единицах, отнесенных к единице времени, в связи с чем различают расходы: объемный Q , массовый M и весовой G :

$$Q = \frac{V}{t}, \quad (2-6)$$

где Q — объемный расход жидкости, м³/с; V — объем жидкости, м³; t — время, с;

$$M = \frac{m}{t}, \quad (2-7)$$

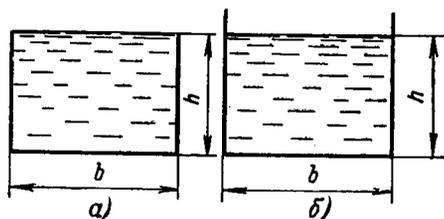
где M — массовый расход жидкости, кг/с; m — массовое количество жидкости, кг;

$$G = \frac{mg}{t}, \quad (2-8)$$

где g — ускорение силы тяжести, м/с².

Рис. 2-8. Смоченный периметр.

a — закрытый сосуд; b — сосуд со свободной поверхностью.



Между весовым и объемным расходами существует следующая зависимость:

$$G = \rho g Q, \quad (2-9)$$

где G — весовой расход жидкости, кг·м/с³; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Смоченным периметром Π называется часть периметра живого сечения, на которой жидкость соприкасается с твердыми стенками (на рис. 2-8 смоченный периметр выделен жирными линиями).

Если геометрический периметр того же сечения обозначить через a , то всегда $\Pi \leq a$. На рис. 2-8,а смоченный периметр совпадает с геометрическим, так как жидкость со всех сторон ограничена твердыми стенками. На рис. 2-8,б смоченный периметр меньше геометрического на длину линии открытой поверхности жидкости.

Если геометрический периметр на этом же рисунке равен $2h + 2b$, то смоченный периметр равен $2h + b$.

Гидравлическим радиусом R_r называется отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R_r = \frac{S}{\Pi}. \quad (2-10)$$

Гидравлический радиус имеет линейную размерность. Не следует смешивать гидравлический радиус с геометрическим. Понятие гидравлического радиуса имеет смысл для любого потока, ограниченного стенками. Геометрический же радиус потока существует только при течении жидкости по круглой трубе. Однако даже в этом случае геометрический радиус не совпадает с гидравлическим. Действительно, для трубы геометрический радиус $r = d/2$, а гидравлический

$$R_r = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4} \neq r.$$

Для канала прямоугольного сечения (рис. 2-8) гидравлический радиус равен для случаев на рис. 2-8,а и б соответственно:

$$R_r = \frac{bh}{2(b+h)}; \quad R_r = \frac{bh}{b+2h}.$$

Средняя линейная скорость ω (м/с) определяется как объемный расход жидкости через единицу живого сечения потока:

$$\omega = \frac{Q}{S}. \quad (2-11)$$

В гидравлических расчетах применяется также понятие массовой скорости. Массовая скорость u (кг/м²·с) потока определяется как массовый расход жидкости через единицу живого сечения потока:

$$u = \frac{M}{S} = \rho\omega. \quad (2-12)$$

2-3. УСТАНОВИВШЕЕСЯ И НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ, РАВНОМЕРНОЕ И НЕРАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ СТРУИ

Установившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в любой его точке не изменяются во времени и зависят

только от ее положения в потоке, т. е. являются функциями ее координат. Скорость и давление жидкости при этом могут изменяться от сечения к сечению, но остаются неизменными для каждого определенного сечения. Примерами установившегося течения могут служить истечение жидкости из отверстия резервуара при постоянном напоре, а также поток воды в канале при неизменном его сечении и постоянной глубине.

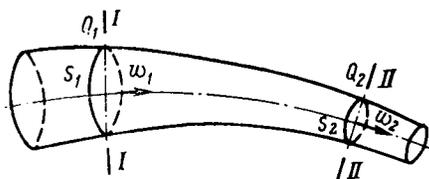


Рис. 2-9. К выводу уравнения неразрывности струи.

Неустановившимся называют такое движение жидкости, при котором скорость потока и давление в любой его точке изменяются во времени, т. е. являются функцией двух переменных (времени и пространства). Примером неустановившегося движения служит истечение жидкости из отверстия резервуара при переменном напоре. В этом случае в каждой точке сечения струи, вытекающей из отверстия, скорость движения и давление изменяются во времени.

Равномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средняя скорость потока не меняются по его длине. Примером равномерного движения служит движение жидкости в цилиндрической трубе или в канале неизменного сечения и постоянной глубины.

Неравномерным называют такое установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и средние скорости потока изменяются по его длине. Примером неравномерного движения служит движение жидкости в трубе с коническим поперечным сечением в естественном русле.

Уравнение неразрывности струи можно получить, пользуясь законом сохранения массы жидкости. Рассмотрим установившееся движение жидкости в трубопроводе переменного сечения (рис. 2-9). Выбе-

рем два произвольных сечения I и II , нормальных к оси потока. Через сечение I за время Δt на участок между сечениями $I-II$ поступит масса жидкости m_1 , а через сечение II за это же время выйдет масса жидкости m_2 . Масса m_1 не может быть больше массы m_2 , так как жидкость несжимаема, а стенки русла жесткие. Но масса m_1 не может быть и меньше массы m_2 , так как жидкость обладает текучестью и при наличии атмосферного давления разрыв в сплошном потоке невозможен. Следовательно,

$$m_1 = m_2 = \text{const.} \quad (2-13)$$

Массы жидкости можно выразить с помощью объемов, прошедших через сечения I и II за время Δt :

$$m_1 = \rho_1 Q_1 \Delta t; \quad (2-14)$$

$$m_2 = \rho_2 Q_2 \Delta t, \quad (2-15)$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотность жидкости в сечениях I и II .

На основании (2-13) можно записать:

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \text{const.} \quad (2-16)$$

Для несжимаемой жидкости

$$\rho_1 = \rho_2 = \text{const.}$$

Следовательно,

$$Q_1 = Q_2 = \text{const.} \quad (2-17)$$

Это уравнение называют уравнением постоянства расхода. Из него следует, что при установившемся движении несжимаемой жидкости расход ее в любом сечении потока постоянен.

Поскольку $Q = S\omega$, то (2-17) может быть переписано в виде

$$S_1 \omega_1 = S_2 \omega_2 = S\omega = \text{const.} \quad (2-18)$$

Полученное уравнение называют уравнением неразрывности потока. Оно показывает, что при установившемся движении несжимаемой жидкости произведение площади живого сечения на среднюю скорость потока является постоянной величиной.

Из (2-18) следует:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (2-19)$$

Следовательно, при установившемся движении жидкости средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений.

2-4. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ИДЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ И ДЛЯ ПОТОКА РЕАЛЬНОЙ ЖИДКОСТИ

Уравнение Бернулли устанавливает связь между скоростью и давлением в потоке жидкости. Оно используется при расчетах трубопроводов, насосов и т. д. Вначале уравнение было получено для идеальной жидкости.

В потоке идеальной жидкости потенциальная энергия полностью расходуется на изменение кинетической энергии потока и изменение положения элементов жидкости в поле силы тяжести.

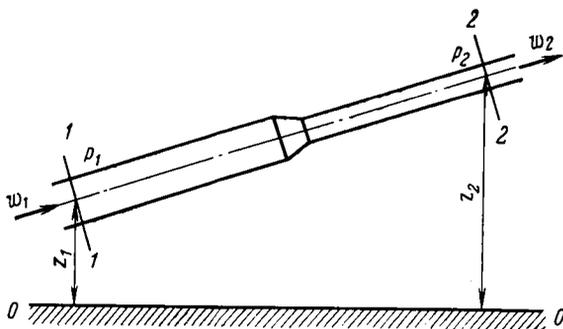


Рис. 2-10. Течение жидкости в трубопроводе переменного сечения.

Удельная потенциальная работа потока несжимаемой жидкости, отнесенная к одному килограмму массы жидкости, на некотором участке трубы равна произведению удельного объема жидкости на разность давлений в сечениях 1-1 и 2-2 участка трубопровода (рис. 2-10):

$$v(p_1 - p_2). \quad (2-20)$$

Изменение удельной кинетической энергии потока на рассматриваемом участке равно:

$$\alpha \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}, \quad (2-21)$$

где w_1 — линейная скорость жидкости в сечении 1-1 рас-

смаатриваемого участка; w_2 — то же в сечении 2-2; α — поправочный коэффициент неравномерности, учитывающий характер распределения скоростей в потоке (коэффициент Кориолиса).

Для установившегося плавно изменяющегося движения среднее значение коэффициента неравномерности α принимается равным 1,05—1,1. Под плавно изменяющимся понимают установившееся движение жидкости, близкое к параллельно-струйному. Если скорости движения отдельных частиц жидкости в пределах живого сечения принять одинаковыми и равными средней скорости, то коэффициент неравномерности распределения скоростей по живому сечению равен 1.

Изменение удельной энергии положения при подъеме жидкости на высоту от z_1 до z_2 равно:

$$g(z_2 - z_1), \quad (2-22)$$

где z_1 и z_2 — геодезические отметки оси трубопровода в сечениях 1-1 и 2-2; g — ускорение силы тяжести.

Потенциальная энергия потока может создаваться насосом или компрессором. Распределение потенциальной работы выразится как

$$v(p_1 - p_2) = \alpha \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1),$$

или, используя (1-3), можно записать:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \alpha \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1).$$

Последнее выражение можно использовать в виде

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{w_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{w_2^2}{2} + gz_2. \quad (2-23)$$

Полученное уравнение называется уравнением Бернулли для потока идеальной жидкости. Оно показывает, что полная удельная энергия потока в любом сечении состоит из суммы трех слагаемых. Первое слагаемое представляет собой удельную потенциальную энергию давления, второе — удельную кинетическую энергию и третье — удельную энергию положения рассматриваемого сечения потока жидкости в поле земного тяготения.

Энергия потока выражается в джоулях (1 Дж = = 1 Н·м). Удельная энергия потока выражается в джоулях на килограмм (Дж/кг).

Рассмотрим более подробно единицы измерения трех составляющих, входящих в уравнение (2-23):

$$\frac{p}{\rho} = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right];$$

$$\frac{w^2}{2} = \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right];$$

$$gz = \left[\frac{\text{м} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{1 \cdot \text{кг}} = \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

Следовательно, единицей измерения всех трех слагаемых является удельная энергия потока, т. е. энергия, отнесенная к 1 кг массы жидкости.

Из (2-23) следует, что полная удельная энергия потока идеальной жидкости остается постоянной в любом его сечении.

Таким образом, уравнение Бернулли представляет собой закон сохранения механической энергии при движении идеальной несжимаемой жидкости.

Разделим все члены (2-23) на ускорение силы тяжести:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{w_1^2}{2g} + z_1 \frac{p_2}{\rho g} + \alpha \frac{w_2^2}{2g} + z_2. \quad (2-24)$$

Первое слагаемое левой части (2-24) представляет собой пьезометрическую высоту или напор. Иными словами, это высота, на которую поднимется жидкость в трубке с открытым концом под действием гидростатического давления в трубопроводе.

Приборы, которыми измеряют давление в жидкости непосредственно высотой столба той же жидкости, называются пьезометрами (рис. 2-11).

Второе слагаемое (2-24) — это скоростной напор, физический смысл которого заключается в следующем. Пусть в открытом трубопроводе движется жидкость со скоростью w (рис. 2-12). Поместим в поток этой жидкости прозрачную трубку, изогнутую под углом 90° . Конец трубки направим против течения. Другой конец трубки при этом перпендикулярен поверхности воды и выступает из нее на некоторую высоту. Такая трубка называется гидрометрической трубкой Пито или просто трубкой Пито.

В результате воздействия потока жидкость в вертикальной части трубки поднимется на такую высоту, при которой давление столба жидкости в трубке должно быть уравновешено давлением движущейся жидкости с другой стороны.

Высота столба жидкости в вертикальной части трубки представляет собой скоростной напор. Величина его определяется линейной скоростью и ускорением силы тяжести.

Скоростной напор не зависит от рода жидкости, т. е. ее плотности, а определяется лишь линейной скоростью.

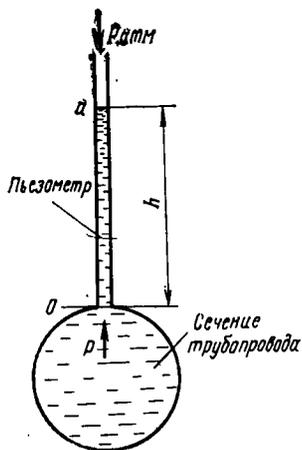


Рис. 2-11. Схема пьезометра.

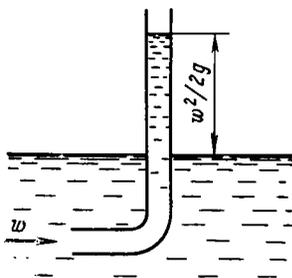


Рис. 2-12. Иллюстрация скоростного напора.

Третье слагаемое (2-24) представляет собой нивелирную высоту или высоту расположения рассматриваемого сечения потока над некоторой плоскостью отсчета 0 .

Таким образом, все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность.

Следовательно, геометрический смысл уравнения Бернулли можно сформулировать так: при установившемся движении идеальной жидкости сумма трех высот (пьезометрической; высоты, соответствующей скоростному напору, и высоты положения) вдоль потока остается неизменной.

Понятию напор можно дать и другое физическое объяснение, исходя из единицы измерения пьезометри-

ческого напора:

$$h_p = \frac{p}{\rho g} = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot (\text{м} \cdot \text{с}^2)} \right] = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot (\text{м} \cdot \text{с}^2)} = \frac{\text{Дж}}{\text{Н}} \rightarrow$$

$\rightarrow \frac{\text{работа}}{\text{сила}}$

Таким образом, напор есть отношение работы к силе. Очевидно, что напор не зависит от того, в какой системе выражается единица силы, так как при переходе к любой другой системе числитель и знаменатель в выражении напора изменяются одинаково.

Следовательно, пьезометрический напор можно понимать как работу единицы силы на пути, равном h_p . Таким же образом можно представить и понятие скоростного напора.

Сократив единицы силы в числителе и знаменателе, получим:

$$h_p = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{Н}} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{Н}} = \text{м} \right].$$

Рассмотрим баланс напоров при движении по трубопроводу идеальной жидкости (потери напора на сопротивление отсутствуют). Из (2-24) следует, что при течении идеальной жидкости сумма пьезометрической высоты, скоростного напора и нивелирной высоты остается постоянной по длине трубопровода (рис. 2-13).

Если жидкость в трубопроводе находится под избыточным давлением, то в сечении 1-1 напорного трубопровода линейная скорость жидкости меньше, чем в сечении 2-2, так как во втором сечении диаметр трубопровода меньше (см. рис. 2-10). Кроме того, нивелирная отметка второго сечения выше, чем первого. Поэтому энергия потока расходуется на преодоление разности высот и увеличение скорости жидкости. В связи с этим пьезометрический напор во втором сечении меньше, чем в первом, т. е.:

$$\frac{p_2}{\rho g} < \frac{p_1}{\rho g}.$$

Уравнение Бернулли широко применяется при расчетах водопроводов, нефтепроводов, газопроводов, насосов и т. п. На основании уравнения Бернулли сконструирован ряд приборов, таких как водомер Вентури, водоструйный насос, эжектор и пр.

При течении реальной жидкости вследствие ее вязкости возникает сопротивление движению, а часть энергии потока расходуется на преодоление сопротивления в каналах. Поэтому в случае движения реальной жидкости удельная энергия потока не может оставаться постоянной по длине. Удельная энергия потока реальной жидкости от одного сечения к другому изменяется (уменьшается) на величину, необходимую для преодоления сопротивлений.

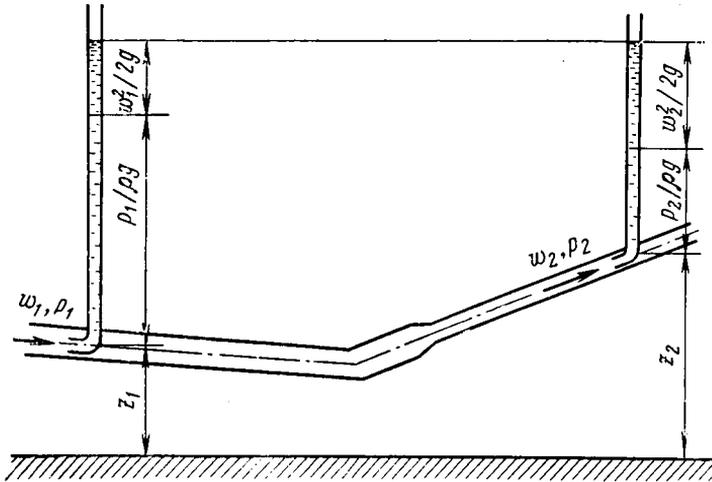


Рис. 2-13. Баланс напоров при движении идеальной жидкости в напорном трубопроводе.

Если обозначить затраты удельной энергии на преодоление сопротивлений через l_{1-2} , то уравнение Бернулли применительно к тем же двум сечениям (рис. 2-10) потока реальной жидкости можно записать:

$$\frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{w_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{w_2^2}{2} + gz_2 + l_{1-2}. \quad (2-25)$$

Это уравнение является уравнением баланса удельных энергий потока реальной жидкости. Из него следует, что изменение полной удельной энергии потока жидкости, состоящей из энергии кинетической, потенциальной (положения) и энергии давления, которое происходит при перемещении 1 кг массы жидкости из одного сечения канала в другое, равно удельной энергии, за-

траченной на преодоление сопротивлений между этими двумя сечениями.

Чем большее количество сопротивлений преодолевает поток жидкости на своем пути, тем более интенсивно идет процесс уменьшения запаса полной удельной энергии потока.

Умножив левую и правую части (2-25) на плотность жидкости и перегруппировав слагаемые, получим:

$$p_1 - p_2 = \rho \alpha \frac{\omega^2_2 - \omega^2_1}{2} + \rho g (z_2 - z_1) + \rho l_{1-2}. \quad (2-26)$$

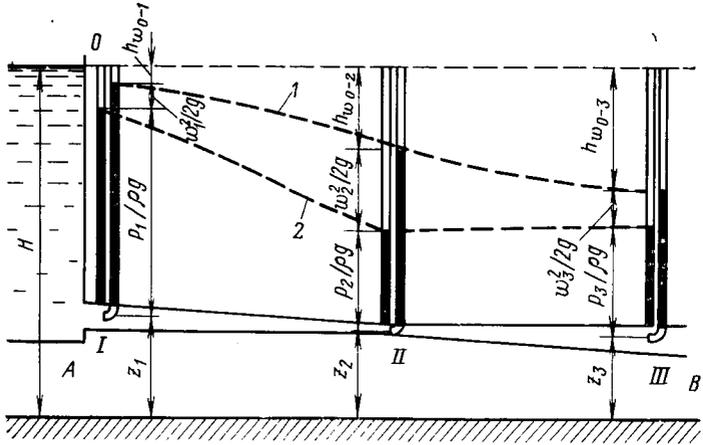


Рис. 2-14. Напоры по длине трубопровода переменного сечения.

Из (2-26) следует, что на участке трубопровода от сечения 1-1 до сечения 2-2 (рис. 2-10) для увеличения линейной скорости от ω_1 до ω_2 , подъема жидкости от высоты z_1 до z_2 и преодоления сопротивлений по длине участка необходимо иметь перепад давления $p_1 - p_2$. Все слагаемые уравнения (2-26) имеют размерность давления, например:

$$\rho \alpha \frac{\omega^2_2 - \omega^2_1}{2} = \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг}} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right]. \quad (2-27)$$

Разделив в (2-25) все слагаемые на ускорение силы тяжести, получим по аналогии с (2-24) линейную размерность всех членов этого уравнения. Обозначим $l_{1-2}/g =$

$= h_{1,2}$, где $h_{1,2}$ — потеря напора в сопротивлениях (как местных, так и по длине) на участке трубопровода 1-2, выраженная в единицах длины.

Таким образом, по аналогии с (2-24) для потока реальной жидкости уравнение Бернулли запишется в виде

$$\frac{p_1}{\rho g} + \alpha \frac{w_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \alpha \frac{w_2^2}{2g} + z_2 + h_{1,2}. \quad (2-28)$$

Геометрический смысл уравнения Бернулли для потока реальной жидкости можно пояснить на следующем примере.

К сосуду с жидкостью присоединим трубу AB переменного сечения (рис. 2-14). Под влиянием напора в трубе будет происходить движение жидкости с изменяющейся по длине скоростью.

Рассмотрим три поперечных сечения I , II и III , обозначив соответственно давления и скорости в этих сечениях через p_1, w_1, p_2, w_2 и p_3, w_3 , а координаты центра тяжести указанных сечений через z_1, z_2 и z_3 .

Установим в каждом сечении по две вертикальные трубки: одну — пьезометрическую 1 и одну — трубку

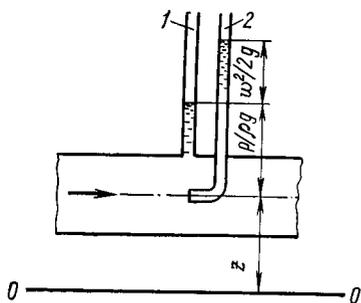


Рис. 2-15. Схема, поясняющая скоростной напор.

Пито 2. В напорных трубопроводах трубка Пито измеряет величину $p/\rho g + w^2/2g$. Такая совмещенная трубка называется также трубкой Прандтля (рис. 2-15), она позволяет измерять скорость течения жидкости в напорных трубопроводах. Как видно из рис. 2-15, разность показаний трубки Пито 2 и пьезометрической 1 есть величина $w^2/2g$. Скорость жидкости определится из выражения

$$w = \sqrt{2g\Delta h},$$

где Δh — разность уровней жидкости в трубках, м.

Действительная величина скорости вследствие неизбежных потерь напора в самой трубке и некоторого нарушения потока, вызываемого введением в него посто-

ронного тела, оказывается несколько большей и определяется по формуле

$$w = a \sqrt{2g\Delta h},$$

где a — поправочный коэффициент, определяемый для каждой индивидуальной трубки опытным путем.

В сечении I трубы AB (см. рис. 2-14) уровень в пьезометрической трубке будет ниже, чем в трубке Пито, на величину скоростного напора в сечении I , т. е. на величину $w^2/2g$. Но и в трубке Пито, установленной в этом сечении, уровень не достигает уровня жидкости в сосуде, так как часть напора $h_{w_{0,1}}$ будет затрачена на преодоление трения при входе в трубу AB . В сечении II разность показаний трубок Пито и пьезометрической будет больше, чем в сечении I , так как скорость w_2 больше скорости w_1 . Разность показаний трубок Пито для сечений I и II дает величину потери напора на трение между сечениями I и II , равную $h_{w_{1,2}}$.

Разность показаний трубок Пито для сечений II и III дает потерю напора на трение на длине участка $II - III$, равную $h_{w_{2,3}}$. Уровни в трубках Пито в сечениях I , II и III будут ниже уровня жидкости в сосуде соответственно на величины $h_{w_{0,1}}$, $h_{w_{0,2}}$ и $h_{w_{0,3}}$.

Соединив показания пьезометрических трубок по длине потока ломаной линией, получим пьезометрическую линию, дающую картину изменения величины $p/\rho g$ по длине потока. Пьезометрическая линия может опускаться (при увеличении скорости вдоль трубы) либо подниматься (при уменьшении скорости вдоль трубы). Соединив показания уровней в трубках Пито, получим напорную линию. Отрезки, заключенные между напорной и пьезометрической линиями, дают значение скоростного напора $w^2/2g$ и его изменение по длине трубы.

Напорная линия всегда снижается по длине трубы, так как часть энергии потока затрачивается на преодоления трения по длине трубы. Как следует из рис. 2-14, для любой пары сечений можно составить равенство суммы четырех высот:

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g} + h_{w_{0,1}} &= \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{w_2^2}{2g} + h_{w_{0,2}} = \\ &= H = \text{const.} \end{aligned} \quad (2-29)$$

Это равенство представляет собой геометрическую интерпретацию уравнения Бернулли для потока реальной жидкости. Здесь наглядно видны потери энергии на преодоление трения по длине, переход потенциальной энергии потока в кинетическую и наоборот.

Для каждого участка трубы наклон пьезометрической линии к горизонту $i_{\text{п}}$ называется пьезометрическим уклоном:

$$i_{\text{п}} = \frac{\left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2\right)}{l}. \quad (2-30)$$

Отношение снижения напорной линии к длине потока называется гидравлическим уклоном $i_{\text{г}}$ и выражается формулой:

$$i_{\text{г}} = \frac{hw}{l} = \frac{\left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{w_1^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{w_2^2}{2g}\right)}{l}. \quad (2-31)$$

В (2-30) и (2-31) l — длина трубы между сечениями I и II.

Уравнение Бернулли применимо только к установившемуся плавно изменяющемуся движению жидкости. Поперечные сечения такого потока должны быть плоскими и нормальными к его оси.

В связи с этим плавно изменяющееся движение должно удовлетворять следующим условиям:

1) кривизна потока должна быть незначительной, т. е. радиус кривизны линий тока должен быть весьма велик (рис. 2-16, а);

2) угол расхождения струек α должен быть настолько близок к нулю, чтобы им можно было пренебречь (рис. 2-16, б).

Таким образом, применительно к установившемуся плавно изменяющемуся движению давления в плоскостях живых сечений потока при таком

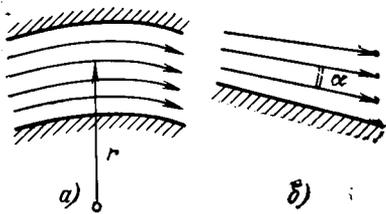


Рис. 2-16. Условия плавно изменяющегося движения.

характере движения вязкой жидкости распределяются по гидростатическому закону (в рассматриваемом случае действует только сила тяжести).

2-5. ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА И СКОРОСТИ ЖИДКОСТИ

Самыми наглядными и вместе с тем точными способами измерения расхода жидкости являются объемный и весовой (массовый) способы.

При объемном способе протекающая в исследуемом потоке (например, в трубе) жидкость поступает в специальный, тщательно протарированный мерный бак (мерник), время наполнения которого точно фиксируется по секундомеру. Если объем мерника V , а измеренное время его наполнения t , то объемный расход рассчитывается по (2-6).

При весовом способе путем взвешивания находят вес $Gt = mg$ всей жидкости, поступившей в мерник за время t , определяют ее массу по (2-8) и массовый расход по (2-7). Объемный расход определяется по (2-9).

Однако объемный и весовой способы пригодны лишь при сравнительно небольших значениях расхода жидкости, так как в противном случае размеры мерников получаются слишком громоздкими и замеры затруднительны. Кроме того, этими способами нельзя измерить расход в произвольном сечении, например, длинного трубопровода или канала без нарушения их целостности. Поэтому, за исключением случаев измерений сравнительно небольших расходов жидкостей в коротких трубах и каналах, на практике чаще пользуются специальными приборами, которые предварительно тарируются объемным или весовым способом. Одним из таких

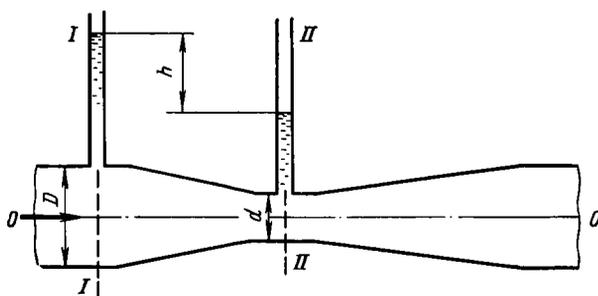


Рис. 2-17. Схема водомера Вентури.

прибором является трубчатый расходомер или расходомер Вентури, большим достоинством которого является простота конструкции и отсутствие в нем подвижных частей.

На рис. 2-17 показан трубопровод диаметром D с местным сужением диаметром d . В широкой и суженной частях установлены два пьезометра (сечения I и II). Пренебрегая значением потерь напора между сечениями I и II , а также неравномерностью распределения скоростей по сечению ($\alpha=1$) и принимая, что плоскость сечения $0-0$ проходит через ось трубопровода, можно составить для рассматриваемого случая уравнение Бернулли в виде

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{w_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{w_2^2}{2}. \quad (2-32)$$

Отсюда следует, что с увеличением скорости движения давление должно уменьшаться и, наоборот, с уменьшением скорости давление должно увеличиваться. Эта

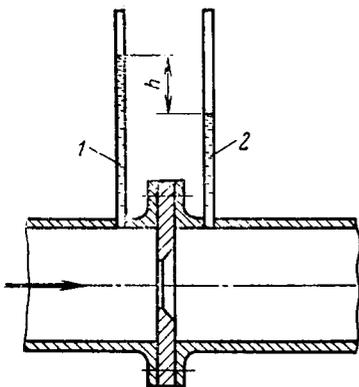


Рис. 2-18. Схема расходомерной шайбы.

закономерность и используется в водомере Вентури. Зная диаметры D и d , по разности показаний пьезометров h (рис. 2-17) можно определить расход. Трубчатые расходомеры могут быть горизонтальными и вертикальными.

Другим широко распространенным прибором для измерения расхода является расходомерная шайба (или диафрагма), обычно выполняемая в виде плоского кольца с круглым отверстием в центре, устанавливаемого между фланцами трубопровода (рис. 2-18). Края отверстия чаще всего имеют острые входные кромки под углом 45° или же закругляются по форме втекающей в отверстие струи жидкости (сопло). Два пьезометра 1 и 2 (или дифференциальный манометр) служат для измерения перепада давления до и после диафрагмы.

Расход определяется по формуле

$$Q = c \sqrt{h},$$

где h — разность уровней в трубках пьезометра, а c — коэффициент, определяемый опытным путем для каждого типа диафрагмы.

Примеры

Пример 2-1. Определить силу избыточного гидростатического давления, действующего на круглую крышку люка диаметром $d=1$ м, закрывающего отверстие в наклонной плоской стене. Угол наклона стенки $\alpha=60^\circ$. Длина наклонной стенки от уровня воды до верха люка $a=1$ м.

Решение.

$$F = \rho g S c = \rho g \frac{\pi d^2}{4} \left(a + \frac{d}{2} \right) \sin \alpha = \\ = 10^3 \cdot 9,81 \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} \left(1 + \frac{1}{2} \right) \sin 60^\circ = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Пример 2-2. Определить давление на плоское дно вертикального сосуда, если высота столба жидкости равна 5 м, избыточное давление газа на поверхность жидкости составляет 0,049 МПа (0,5 кгс/см²). Плотность жидкости, находящейся в сосуде, равна 800 кг/м³.

Решение. За начало вертикальной координаты $z=0$ примем дно резервуара. Давление на дно определим по (2-3):

$$p = p_0 + \rho g h.$$

Координата h соответствует уровню жидкости в сосуде ($h=5$ м). Давление на поверхность жидкости $p_0=0,049$ МПа.

Давление на дно сосуда:

$$p = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4 + 800 \cdot 9,81 \cdot 5 = 88 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

или

$$p = 88 \cdot 10^3 \frac{10^{-4}}{9,81} = 0,9 \text{ кгс/см}^2.$$

Пример 2-3. Определить гидравлический радиус трубы с внутренним диаметром $D=412$ мм, работающей полным сечением (рис. 2-19).

Ответ: $R_r=103$ мм.

Пример 2-4. Решить предыдущий пример (пример 2-3) при условии, когда труба заполнена жидкостью только на половину сечения (рис. 2-20).

Ответ: $R_r=103$ мм.

Пример 2-5. Определить гидравлический радиус открытого канала (рис. 2-8,б) шириной $b=3$ м и глубиной $h=1$ м.

Ответ: $R_r=0,6$ м.

Пример 2-6. Определить энергию, необходимую для перекачки идеальной жидкости на участке трубопровода. Линейная скорость в начале участка 2 м/с, в конце — 6 м/с. Геодезическая отметка начальной точки трубопровода $z_1=10$ м, отметка конечной точки $z_2=60$ м. Расход жидкости в единицах массы $M=20$ кг/с. Коэффициент α принять равным: $\alpha=1,1$.

Решение. Удельная энергия, необходимая для перекачки идеальной жидкости:

$$\mathcal{E} = v(p_1 - p_2) = \alpha \frac{w^2_2 - w^2_1}{2} + g(z_2 - z_1).$$

Подставив в формулу числовые значения параметров, получим:

$$\mathcal{E} = 1,1 \frac{36 - 4}{2} + 9,81(60 - 10) = 509 \text{ Дж/кг.}$$

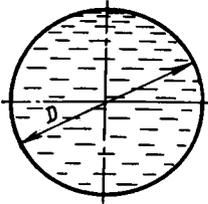


Рис. 2-19. Схема трубы, работающей полным сечением.

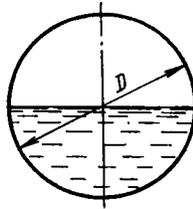


Рис. 2-20. Схема трубы, работающей половиной сечения.

Полная секундная работа или мощность, необходимая для перекачки жидкости, составит:

$$N = \mathcal{E}M = 509 \cdot 20 \approx 10,2 \text{ кВт.}$$

Из результатов расчета следует, что основная часть энергии расходуется на подъем жидкости от 10 до 50 м.

Пример 2-7. Определить высоту, на которую поднимется струя воды, вытекающая из трубопровода вертикально вверх. Линейная скорость воды на выходе из трубопровода 15 м/с. Сопротивлением струи о воздух пренебречь. Коэффициент α принят равным единице.

Решение. Для определения высоты подъема струи воспользуемся формулой (2-24). Перепишем ее в виде

$$z_2 - z_1 = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \alpha \frac{w^2_1 - w^2_2}{2g}.$$

Поскольку на струю воды действует атмосферное давление, то разность давлений в начале и конце равна нулю:

$$p_1 - p_2 = 0.$$

Линейная скорость воды в верхней точке струи:

$$w_2 = 0.$$

Тогда расчетная формула примет вид:

$$z_2 - z_1 = \frac{w^2_1}{2g}.$$

Подставив в нее числовые значения, получим:

$$z_2 - z_1 = \frac{15^2}{2 \cdot 9,81} \approx 11,4 \text{ м.}$$

Следовательно, струя поднимется на высоту 11,4 м.

Пример 2-8. Определить расход жидкости в трубопроводе, на котором установлен водомер Вентури (см. рис. 2-17). Диаметр трубопровода $D=0,5$ м, диаметр суженной части водомера $d=0,2$ м, разность показаний пьезометра

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = h = 0,2 \text{ м.}$$

Решение. Воспользуемся уравнением (2-24) и перепишем его для условий нашего примера ($\alpha=1$, $z_1=z_2$) в следующем виде:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g}.$$

Используем также уравнения (2-17) и (2-18):

$$Q = S_1 w_1 = S_2 w_2.$$

Так как

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \text{ а } S_2 = \frac{\pi d^2}{4},$$

то можно написать:

$$w_1 \frac{\pi D^2}{4} = w_2 \frac{\pi d^2}{4}.$$

Тогда

$$w_2 = w_1 \frac{D^2}{d^2} \text{ и } w_2^2 = w_1^2 \frac{D^4}{d^4}.$$

Подставим полученное выражение для квадрата скорости в уравнение (2-24):

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + w_1^2 \frac{D^4}{2gd^4},$$

откуда следует, что

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h = w_1^2 \frac{D^4}{2gd^4} - \frac{w_1^2}{2g}$$

и окончательно

$$w_1 = \sqrt{\frac{2gh}{\frac{D^4}{d^4} - 1}}.$$

Выражение для расхода жидкости в рассматриваемом трубопроводе:

$$Q = S_1 w_1$$

или

$$Q = S_1 \sqrt{\frac{1}{\frac{D^4}{d^4} - 1}} \cdot \sqrt{2gh}.$$

Окончательный вид расчетной формулы для определения расхода в трубопроводе:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{1}{\frac{D^4}{d^4} - 1}} \sqrt{2gh}.$$

Подставив в последнее выражение известные величины, получим:

$$Q = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \sqrt{\frac{1}{\frac{0,5^4}{0,2^4} - 1}} \cdot \sqrt{19,62 \cdot 0,2} = 0,065 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 2-9. Определить теоретический расход воды, если разность напоров в большом и малом сечениях водомера Вентури $h = 500$ мм рт. ст. Диаметр трубопровода $D = 300$ мм, диаметр цилиндрического участка водомера $d = 100$ мм.

О т в е т: $Q = 0,08715 \text{ м}^3/\text{с}.$

Контрольные вопросы

1. Какой вид напряжений возможен в покоящейся жидкости?
2. Перечислите свойства, которыми обладает гидростатическое давление.
3. Какой параметр рассчитывается по основному уравнению гидростатики?
4. Дайте формулировку закона Паскаля.
5. По какому закону изменяется давление с увеличением глубины погружения в жидкости?
6. Что понимается под поверхностью уровня?
7. Объясните смысл понятия нивелирной высоты.
8. Что такое пьезометрическая высота?
9. Каково свойство гидростатического напора для объема неподвижной жидкости?
10. Что называется эпюрой давления?
11. Как получить равнодействующую давлений на стенку?
12. Как найти полное давление жидкости на криволинейную стенку?
13. В чем заключается гидростатический парадокс?
14. Что изучает гидродинамика?
15. Дайте определение линии тока.
16. Дайте определение трубки тока и элементарной струйки.
17. Что понимается под живым сечением потока?
18. Каковы единицы измерения расхода жидкости?
19. Дайте определение смоченного периметра.
20. Что называется гидравлическим радиусом?
21. Как определяется линейная скорость потока жидкости?

22. Что такое массовая скорость?
23. Какое различие между установившимся и неустановившимся движениями жидкости?
24. Какое различие между равномерным и неравномерным движениями жидкости?
25. Что следует из уравнения постоянства расхода?
26. Что показывает уравнение неразрывности потока?
27. Какие параметры потока жидкости связывает между собой уравнение Бернулли?
28. Какой закон представляет собой уравнение Бернулли?
29. Как можно измерить скоростной напор жидкости?
30. От чего зависит скоростной напор?
31. Сформулируйте геометрический смысл уравнения Бернулли.
32. В чем отличие в записи уравнения Бернулли для потока идеальной и реальной жидкости?
33. Можно ли записать уравнение Бернулли в единицах давления?
34. Для какого движения жидкости применимо уравнение Бернулли?
35. Перечислите условия, которым должно удовлетворять плавно изменяющееся движение жидкости.
36. Как определить скорость жидкости, используя уравнение Бернулли?
37. Как определить расход жидкости через заданное сечение, используя соответствующие уравнения и измерительные средства?

Глава третья

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

3-1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВИДОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Напорным называется поток, у которого по всему периметру живого сечения жидкость соприкасается с твердыми стенками. Примером напорного потока может служить движение воды в водопроводных трубах.

Безнапорным называется поток со свободной поверхностью. Примерами безнапорного потока является движение воды в реках и каналах.

3-2. ЛАМИНАРНЫЙ И ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Опыты показывают, что при течении жидкостей и газов в трубах возможны два режима: ламинарный и турбулентный, которые называются также соответствующими течениями.

Ламинарное течение¹ — это течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсаций скорости. При та-

¹ В переводе с латинского означает «слоистое».

ком течения линии тока вполне определяются формой русла, по которому течет жидкость. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, т. е. прямолинейны, а также отсутствуют поперечные перемещения жидкости в процессе ее течения. Пьезометр, присоединенный к трубе с установившимся ламинарным течением, показывает неизменность давления

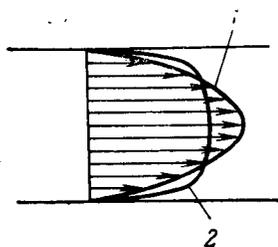


Рис. 3-1. Распределение скоростей в трубе.

(и скорости) во времени, отсутствие колебаний давления (пульсаций). Таким образом, ламинарное течение является вполне упорядоченным и при постоянном напоре строго установившимся течением (хотя в общем случае может быть и неустановившимся).

Турбулентное течение¹ — это течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Движение отдельных частиц оказывается неупорядоченным, траектории подчас имеют вид замысловатых кривых. Объясняется это тем, что при турбулентном течении наряду с основным продольным перемещением жидкости по руслу имеют место поперечные перемещения и вращательное движение отдельных объемов жидкости. Поперечные движения создают обмен импульсами между соседними слоями. Это приводит к тому, что распределение скоростей по поперечному сечению трубы при турбулентном течении получается более равномерным, чем при ламинарном. На рис. 3-1 изображены профили скоростей при ламинарном 1 и турбулентном 2 течениях в трубе.

3-3. КРИТЕРИЙ РЕЙНОЛЬДСА. ЛАМИНАРНОЕ ТЕЧЕНИЕ В ТРУБАХ ПОСТОЯННОГО СЕЧЕНИЯ. ТУРБУЛЕНТНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ТРУБАХ

Предположение о существовании двух режимов движения жидкости было высказано впервые великим русским ученым Д. И. Менделеевым еще в 1880 г. В 1883 г. это предположение было подтверждено эксперименталь-

¹ В переводе с латинского означает «бурное», возмущенное.

но английским ученым Осборном Рейнольдсом. Рейнольдс пропускал воду через стеклянные трубки разного диаметра, регулируя скорость движения воды в них кранами 1 и 2 (рис. 3-2). По тонкой трубке 3 с заостренным концом ко входу в стеклянную трубку 4 подводилась окрашенная жидкость из сосуда 5. Средняя ско-

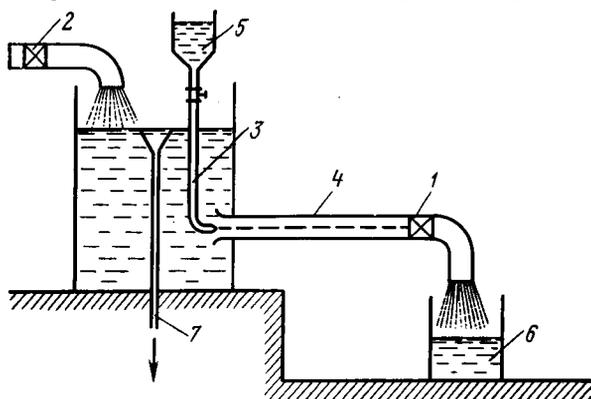


Рис. 3-2. Схема экспериментальной установки О. Рейнольдса.

рость в трубке 4 площадью сечения S определялась по объему воды V , поступившей в сосуд 6 за время t :

$$w = \frac{V}{St}.$$

Опыты, проводившиеся при постоянном напоре (для его поддержания была использована сливная труба 7), показали, что при малых скоростях движения воды в трубке 4 краска движется в ней в виде тонкой струйки, не перемешиваясь с водой. После достижения определенной для данных условий опыта средней скорости, когда движение частиц жидкости приобретает как бы беспорядочный характер, струйка краски начинает размываться, отчего вся вода в трубке окрашивается.

Опыты Рейнольдса, а также исследования других ученых показали, что основным критерием для определения режима движения жидкости служит безразмерный параметр Re (число Рейнольдса):

$$Re = \frac{wd}{\nu}, \quad (3-1)$$

где w — средняя линейная скорость жидкости; d — диаметр трубы; ν — кинематическая вязкость жидкости.

Число Рейнольдса можно также представить в виде

$$Re = \frac{ud}{\mu}, \quad (3-2)$$

где u — массовая скорость потока; μ — динамическая вязкость жидкости.

Число Рейнольдса, при котором ламинарный режим переходит в турбулентный, называют критическим. По исследованиям Рейнольдса $Re_{кр} = 2320$. При $Re < 2320$ движение жидкости происходит при ламинарном режиме, при $Re > 2320$ движение жидкости происходит при турбулентном режиме. Скорость, соответствующую критическому числу Рейнольдса, называют критической скоростью:

$$w_{кр} = \frac{2320\nu}{d}. \quad (3-3)$$

Число Рейнольдса является важной характеристикой течения. Оно определяет относительную роль сил инерции и сил трения потока. При малых числах Рейнольдса вязкость оказывает существенное влияние на поток в целом, сглаживая возникающие в потоке мелкие пульсации скорости. Поэтому изменения характеристик течения (скорости пульсации) от точки к точке при малых числах Рейнольдса оказываются довольно плавными. При больших числах Рейнольдса преобладающее влияние оказывают силы инерции, действие которых приводит к передаче энергии от одного элемента потока к другому.

Как следует из рассмотрения формул (3-1) и (3-2), характер течения жидкостей в трубах зависит от следующих четырех факторов: средней скорости жидкости, диаметра трубопровода, динамической вязкости и плотности жидкости.

Оказалось, что ламинарное движение тем легче осуществить, чем меньше скорость движения жидкости, меньше диаметр трубы, больше вязкость жидкости и меньше ее плотность. Турбулентное движение в противоположность ламинарному возникает при больших скоростях движения жидкости, наличии больших диаметров труб, малой вязкости жидкости и большой ее плотности.

При турбулентном режиме скорость движения в каждой точке потока постоянно изменяется по величине и

направлению, колеблясь около некоторого среднего значения (пульсация скорости), называемого осредненной местной скоростью. Осредненная местная скорость — это средняя скорость движения в данной точке, определяемая за достаточно продолжительный промежуток времени. Значение ее может быть установлено по следующей зависимости:

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 \Delta t_1 + \omega_2 \Delta t_2 + \dots + \omega_n \Delta t_n}{T}, \quad (3-4)$$

где $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ — скорости движения в данной точке за соответствующие весьма малые промежутки времени $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$; T — период наблюдения.

Осредненные скорости в данных точках практически постоянны и направлены вдоль оси потока. В связи с этим при турбулентном режиме движение жидкости условно можно рассматривать как параллельно-струйное и применять к нему уравнение Бернулли. В дальнейшем изложении осредненную скорость будем называть местной скоростью в данной точке.

Распределение скоростей по живому сечению потока в трубопроводе при турбулентном режиме движения, установленное опытным путем, показано схематически на рис. 3-3. Теоретических решений распределения скоростей по сечению потока и определения потерь напора для турбулентного режима нет.

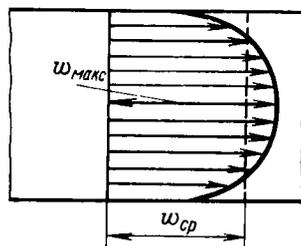


Рис. 3-3. Распределение скоростей потока в трубопроводе при турбулентном режиме движения жидкости.

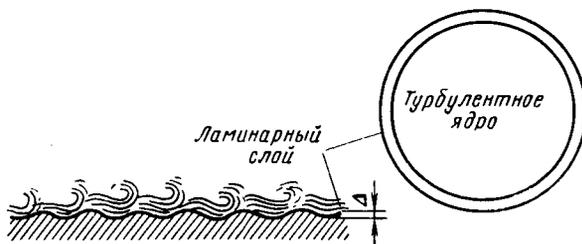


Рис. 3-4. Условная схема разделения потока жидкости в трубе на турбулентное ядро и ламинарный слой.

Немецкий ученый Прандтль создал полуэмпирическую теорию турбулентности, в основу которой положена условная схема разделения потока жидкости в трубе на «турбулентное ядро» в центре и тонкий «ламинарный слой» по периметру у стенки трубы с выступами шероховатости Δ (рис. 3-4).

3-4. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Решение многих практических задач гидравлики сводится к установлению зависимости, определяющей изменения скорости и давления по длине потока. Для этого могут быть использованы два уравнения: уравнение постоянства расхода

$$Q = S\omega = \text{const}; \quad (3-5)$$

уравнение Бернулли

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\omega^2}{2g} + h = \text{const.}$$

Эти уравнения обычно имеют три неизвестных: ω , p и h , поэтому для их решения необходимо третье уравнение. В качестве третьего уравнения используют зависимость потерь напора от скорости ω и ряда других факторов.

Потери напора (энергии) потока вызываются сопротивлениями двух видов:

- 1) сопротивлениями по длине, обусловленными силами трения;
- 2) местными сопротивлениями, обусловленными изменениями скорости потока по величине и направлению.

3-5. СОПРОТИВЛЕНИЕ ТРЕНИЯ ПО ДЛИНЕ. ФОРМУЛА ДАРСИ. КОЭФФИЦИЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ

Потери напора по длине трубопровода можно определить по формуле Дарси—Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g}, \quad (3-6)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); l — длина трубопровода; d — диаметр трубопровода.

Безразмерный коэффициент λ называют также коэффициентом потерь на трение или коэффициентом со-

противления трения. Его можно рассматривать как коэффициент пропорционально с τ и между потерей напора на трение, с одной стороны, и произведением относительной длины трубы¹ на скоростной напор, с другой стороны.

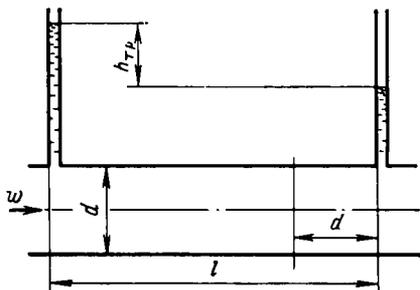


Рис. 3-5. Потери напора на трение в трубе.

Нетрудно выяснить физический смысл коэффициента λ , если рассмотреть условие равномерного движения в трубе цилиндрического объема длиной l и диаметром d (рис. 3-5), а именно равенство нулю суммы сил, действующих на объем (сил давления и силы трения). Это равенство имеет вид:

$$\frac{\pi d^2}{4} p_{тр} - \pi d l \tau_0 = 0,$$

где τ_0 — напряжение трения на стенке трубы.

Решая это уравнение совместно с (3-6), получаем:

$$\lambda = \frac{4\tau_0}{\frac{w^2}{\rho/2}}, \quad (3-7)$$

т. е. коэффициент λ есть величина, пропорциональная отношению напряжения трения на стенке трубы к динамическому давлению, подсчитанному по средней скорости.

Ввиду постоянства объемного расхода несжимаемой жидкости вдоль трубы постоянного сечения скорость и удельная кинетическая энергия также остаются строго постоянными, несмотря на наличие гидравлических сопротивлений и потерь напора. Значение потери напора в этом случае определяется разностью показаний двух пьезометров (рис. 3-5).

Таким образом, потери на трение или потери по длине — это потери энергии, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, т. е. при

¹ Под относительной длиной трубы понимают отношение длины трубы к ее диаметру l/d .

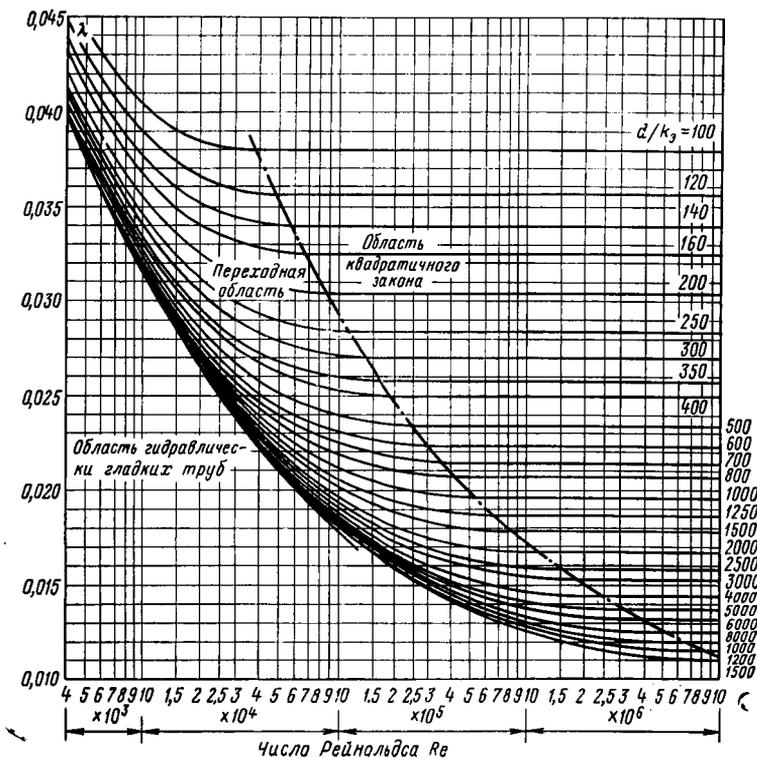


Рис. 3-6. Зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса (нограмма Г. А. Мурина).

равномерном течении, и возрастают пропорционально длине трубы. Этот вид потерь обусловлен внутренним трением в жидкости, а потому он имеет место не только в шероховатых¹, но и в гладких трубах.

При определении потерь напора по формуле (3-6) необходимо находить значения коэффициента гидравлического трения, что составляет одну из сложнейших проблем механики жидкости, не получившую до сих пор полного теоретического решения.

На рис. 3-6 представлен экспериментальный график зависимости коэффициента λ от числа Рейнольдса, со-

¹ Под шероховатостью понимается наличие выступов на внутренней поверхности труб.

ставленный во ВТИ (Всесоюзный теплотехнический институт) Г. А. Муриным. На этом графике изменение коэффициента λ представлено рядом кривых, каждая из которых соответствует определенной относительной «гладкости», т. е. отношению d/k_0 , где k_0 — эквивалентная шероховатость, равная диаметру фракции песка, из которого выполняется искусственная шероховатость, при этом сопротивление трубопровода с искусственной шероховатостью эквивалентно сопротивлению трубопровода с естественной шероховатостью.

Чаще используют коэффициент относительной шероховатости, представляющий собой величину, обратную относительной «гладкости». Очевидно, что потребление одной или другой относительной величины (рис. 3-6) равноправно.

Зависимость коэффициента λ от различных факторов связана с областями, которые наблюдаются в потоках: область гидравлически гладких труб (область ламинарного режима); переходная область и область квадратичного сопротивления (рис. 3-6). В области гидравлически гладких труб коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса. В переходной области коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости. В области квадратичного сопротивления коэффициент λ зависит только от относительной шероховатости.

Полуэмпирическая теория турбулентности дает следующее объяснение приведенным на рис. 3-6 закономерностям. Толщина ламинарного слоя, расположенного у стенки русла, изменяется в зависимости от числа Рейнольдса. С уменьшением числа Рейнольдса толщина ламинарного слоя увеличивается, а с увеличением числа Рейнольдса она уменьшается. В области гидравлически гладких труб, соответствующей сравнительно малым числам Рейнольдса, выступы шероховатости стенок русл полностью находятся в ламинарном слое и по существу не оказывают сопротивления движению жидкости. В этой области сопротивление движению обуславливается только внутренними сопротивлениями, вызванными турбулентным перемешиванием. В области квадратичного сопротивления, соответствующей большим числам Рейнольдса, вследствие относительно малой толщины ламинарного слоя выступы шероховатости стенок русл попадают в ядро течения и оказывают сопротивление

движению жидкости. В переходной области (между областями гидравлически гладких труб и квадратичного сопротивления) выступы шероховатости стенок русл частично находятся в ламинарном слое, а частично попадают в ядро течения. В этой области сопротивления движению жидкости, обусловленные внутренними сопротивлениями жидкости и шероховатостью стенок русл, соизмеримы.

Для определения коэффициента гидравлического трения при ламинарном режиме пользуются формулой Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (3-8)$$

Для определения коэффициента гидравлического трения λ при турбулентном режиме предложен ряд обобщенных формул, действительных для всех областей потока. Например, широкое распространение имеет формула Кольбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \left(\frac{k_s}{3,7d} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right). \quad (3-9)$$

Для области гидравлически гладких труб, соответствующей малым числам Рейнольдса, применяют формулу Прандтля:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg (\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (3-10)$$

Для области квадратичного сопротивления, соответствующей большим числам Рейнольдса, применяют формулу Никурадзе:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg \frac{r}{k_s} + 1,74. \quad (3-11)$$

Для расчета трубопроводов различного назначения (тепловых сетей, газопроводов и т. д.) в переходной области рекомендуется формула А. Д. Альтушуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}. \quad (3-12)$$

Для области гидравлически гладких труб (3-12) принимает более простой вид, практически совпадающий с широко известной формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (3-13)$$

а для турбулентного режима в трубах с развитой шероховатостью (квадратичный закон сопротивления) (3-12) приводится к формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25}. \quad (3-14)$$

Для практических расчетов значения эквивалентной шероховатости принимают с учетом материала стенок русла, их состояния, зависящего, в частности, от продолжительности и условий эксплуатации (табл. 3-1).

Расчет водопроводных сетей из бывших в эксплуатации стальных и чугунных труб обычно проводят по формулам ВНИИ ВОДГЕО при $Re < 9,2 \cdot 10^5$ ($w < 1,2$ м/с в переходной области):

$$\lambda = \frac{1}{d^{0,3}} \left(1,5 \cdot 10^{-6} + \frac{v}{w} \right)^{0,3}. \quad (3-15)$$

При $Re \geq 9,2 \cdot 10^5$ (при $w \geq 1,2$ м/с в области квадратичного сопротивления):

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}. \quad (3-16)$$

Для нахождения коэффициента λ при расчете трубопроводов из других материалов или трубопроводов, предназначенных для транспортирования жидкостей, отличающихся от воды, применяют другие эмпирические формулы.

На практике часто приходится иметь дело с турбулентным течением в некруглых трубах, применяемых, например, в различных охлаждающих устройствах.

Рассмотрим расчет потерь на трение при турбулентном течении в трубе с поперечным сечением произвольной формы.

Суммарная сила трения, действующая на внешнюю поверхность потока длиной l .

$$F = \Pi l \tau_0,$$

где Π — смоченный периметр сечения; τ_0 — касательное напряжение на стенке, зависящее в основном от динамического давления, т. е. от средней скорости течения и плотности жидкости.

Итак, при заданной площади сечения и данном расходе жидкости (а следовательно, и при заданной сред-

Таблица 3-1

**Рекомендуемые значения эквивалентной шероховатости k_s
для труб из различных материалов**

| Труба | Состояние трубы | k_s , мм |
|------------------------------|---|--------------------------------|
| Цельнотянутая стальная | Новая Битумизированная Водопроводная, бывшая в эксплуатации | 0,02—0,1 До 0,04 1,2—1,5 |
| | Очищенная после многих лет эксплуатации | До 0,04 |
| Цельно сварная стальная | Новая или старая в хорошем состоянии; сварная или с клепаными соединениями | 0,04—0,1 |
| | Новая, битумизированная Бывшая в эксплуатации с равномерной коррозией | 0,05 0,15 |
| | Покрытая лаком, но не свободная от окисления; загрязненная в процессе эксплуатации в воде, но без следов коррозии | 0,95—1 |
| Чугунная | Новая Асфальтированная Водопроводная, бывшая в эксплуатации | 0,25—1 0,12—0,3 1,4 |
| | Очищенная после многих лет эксплуатации | 0,3—1,5 |
| Бетонная и железобетонная | Эксплуатируемая при средних условиях | 2,5 |
| Асбестоцементная | Новая | 0,05—0,1 |
| | Эксплуатируемая при средних условиях | 0,6 |
| Керамическая | Глазурованная | 1,4 |
| Из стекла и цветных металлов | Новая, технически гладкая | 0,001—0,002 |

ней скорости) сила трения пропорциональна периметру сечения. Наименьшим периметром при заданной площади обладает круглое сечение, которое поэтому является самым выгодным с точки зрения получения минимальных потерь энергии (напора) на трение в трубе.

Для количественной оценки влияния формы сечения на потерю напора вводится в расчет гидравлический радиус R_r (2-10).

Для трубы круглого сечения диаметром d гидравлический радиус

$$R_r = \frac{S}{\Pi} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4},$$

откуда гидравлический диаметр, соответствующий гидравлическому радиусу, выразится:

$$d_r = 4R_r = \frac{4S}{\Pi}. \quad (3-17)$$

Для трубы прямоугольного сечения со сторонами a и b :

$$d_r = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{4S}{\Pi}.$$

Для квадрата со стороной a :

$$d_r = a = \frac{4S}{\Pi}.$$

Продолжая такое рассмотрение и далее, можно установить аналогичную зависимость: гидравлический диаметр живого сечения потока жидкости равен частному от деления учетверенной площади живого сечения потока на смоченный периметр.

В технической литературе гидравлический диаметр называют также эквивалентным диаметром и обозначают d_a .

Если подставить в формулу Дарси—Вейсбаха вместо диаметра трубопровода гидравлический диаметр, то получим более общее выражение закона потерь, поскольку оно справедливо для труб не только круглых, но и любых иных сечений. При этом коэффициент λ подсчитывается по любой из перечисленных выше формул, а Re

выражается через d_r :

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_r} \frac{w^2}{2g}; \quad (3-18)$$

$$Re = \frac{wd_r}{\nu}. \quad (3-19)$$

3-6. МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При расчете трубопроводов наряду с гидравлическим сопротивлением внутренних стенок следует учитывать местные сопротивления.

Под местными сопротивлениями понимаются такие элементы трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв транзитной струи от стенок русла и возникновение вихреобразования.

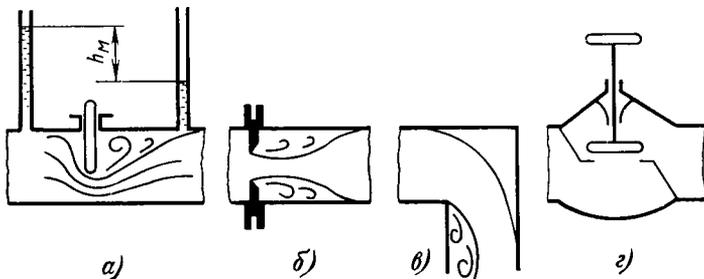


Рис. 3-7. Схемы местных гидравлических сопротивлений.
а — задвижка; б — диафрагма; в — колено; з — вентиль.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разбить на: 1) расширение, 2) сужение и 3) поворот русла.

Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой соединения или комбинации перечисленных простейших сопротивлений.

Примерами местных сопротивлений могут служить устройства, изображенные на рис. 3-7, а—з соответственно: задвижка, диафрагма, колено и вентиль.

Местные потери удельной энергии (напора) определяются по формулам Вейсбаха:

$$h_M = \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (3-20)$$

где w — линейная скорость жидкости; ζ — коэффициент местного сопротивления.

В единицах давления местные потери:

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho w^2}{2}. \quad (3-21)$$

Если диаметр трубопровода и, следовательно, скорость в нем меняются по длине, то за расчетную скорость принимают большую из скоростей, т. е. скорость, соответствующую меньшему диаметру трубопровода.

Обычно коэффициент местного сопротивления ζ определяют экспериментальным путем и выражают в виде эмпирических формул, графиков или в табличной форме. Лишь для некоторых местных сопротивлений получены теоретические зависимости.

В области ламинарного течения значения коэффициентов местных сопротивлений зависят от числа Рейнольдса и геометрической формы местного сопротивления. При турбулентном режиме коэффициент ζ зависит от характера местного сопротивления. В случае резких переходов коэффициенты местного сопротивления не зависят от числа Рейнольдса при $Re \geq 300$, а при плавных переходах — при $Re \geq 10^5$.

Рассмотрим некоторые виды местных сопротивлений.

Внезапное расширение потока (потери на удар). Для этого случая (рис. 3-8) на основании теоремы импульса сил была выведена формула Борда:

$$h_m = \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}. \quad (3-22)$$

Поскольку

$$w_1 S_1 = w_2 S_2$$

или

$$w_1 = w_2 \frac{S_2}{S_1}; \quad w_2 = w_1 \frac{S_1}{S_2},$$

можно записать:

$$h_m = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2g} \quad \text{или} \quad h_m = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \frac{w_1^2}{2g}. \quad (3-23)$$

Из (3-22) и (3-23) получим:

$$\zeta_2 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2 \quad \text{и} \quad \zeta_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2, \quad (3-24)$$

где индексы 1 и 2 при ζ соответствуют используемой при расчете скорости w_1 или w_2 .

Внезапное сужение. При внезапном сужении (рис. 3-9) происходит сжатие струи (ее площадь сечения уменьшается до S_c). Учитывая, что потери напора обусловлены в основном расширением струи (увеличе-

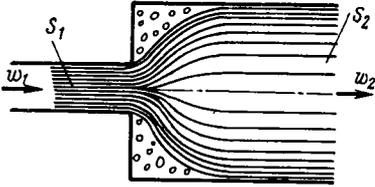


Рис. 3-8. Схема внезапного расширения потока.

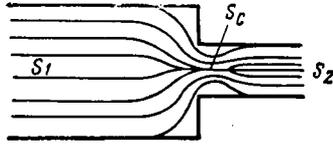


Рис. 3-9. Схема внезапного сужения потока.

нием ее площади сечения от S_c до S_2), коэффициент ζ можно определить по (3-24):

$$\zeta_2 = \left(\frac{S_2}{S_c} - 1 \right)^2.$$

Заменяя степень сжатия струи коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_2}, \tag{3-25}$$

получаем:

$$\zeta_2 = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2. \tag{3-26}$$

— Коэффициент сжатия находится по теоретическим зависимостям Н. Е. Жуковского и приводится ниже.

| | | | | | | |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|---|
| S_2/S_1 | 0,01 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | |
| ε | 0,611 | 0,612 | 0,616 | 0,622 | 0,633 | |
| S_2/S_1 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
| ε | 0,644 | 0,662 | 0,687 | 0,722 | 0,781 | 1 |

Диафрагма. При установке диафрагмы в трубе постоянного сечения (рис. 3-10) коэффициент ζ определяют аналогично предыдущему примеру по формуле:

$$\zeta = \left(\frac{S}{S_d \varepsilon} - 1 \right)^2, \tag{3-27}$$

где S_d — площадь отверстия диафрагмы; ε — коэффициент сжатия, равный S_c/S_d .

Диффузор. Коэффициент ζ диффузора (рис. 3-11) определяют в долях от потерь напора на внезапное расширение:

$$\zeta_2 = k_1 \left(\frac{S_2}{S_1} - 1 \right)^2, \quad (3-28)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий уменьшение потерь напора в диффузоре по сравнению с потерями напора

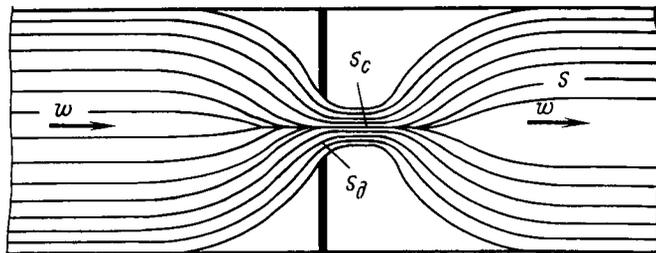


Рис. 3-10. Схема влияния диафрагмы на поток.

при внезапном расширении с тем же соотношением сечений соединяемых труб; коэффициент k_1 зависит от угла конусности α_1 :

| | | | |
|----------------------|-----------|-----------|------------|
| α_1 | 4° | 8° | 12° |
| k_1 | 0,12 | 0,14 | 0,23 |

При угле конусности $\alpha_1 < 50^\circ$ коэффициент $k_1 = \sin \alpha_1$, а при $\alpha_1 > 50^\circ$ его можно принимать равным 1.

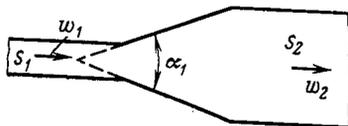


Рис. 3-11. Схема потока в диффузоре.

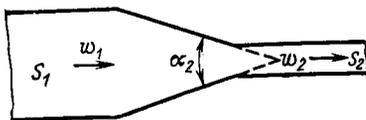


Рис. 3-12. Схема потока в конфузоре.

Конфузор. Коэффициент ζ конфузора (рис. 3-12) определяют в долях от потерь напора при внезапном сужении, исходя из того же принципа, что был использован для определения коэффициента ζ диффузора:

$$\zeta_2 = k_2 \left(\frac{1}{\epsilon} - 1 \right)^2,$$

где k_2 — коэффициент, учитывающий уменьшение потерь напора в конфузоре по сравнению с потерями напора при внезапном сужении; коэффициент k_2 зависит от угла сходимости α_2 (рис. 3-13).

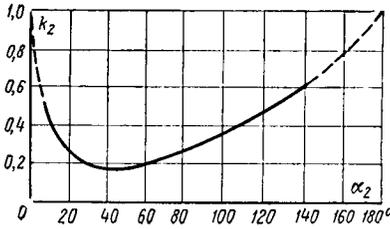


Рис. 3-13. Зависимость коэффициента k_2 от угла сходимости α_2 конфузора.

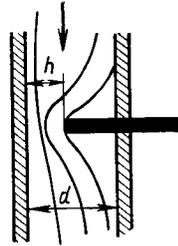


Рис. 3-14. Схема расположения задвижки в трубе.

Задвижка. Коэффициент ζ задвижки при различной степени ее открытия (рис. 3-14):

| | | | | | | | | |
|-------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| h/d | 1 | $7/8$ | $6/8$ | $5/8$ | $4/8$ | $3/8$ | $2/8$ | $1/8$ |
| ζ | 0 | 0,07 | 0,26 | 0,81 | 2,06 | 3,52 | 17 | 97,8 |

Поворот русла. Внезапный поворот трубы, или колено без закругления (рис. 3-15), обычно вызывает значительные потери энергии, так как в нем происходят отрыв потока и вихреобразование, причем эти потери

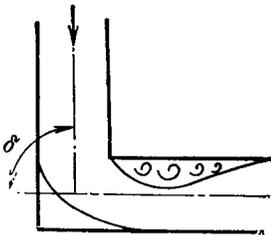


Рис. 3-15. Схема течения жидкости в колене.

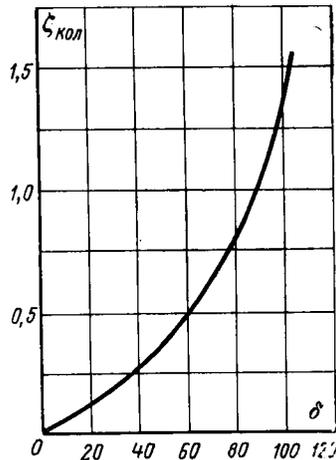


Рис. 3-16. График зависимости $\zeta_{\text{кол}}$ от угла δ .

тем больше, чем больше угол δ . Потеря напора рассчитывается по формуле

$$h = \zeta_{\text{кол}} \frac{w^2}{2g}. \quad (3-29)$$

Коэффициент сопротивления колена круглого сечения $\zeta_{\text{кол}}$ возрастает с увеличением δ очень круто (рис. 3-16) и при $\delta=90^\circ$ достигает 1,0.

Постепенный поворот трубы, или закругленное колено (рис. 3-17), называется иногда отводом. Плавность поворота значительно уменьшает интенсивность вихреобразования, а следовательно, и сопротивление отвода по сравнению с коленом. Это уменьшение тем больше, чем больше относительный радиус кривизны отвода R/d , и при достаточно большом ее значении срыв потока и связанное с ним вихреобразование полностью устраняется. Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{\text{отв}}$ зависит от отношения R/d , угла δ , а также формы поперечного сечения трубы.

Для отвода круглого сечения с углом $\delta=90^\circ$ и $R/d \geq 1$ при турбулентном течении можно пользоваться следующей экспериментальной формулой:

$$\zeta'_{\text{отв}} = 0,051 + 0,19 \frac{d}{R}. \quad (3-30)$$

Для углов с $\delta < 70^\circ$ коэффициент сопротивления:

$$\zeta_{\text{отв}} = 0,9 \sin \delta \zeta'_{\text{отв}}, \quad (3-31)$$

а при $\delta \geq 100^\circ$

$$\zeta_{\text{отв}} = \left(0,7 + \frac{\delta}{90} \cdot 0,35 \right) \zeta'_{\text{отв}}. \quad (3-32)$$

Значения коэффициентов ζ других местных сопротивлений можно найти в справочниках¹.

¹ Например, И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Госэнергоиздат, 1960.

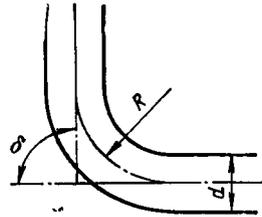


Рис. 3-17. Плавный поворот трубы (отвод).

3-7. ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ДЛИНА МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ. СЛОЖЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА ПО ДЛИНЕ И НА МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

Для местных сопротивлений и числе Рейнольдса, при которых закон сопротивления близок к линейному, часто применяют выражение местных гидравлических потерь через эквивалентные длины трубопровода, т. е. фактическую длину трубопровода увеличивают на длину, эквивалентную по своему сопротивлению местным сопротивлениям.

Таким образом,

$$l_{\text{расч}} = l_{\text{факт}} + l_{\text{экв}} \quad (3-33)$$

и расчет потерь напора можно вести по уравнению Дарси—Вейсбаха, записанному в виде

$$\Sigma h_l = \lambda \frac{l_{\text{расч}} \omega^2}{d \cdot 2g}. \quad (3-34)$$

При течении несжимаемых жидкостей в трубопроводах общие потери напора складываются из потерь на

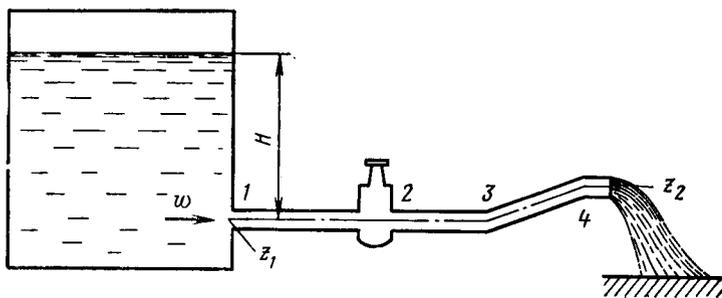


Рис. 3-18. Схема истечения жидкости из резервуара через трубопровод.

трение по длине трубопровода, потерь на преодоление инерционных сопротивлений h_w , потерь на преодоление разности отметок трубопровода и потерь в местных сопротивлениях h_m .

На рис. 3-18 представлена схема истечения жидкости из резервуара через трубопровод. Располагаемый напор в начале трубопровода равен высоте уровня жидкости в резервуаре от оси трубы H . Этот напор расходуется на преодоление всех сопротивлений в трубопро-

воде (1, 2, 3, 4). Полные потери в трубопроводе выражаются как

$$\begin{aligned} H &= h + h_w + \Delta z + h_m = \\ &= \lambda \frac{w^2}{2g} \frac{l}{d} + \frac{w^2}{2g} + (z_2 - z_1) + \\ &+ \frac{w^2}{2g} (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4), \end{aligned} \quad (3-35)$$

где $\zeta_1 - \zeta_4$ — коэффициент местных сопротивлений.

Если обозначить $\lambda l/d$ через ζ_l , получим:

$$H = (\zeta_l + \Sigma \zeta_m) \frac{w^2}{2g} + (z_2 - z_1). \quad (3-36)$$

Метод сложения (или наложения) потерь напора применим только в том случае, если на прямом участке трубопровода поток стабилизирован, т. е. кривая распределения скоростей приобретает нормальный вид, соответствующий равномерному движению воды. Длина стабилизирующего прямолинейного участка составляет от 10 до 30 d , где d — диаметр трубопровода.

При близком расположении местных сопротивлений друг от друга принцип сложения потерь напора дает ошибочные результаты. В этом случае потери напора следует определять экспериментально.

Под приведенной длиной понимается такая длина трубопровода выбранного диаметра, потери напора которой равны потерям напора в реальном трубопроводе, включающем в себя различные местные сопротивления.

Примеры

Пример 3-1. Определить режим потока воды в цилиндрической трубе диаметром $d=0,5$ м при скорости движения $w=1,5$ м/с.

Решение. Принимая кинематический коэффициент вязкости для воды $\nu=0,01$ см²/с, по (3-1) находим число Рейнольдса для заданных условий:

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{150 \cdot 50}{0,01} = 750\,000.$$

Сопоставляя эту величину с критическим значением числа Рейнольдса $Re_{кр}=2320$, убеждаемся, что в трубе будет турбулентный режим движения.

Пример 3-2. Определить потери напора в трубопроводе диаметром $d=100$ мм и длиной 500 м, по которому перекачивается нефть вязкостью $\nu=2,5 \cdot 10^{-4}$ м²/с. Разность отметок трубопровода составляет 10 м. Объемный расход нефти составляет 0,0012 м³/с.

Решение. Определим режим течения нефти в трубопроводе по (3-1):

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{Qd}{S\nu} = \frac{4Qd}{\pi d^2 \nu} = \frac{4 \cdot 0,0012 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4}} = 61.$$

При $Re=61$ режим течения будет ламинарным. Следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления можно определить по формуле Пуазейля (3-8):

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{61} = 1,05.$$

Потери напора на трение определим по формуле Дарси—Вейсбаха (3-6):

$$h_1 = \lambda \frac{\omega^2}{2g} \frac{l}{d} = \lambda \left(\frac{Q}{F} \right)^2 \frac{l}{d} = 1,05 \left(\frac{4 \cdot 0,0012}{3,14 \cdot 0,1^2} \right)^2 \frac{500}{0,1} = 6,3 \text{ м.}$$

Потери напора на преодоление положительной разности отметок равны $h_2=10$ м. Следовательно, общие потери напора равны:

$$\Sigma h = h_1 + h_2 = 6,3 + 10 = 16,3 \text{ м.}$$

Пример 3-3. Определить потери напора на трение по длине h_l в новом стальном трубопроводе ($k_s=0,1$ мм) диаметром $d=200$ мм и длиной $l=2$ км, если по нему транспортируется вода с расходом $Q=20$ л/с. Кинематический коэффициент вязкости воды $\nu=0,01$ см²/с. Найти потери напора при транспортировании по этому же трубопроводу нефти с тем же расходом. Кинематический коэффициент вязкости нефти $\nu=1$ см²/с.

Решение. Скорость движения воды или нефти

$$\omega = \frac{Q}{S} = \frac{20000 \cdot 4}{3,14 \cdot 20^2} = 64 \text{ см/с.}$$

Число Рейнольдса при транспортировании воды:

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{64 \cdot 20}{0,01} = 128 \text{ 000,}$$

т. е. режим течения будет турбулентным.

Коэффициент сопротивления на трение находим по формуле Альтшуля (3-12):

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1}{200} + \frac{68}{128 \text{ 000}} \right)^{0,25} = 0,0198.$$

Потери напора

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{\omega^2}{2g} = 0,0198 \frac{2000}{0,2} \cdot \frac{0,64^2}{2 \cdot 9,81} = 4,16 \text{ м вод. ст.}$$

Число Рейнольдса при транспортировании нефти

$$Re = \frac{\omega d}{\nu} = \frac{64 \cdot 20}{1} = 1280,$$

т. е. режим течения будет ламинарным.

Потери напора вычисляются аналогично, но с новым значением коэффициента сопротивления, вычисляемого для ламинарного движения нефти по формуле Пуазейля (3-8):

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1280} = 0,05;$$

$$h_l = \frac{4,16 \cdot 0,05}{0,0198} = 10,5 \text{ м нефт. ст.}$$

Пример 3-4. Для целей горячего водоснабжения к потребителям подается горячая вода в количестве $Q=220 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре $t=70^\circ\text{C}$. Длина трубопровода $l=1000 \text{ м}$, внутренний диаметр $d_{\text{в}}=207 \text{ мм}$, давление воды в начале линии $p_1=4,9 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Отметка оси трубопровода в конечной точке на 2 м выше начальной. Определить полный напор и давление в начале и конце трубопровода, если эквивалентная шероховатость труб $k_{\text{э}}=0,5 \text{ мм}$, а потери напора в местных сопротивлениях равны 10% линейных потерь.

Ответ: $H_1=51,339 \text{ м}$; $H_2=33,839 \text{ м}$ (при начале отсчета $z_1=0$); $p_2=2,97 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение напорного и безнапорного потоков.
2. Дайте определение ламинарного течения жидкости.
3. Дайте определение турбулентного течения жидкости.
4. В чем смысл числа Рейнольдса?
5. Что такое осредненная местная скорость?
6. Перечислите факторы, от которых зависит характер течения жидкости в трубах.
7. Изобразите схематически профили скоростей при ламинарном и турбулентном течениях в трубе.
8. Какие виды сопротивлений обуславливают потери напора в потоке жидкости?
9. Напишите уравнение Дарси — Вейсбаха.
10. Каков физический смысл коэффициента сопротивления на трение λ ?
11. Чем обусловлены потери на трение?
12. Дайте определение эквивалентной шероховатости.
13. Изобразите зависимость коэффициента λ от числа Рейнольдса и относительной шероховатости и поясните ее.
14. Напишите формулу Пуазейля и укажите область ее применения.
15. От чего зависит эквивалентная шероховатость?
16. Для чего вводится в расчет гидравлический радиус или гидравлический диаметр?
17. Что понимается под местными сопротивлениями?
18. Перечислите простейшие местные сопротивления.
19. Изобразите схематически соответственно задвижку, диафрагму, колесо и вентиль.
20. Изобразите схематически характер течения при внезапном расширении потока.
21. Изобразите схематически характер течения при внезапном сужении потока.

22. Изобразите схематически характер влияния диафрагмы на поток.

23. Изобразите схематически характер течения в колене без закругления и в закругленном колене.

24. Что понимается под эквивалентной длиной местного сопротивления?

25. Что такое приведенная длина?

Глава четвертая

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

4-1. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ. КОЭФФИЦИЕНТЫ СЖАТИЯ, СКОРОСТИ И РАСХОДА

Рассмотрим истечение жидкости через донное отверстие в тонкой стенке при условии постоянства уровня. Постоянный уровень поддерживается посредством допнительной подпитки резервуара. При достаточной большой поверхности резервуара истечение жидкости незначительно влияет на изменение уровня и в этом случае можно считать уровень постоянным.

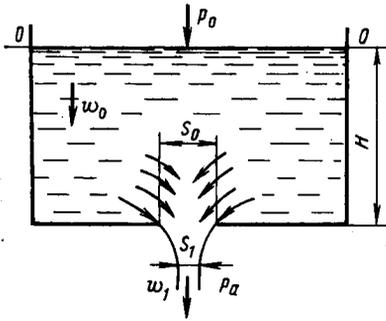


Рис. 4-1. Истечение жидкости через донное отверстие с тонкой стенкой.

При расчете истечения напор по всему сечению отверстия будем принимать постоянным. На дне сосуда (рис. 4-1) расположено отверстие площадью S_0 . Давление над свободной поверхностью жидкости равно p_0 . В процессе истечения давление над поверхностью жидкости не меняется. Поперечное сечение резервуара обозначим через Ω . Поскольку рассматривается истечение из отверстия в тонкой стенке, то влияние на истечение соприкосновения струи со стенкой на протяжении ее толщины не учитывается.

Жидкость при истечении подходит к отверстию из всего объема, как показано стрелками на рис. 4-1. Поэтому направление отдельных струек вблизи отверстия

значительно влияет на изменение уровня и в этом случае можно считать уровень постоянным.

При расчете истечения напор по всему сечению отверстия будем принимать постоянным. На дне сосуда (рис. 4-1) расположено отверстие площадью S_0 . Давление над свободной поверхностью жидкости равно p_0 . В процессе истечения давление над поверхностью жидкости не меняется. Поперечное сечение резервуара обозначим через Ω . Поскольку рассматривается истечение из отверстия в тонкой стенке, то влияние на истечение соприкосновения струи со стенкой на протяжении ее толщины не учитывается.

и в самом отверстии будет различным. Это вызывает сжатие струи за отверстием.

На расстоянии, равном примерно одному диаметру отверстия, струя принимает цилиндрическую форму, направление отдельных струек становится параллельным. Обозначив сечение цилиндрической части струи через S_1 и линейную скорость в этом сечении через w_1 , из уравнения постоянства расхода (2-18) получим:

$$\Omega w_0 = S_1 w_1,$$

где w_0 — скорость движения жидкости в резервуаре.

Отношение площади струи в цилиндрической части к площади отверстия в дне сосуда носит название коэффициента сжатия струи:

$$\varepsilon = \frac{S_1}{S_0}. \quad (4-1)$$

Коэффициент сжатия струи ε всегда меньше единицы.

Площадь струи, выраженная через площадь отверстия,

$$S_1 = \varepsilon S_0.$$

Тогда уравнение постоянства расхода запишется в виде

$$\Omega w_0 = \varepsilon S_0 w_1. \quad (4-2)$$

Запишем уравнение Бернулли для движения жидкости от свободной поверхности в резервуаре (сечение 0-0 на рис. 4-1) до одного из сечений струи (сечение 1-1) в той ее части, где она уже приняла цилиндрическую форму, а давление в ней, следовательно, сделалось равным p_1 . Считая распределение скоростей в струе равномерным, получаем:

$$\left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} + H \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} \right) = h, \quad (4-3)$$

где h — потеря напора при истечении.

Соппротивление при истечении сосредоточено в основном у отверстия и поэтому является местным. Оно определяется по известной формуле Вейсбаха (3-20):

$$h = \zeta \frac{w_1^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, который учитывает потерю энергии при течении жидкости в сосуде и местное сопротивление при входе в отверстие.

Полный активный напор определяется давлением столба жидкости и разностью давлений в двух сечениях:

$$H_0 = H + \frac{p_0 - p_1}{\rho g}. \quad (4-4)$$

Из (4-2) и (4-4) получим:

$$H_0 = \left(\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S_0^2}{\Omega^2} \right) \frac{w_1^2}{2g},$$

откуда определяется линейная скорость истечения:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2gH_0}{\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S_0^2}{\Omega^2}}}.$$

Обозначив

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{\zeta + 1 - \varepsilon^2 \frac{S_0^2}{\Omega^2}}},$$

получим скорость истечения в виде

$$w_1 = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (4-5)$$

Коэффициент φ в этой формуле носит название коэффициента скорости.

Если площадь зеркала резервуара во много раз больше площади сечения отверстия, то членом $\varepsilon^2 (S_0^2/\Omega^2)$ можно пренебречь по сравнению со слагаемым $(1+\zeta)$. В таком случае коэффициент скорости равен:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}. \quad (4-5a)$$

Как следует из (4-5a), коэффициент скорости для истечения с трением $\varphi < 1$.

При истечении идеальных жидкостей $\varphi = 1$ и (4-5) трансформируется в известную из курса физики формулу Торичелли.

Расход жидкости, вытекающей из резервуара, равен произведению линейной скорости на площадь поперечного сечения струйки:

$$Q = w_1 S_1 = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH_0}.$$

Произведение $\varepsilon\varphi$ называется коэффициентом расхода и обозначается буквой μ :

$$\mu = \varepsilon\varphi. \quad (4-6)$$

Расчетная формула для определения расхода жидкости при истечении через отверстие в днище сосуда:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{2gH_0}. \quad (4-7)$$

Если истечение жидкости происходит из открытого резервуара, то давления над поверхностью жидкости и в сечении струи одинаковы и равны атмосферному давлению и активный напор становится равным высоте столба жидкости в резервуаре: $H_0 = H$.

При истечении жидкости через малые отверстия в боковой тонкой стенке характер истечения аналогичен рассмотренному выше, если выполняются некоторые условия.

Прежде всего уточним ряд основных определений. Отверстие считают малым, если его размер по высоте значительно меньше величины напора (менее $0,1 H$). Тонкой стенкой считают такую, у которой отверстие имеет заостренную кромку. При этом струя, вытекающая из отверстия, преодолевает лишь местные сопротивления.

Если струя получает сжатие по всему периметру отверстия, то такое сжатие называется полным. Если струя не имеет бокового сжатия с одной или нескольких сторон, например, когда отверстие примыкает в стенке или ко дну сосуда, которые при этом являются как бы направляющими для вытекающей струи, то такое сжатие называется неполным.

Полное сжатие называется совершенным, если отверстие расположено на значительном расстоянии от боковых стенок и дна сосуда и они не оказывают влияния на сжатие струи (когда $m > 3a$, где m — расстояние от стенок или дна, a — размер отверстия), и несовершенным, если на него оказывают влияние стенки или дно сосуда.

Таким образом, для малого отверстия при полном и совершенном сжатии характер истечения жидкости одинаков независимо от того, расположено ли отверстие в дне резервуара или в боковой тонкой стенке.

Схема формирования струи жидкости при истечении из круглого отверстия, выполненного в виде сверления в тонкой боковой стенке без обработки входной кромки, показана на рис. 4-2,а. То же для отверстия в толстой стенке, но с заострением входной кромки с внешней сто-

роны показано на рис. 4-2,б. Условия истечения жидкости в этих двух случаях будут одинаковыми: частицы жидкости приближаются к отверстию из всего прилегающего объема, двигаясь ускоренно по различным плавным траекториям (рис. 4-2,а). Струя отрывается от стенки у кромки отверстия и затем несколько сжимается. Для этого случая истечения применимы расчетные формулы (4-5) и (4-7).

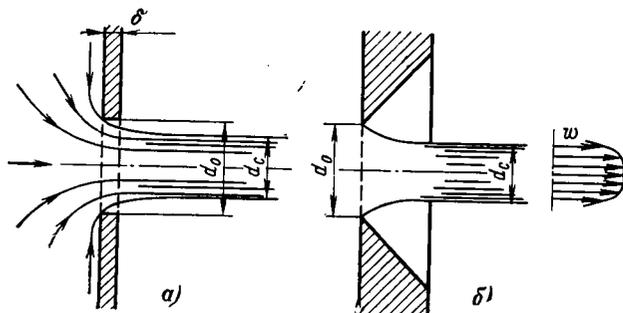


Рис. 4-2. Истечение жидкости через круглое отверстие.
а — тонкая стенка; б — отверстие с острой кромкой.

Истечение жидкости через отверстие в пространство, также заполненное жидкостью, называется истечением под уровень или истечением через затопленное отверстие (рис. 4-3).

В выходящей из отверстия струе давление отличается от атмосферного. Формула (4-5) для расчета скорости истечения принимает вид:

$$w_1 = \varphi \sqrt{2gH_0},$$

где

$$H_0 = H_1 - H_2 + \frac{p_0 - p_a}{\rho g};$$

H_1 — уровень жидкости в резервуаре над отверстием;
 H_2 — уровень жидкости над отверстием у выхода струи.

При относительно малых отверстиях коэффициент скорости имеет то же значение, что и при истечении через донное отверстие. Вид формулы (4-5) остается без изменения, а выражение для активного напора меняется. В этом случае учитываются уровни двух резервуаров и давление на поверхности жидкости. Давление над по-

верхностью жидкости как в первом, так и во втором резервуаре может быть одинаковым, в частности атмосферным. Тогда активный напор будет равен разности напоров в резервуарах:

$$H_0 = H_1 - H_2.$$

Коэффициент сжатия струи при затопленном истечении практически не отличается от коэффициента сжатия при истечении через свободное отверстие. Коэффициенты расхода при истечении через малые отверстия при затопленных и незатопленных струях также одинаковы.

Коэффициент сжатия струи определяется из (4-1), куда подставляют измеренные значения площадей сечений. Как показывает опыт, при истечении воды из больших резервуаров через малые отверстия значения коэффициента сжатия струи находятся в пределах: $\varepsilon = 0,61 \div 0,63$.

Коэффициент расхода μ определяется из (4-7), куда подставляют экспериментально определенные значения Q , S_0 и H_0 .

При истечении воды из малых отверстий при больших числах Рейнольдса, когда можно пренебречь влиянием вязкости ($\zeta = 0$), коэффициент расхода приблизительно равен $\mu \approx 0,6$.

Коэффициент скорости может быть подсчитан из (4-6) после того, как определены коэффициенты ε и μ :

$$\varphi = \frac{\mu}{\varepsilon}.$$

Коэффициент скорости при истечении жидкости через отверстие обычно равен $\varphi \approx 0,97 \div 0,98$.

Коэффициент сопротивления ζ вычисляется по известному значению φ :

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1.$$

Коэффициент местного сопротивления отверстия $\zeta \approx 0,06$.

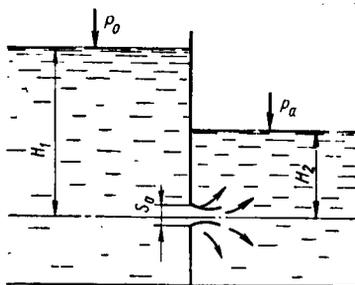


Рис. 4-3. Истечение жидкости через затопленное отверстие.

Из приведенных данных следует, что потери на трение при истечении воды через отверстие составляют всего 2—3% активного напора.

Наиболее вероятные случаи истечения жидкостей из резервуара имеют место при переменных напорах, вследствие чего скорость истечения и расход жидкости меняются во времени.

4-2. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ

Внешним цилиндрическим насадком называется короткая трубка длиной, равной 2—6 диаметрам, без закругления входной кромки (рис. 4-4,а). На практике такой насадок часто получается в тех случаях, когда выполняют сверление в толстой стенке и не обрабатывают входную кромку (рис. 4-4,б). Истечение через

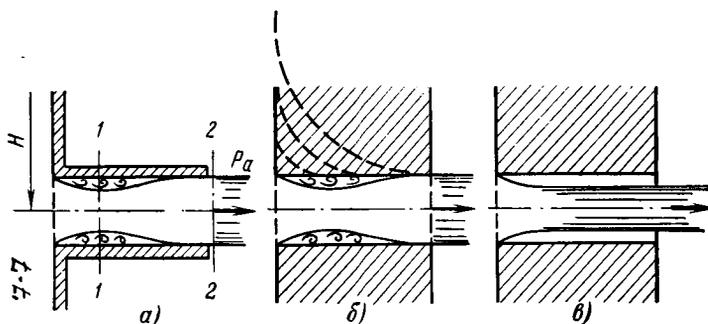


Рис. 4-4. Схемы истечения жидкости через цилиндрический насадок.

а и б — первый режим; в — второй режим.

такой насадок в газовую среду может происходить двояко. Схема течения, соответствующая первому режиму, показана на рис. 4-4,а, б. Струя после входа в насадок сжимается примерно так же, как и при истечении через отверстие в тонкой стенке. Затем, вследствие того что сжатая часть струи окружена завихренной жидкостью, струя постепенно расширяется до размеров отверстия и из насадка выходит полным сечением. Этот режим истечения называют безотрывным режимом.

Так как струя выходит из насадки полным сечением, то коэффициент сжатия струи $\epsilon=1$. Следовательно, ко-

эffициент расхода при наличии цилиндрического насадка равен коэффициенту скорости:

$$\mu = \varepsilon\varphi = \varphi.$$

Осредненные значения коэффициентов для этого режима истечения маловязких жидкостей (больше Re) следующие:

$$\mu = \varphi = 0,80; \zeta = 0,5.$$

Из (4-7) следует, что применение цилиндрического насадка увеличивает расход жидкости через отверстие того же диаметра (с учетом приведенных ранее экспериментальных значений коэффициентов ε , μ и φ) в отношении:

$$\frac{\mu \text{ насадка}}{\mu \text{ отверстия}} = \frac{0,8}{0,6} \approx 1,33.$$

Скорость струи при этом уменьшается в отношении:

$$\frac{\varphi \text{ насадка}}{\varphi \text{ отверстия}} = \frac{0,81}{0,97} \approx 0,825.$$

Увеличение расхода жидкости через насадок вызвано, таким образом, увеличением сечения струи. Потери на трение при этом возрастают.

Второй режим истечения характеризуется тем, что струя после сжатия уже не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму (рис. 4-4, в) и перемещается внутрь насадка, не соприкасаясь с его стенками. Истечение становится точно таким же, как и из отверстия в тонкой стенке (с теми же значениями коэффициентов истечения). Следовательно, при переходе от первого режима ко второму скорость возрастает, а расход уменьшается вследствие сжатия струи.

Второй режим истечения наступает при превышении некоторого критического напора.

Цилиндрический насадок может быть поставлен к стенке не

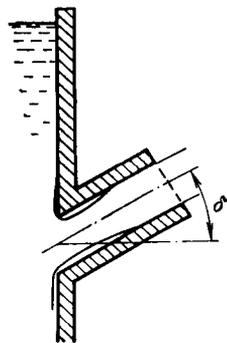


Рис. 4-5. Схема истечения жидкости через цилиндрический насадок, поставленный под углом δ к нормали стенки.

нормально, а под произвольным углом δ к нормали стенки (рис. 4-5).

В общем случае закон истечения остается таким же, как и в случае нормального насадка, но вследствие отличного очертания сжатой струи внутри насадка, которое в этом случае не будет симметричным, значение потерь будет больше, чем в нормальном насадке. Сжатия в наклонном насадке также не наблюдается и $\epsilon=1$.

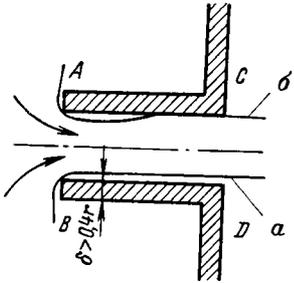


Рис. 4-6. Схема истечения жидкости через внутренний цилиндрический короткий насадок.

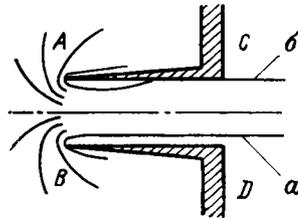


Рис. 4-7. Схема истечения жидкости через внутренний цилиндрический насадок с тонкими стенками.

Цилиндрический внутренний короткий насадок называют иногда насадком Борда. Истечение из такого насадка может быть четырех видов в зависимости от толщины стенки насадка и от того, как начинается само истечение.

1) При толстой стенке насадка (рис. 4-6) $\delta > 0,4r$, где r — внутренний радиус насадка; если перед пуском воды насадок был заполнен воздухом, то при среднем по величине напоре струя будет вытекать, не касаясь стенок насадка (как из отверстия с острыми кромками). При этом будет наблюдаться обычное сжатие и коэффициент расхода $\mu \approx 0,61$ (рис. 4-6, поз. а).

2) Если тот же насадок был перед пуском воды закрыт по сечению CD и был, следовательно, заполнен предварительной водой, то истечение из него будет происходить, как из внешнего цилиндрического насадка (см. рис. 4-4, а, б). Внутри насадка образуется сжатое сечение, после чего струя расширяется и занимает все сечение полностью. В этом случае $\mu \approx 0,81$ (рис. 4-6, поз. б).

3) Если насадок выполнен с тонкими стенками (рис. 4-7) и был перед пуском воды закрыт по сечению AB , то снова образуется струя, которая перемещается внутри насадка, не касаясь его стенок. Ввиду того что часть струек, подходящих к отверстию, движется вдоль наружной поверхности насадка таким образом, что, огнивая кромку, отклоняется на угол, значительно больший 90° , сжатие струи происходит более энергично и расход значительно понижается. Для насадка с очень тонкой стенкой значения μ лежат в пределах $\mu=0,5 \div 0,54$.

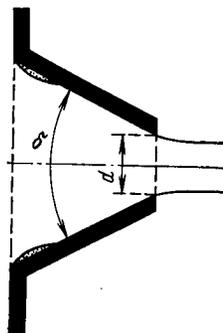


Рис. 4-8. Схема истечения жидкости через конический сходящийся насадок.

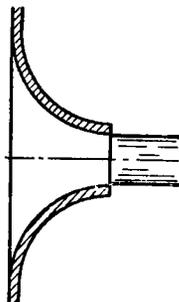


Рис. 4-9. Схема истечения жидкости через конoidalный насадок.

4) При закрытом перед пуском воды наружном сечении при истечении снова получается заполненный насадок. Вследствие более сильного сжатия внутри его по причине, разобранный выше, и большей потери напора в результате более резкой разницы в скоростях сжатого и выходного сечений расход установится меньший, чем во втором случае:

$$\varphi = \mu \approx 0,71; \quad \zeta \approx 1.$$

В конических сходящихся насадках (рис. 4-8) при входе в них образуется сжатое сечение струи, далее струя заполняет насадок сплошь и, выходя из него, испытывает вторичное сжатие. Степень сжатия внутри насадка и особенно связанная с последующим ударом потеря напора уменьшаются с увеличением угла при вершине конуса δ и, наоборот, сжатие при выходе с увеличением δ усиливается (ϵ уменьшается).

Опыты со сходящимся коническим насадком наружным диаметром $d=15$ мм, длиной $l=40$ мм при напоре $H=3$ м были тщательно проведены Де'Обюиссоном и Кастелем. Результаты их даны в табл. 4-1, из которой видно, что максимальный коэффициент расхода μ соответствует углу раствора насадка $\delta \approx 13^\circ$.

Таблица 4-1

Зависимость коэффициента расхода от угла раствора конического насадка

| δ | 0° | 5° | 13° | $13^\circ 24'$ | 14° | 20° | 30° | 40° | 45° |
|------------|-----------|-----------|------------|----------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| ϵ | 1 | 1 | 0,983 | 0,982 | 0,977 | 0,950 | 0,919 | 0,889 | 0,872 |
| φ | 0,829 | 0,920 | 0,961 | 0,963 | 0,965 | 0,971 | 0,975 | 0,980 | 0,983 |
| μ | 0,829 | 0,920 | 0,945 | 0,946 | 0,943 | 0,922 | 0,896 | 0,871 | 0,857 |

Скругляя углы на входе в конический насадок, можно избежать образования в этом месте внутреннего сжатия струи. Это уменьшит сопротивление насадка и увеличит его пропускную способность (штриховые линии на рис. 4-4,б). Чем больше радиус закругления, тем выше будет коэффициент расхода и ниже коэффициент сопротивления. В пределе при радиусе кривизны, равном толщине стенки, цилиндрический насадок приближается к конoidalному насадку или соплу.

Конoidalный насадок или сопло (рис. 4-9) имеет внутренние очертания, близко по форме к естественно сжимающейся струе, что обеспечивает безотрывность течения внутри насадка и параллельно-струйность в выходном сечении. Этот вид насадка весьма распространен, поскольку он имеет коэффициент расхода, близкий к единице, и очень малые потери (коэффициент сжатия $\epsilon=1$), а также обеспечивает устойчивый режим течения.

Значения коэффициента сопротивления для сопла такие же, как в случае плавного сужения, т. е. $\zeta=0,03 \div 0,1$ (большим Re соответствуют меньшие ζ и наоборот). В соответствии с этим $\mu=\varphi=0,99 \div 0,96$.

Диффузорный насадок представляет собой комбинацию сопла и диффузора (рис. 4-10). Приставка диффузора к соплу влечет за собой снижение давления в

узком месте насадка, а следовательно, увеличение скорости и расхода жидкости через насадок. При том же диаметре узкого сечения, что и у сопла, и том же напоре диффузорный насадок может пропустить значительно больший расход, чем сопло (увеличение может достигать 2,5 раза).

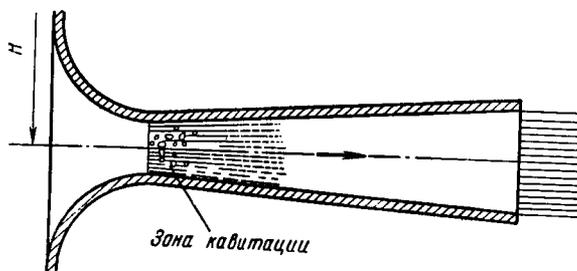


Рис. 4-10. Схема истечения жидкости через диффузорный насадок.

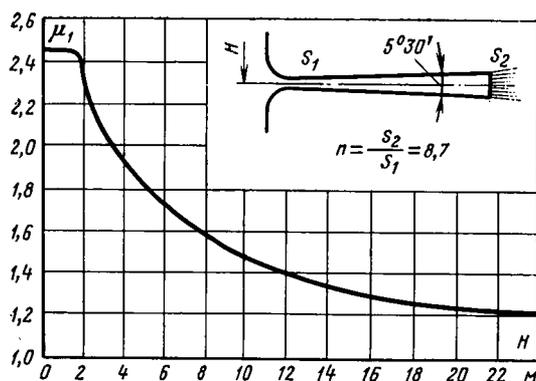


Рис. 4-11. Зависимость коэффициента расхода диффузорного насадка от напора.

Такие насадки применяются в том случае, когда требуется получить возможно больший расход. Однако применение диффузорного насадка возможно лишь при весьма небольших напорах ($H=1 \div 4$ м), так как при больших напорах в узком сечении насадка возникает кавитация (явление, о котором подробнее будет сказано 6—610

в § 5-5). Следствием кавитации является увеличение сопротивления и уменьшение пропускной способности насадка.

На рис. 4-11 показано падение коэффициента расхода диффузорного насадка с увеличением напора вследствие возникновения кавитации в сужении насадка. Коэффициент расхода отнесен к площади узкого сечения, т. е.

$$\mu_1 = \frac{Q}{S_1 \sqrt{2gH}}$$

Приведенная кривая получена в результате испытания диффузорного насадка, обладающего наимыгоднейшим углом и степенью расширения, которые обеспечивают наибольший коэффициент расхода.

4-3. ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ В ТУРБИНАХ И НАСОСАХ. ИСТЕЧЕНИЕ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ НАПОРЕ

Конические сходящиеся насадки дают струю с большими скоростями, поэтому их применяют в качестве сопел турбин, гидромониторов и брандспойтов.

Внешние цилиндрические насадки используют в плотинах, как трубы под насыпями и т. д.

Конические расходящиеся насадки применяют при устройстве дорожных труб, водовыпусков оросительных систем и в качестве отсасывающих труб гидравлических турбин.

Работа водоструйного насоса (рис. 4-12) также основана на принципе истечения жидкости через отверстия разных диаметров.

В водоструйном насосе вода из напорного бака 1 поступает в трубопровод 2, имеющий сужение. В узком сечении скорость струи возрастает и струя увлекает за собой воздух, находящийся в коробке (смесительной камере 3), благодаря чему происходит подсосывание жид-

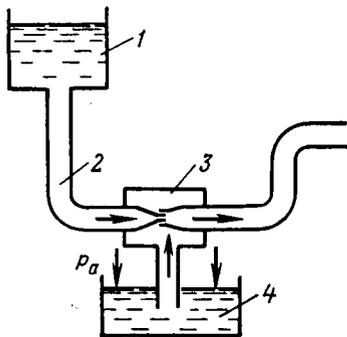


Рис. 4-12. Схема водоструйного насоса.

1 — напорный бак; 2 — трубопровод с сужением; 3 — смесительная камера; 4 — бак.

кости по трубке, опущенной в бак 4. При больших скоростях движения жидкость будет подсасываться из бака 4 непрерывно. По этому же принципу работают эжекторы и гидроэлеваторы, а также лопаточные машины, которые подробно будут рассмотрены ниже.

Разберем пример опорожнения сосуда, имеющего свободную поверхность жидкости с сечением произвольной формы, через донное отверстие или насадок с коэффициентом расхода μ (рис. 4-13). В этом случае истечение будет происходить при переменном, постоянно уменьшающемся напоре, т. е. строго говоря, течение является неустановившимся.

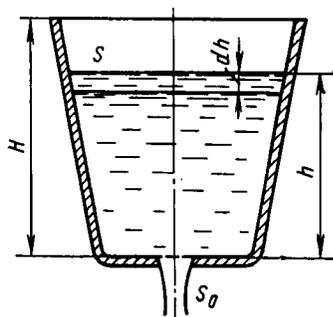


Рис. 4-13. Схема опорожнения сосуда.

Однако, если напор, а следовательно, и скорость истечения изменяются медленно, то движение в каждый данный момент времени можно рассматривать как установившееся и для решения задачи можно применять уравнение Бернулли.

Обозначив переменную высоту уровня жидкости в сосуде, отсчитываемую от дна, через h , площадь сечения резервуара на этом уровне S , а площадь отверстия S_0 и взяв бесконечно малый отрезок времени dt , можно записать следующее уравнение объемов:

$$Sdh = -Qdt \quad (4-8)$$

или

$$Sdh = -\mu S_0 \sqrt{2gh} dt, \quad (4-8a)$$

где dh — снижение уровня жидкости в сосуде за время dt .

Знак минус обусловлен тем, что положительному приращению dt соответствует отрицательное приращение dh . Отсюда находится время полного опорожнения сосуда высотой H (принимается $\mu = \text{const}$):

$$t = -\frac{1}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{h=H}^{h=0} S \frac{dh}{\sqrt{h}}. \quad (4-9)$$

Интеграл может быть подсчитан, если известен закон изменения площади S по высоте h . Для призматического сосуда $S = \text{const}$ и, следовательно,

$$t = \frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_0^H \frac{dh}{\sqrt{h}}$$

или

$$t = \frac{2S \sqrt{H}}{\mu S_0 \sqrt{2g}} = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}. \quad (4-10)$$

Числитель этой формулы равен удвоенному объему сосуда, а знаменатель представляет собой расход в начальный момент опорожнения, т. е. при напоре H_0 . Следовательно, время полного опорожнения сосуда в 2 раза больше времени истечения того же объема жидкости при постоянном напоре, равном первоначальному.

Формулы (4-9) и (4-10) применимы также для определения времени наполнения сосудов при переменном напоре, уменьшающемся по мере наполнения от $h=H$ до $h=0$.

4-4. ВОЗДЕЙСТВИЕ СТРУИ НА ПРЕГРАДУ. РЕАКТИВНОЕ ДЕЙСТВИЕ ВЫТЕКАЮЩЕЙ СТРУИ

Когда свободная струя воды, имеющая некоторую скорость w , натекает на неподвижную преграду, то она отклоняется этой преградой (изменяется траектория движения) и воздействует на преграду, развивая некоторую силу F . Если преграда неподвижна, то она в свою очередь воздействует на частицы струи с силой F , отклоняет их от первоначального направления движения и соответственно уменьшает слагающую их скорости в этом направлении.

На тело со стороны жидкости действуют силы трения, направленные по касательной к поверхности тела, и силы давления, перпендикулярные поверхности тела.

На величину силы сопротивления оказывают влияние ряд факторов: скорость, плотность и вязкость жидкости, площадь и форма стенок, шероховатость их поверхности.

Полное сопротивление при обтекании тела жидкостью (или, что одно и то же с точки зрения сил, действующих на тело, при движении в жидкости) есть сумма сил сопротивлений давления и трения.

Если обтекаемое тело под воздействием струи придет в движение с некоторой скоростью ω уже при силе $F' < F$, которую струя разовьет на движущемся теле, то струя будет передавать телу некоторую мощность, которая выразится произведением силы на скорость, т. е. $N = F'\omega$.

Это обстоятельство используют при устройстве водяных двигателей, так называемых активных или струйных турбин.

Силу сопротивления давления можно определить по формуле

$$R_1 = c_1 S_1 \rho \frac{\omega^2}{2}, \quad (4-11)$$

где c_1 — коэффициент сопротивления давления; S_1 — площадь миделевого сечения тела (проекция тела на плоскость, перпендикулярную направлению движения); ρ — плотность жидкости; ω — скорость набегающего потока.

Коэффициент сопротивления c_1 зависит от формы тела, его расположения в потоке и числа Рейнольдса и приводится в справочной литературе.

Например, для шара при $Re = 1 \cdot 10^3 \div 3 \cdot 10^5$ коэффициент сопротивления $c_1 = 0,47$, а при $Re > 3 \cdot 10^5$ $c_1 = 0,22$.

Для круглого цилиндра бесконечной длины при $Re > 5 \cdot 10^5$ $c_1 = 1,2$.

С увеличением числа Рейнольдса коэффициент сопротивления давления уменьшается. При расчете ветровой нагрузки резервуаров, дымовых труб и других сооружений цилиндрической формы коэффициент сопротивления можно брать для случая обтекания цилиндра ($c_1 = 1,2$).

Сопротивление трения вычисляется по формуле

$$R_2 = c_2 S_2 \rho \frac{\omega^2}{2}, \quad (4-12)$$

где S_2 — обтекаемая поверхность тела; c_2 — коэффициент сопротивления трения.

При малых числа Рейнольдса, когда силы вязкости оказывают основное влияние на течение, расчет сопротивления производится иным способом. Для небольших скоростей обтекания тел малых размеров вязкой жидкостью Стокс получил теоретическим путем выражение для расчета силы сопротивления при обтекании шара:

$$R = 3\omega\mu d, \quad (4-13)$$

где μ — динамическая вязкость жидкости; d — диаметр шара.

По этой формуле можно рассчитать оседание шаровых частиц в однородной жидкости.

Схемы формирования потока при обтекании плоской стенки, стенки чашеобразной формы и стенки конической

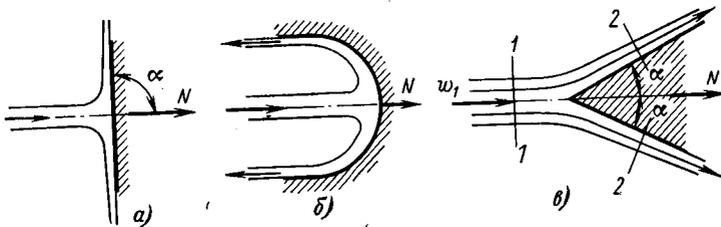


Рис. 4-14. Схема формирования потока при обтекании стенок различной формы.

a — плоской; *b* — чашеобразной; *c* — конической.

ской формы с осями, совпадающими с осью струи, представлены на рис. 4-14.

При истечении жидкости из отверстия в стенке резервуара наблюдается возникновение так называемой силы реакции R , действующей на сосуд в направлении, противоположном скорости истечения. Причину появления этой силы можно пояснить, рассмотрев истечение из сосуда на рис. 4-15.

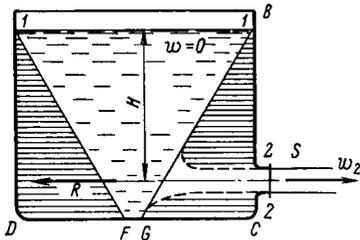


Рис. 4-15. Схема, поясняющая возникновение силы реакции.

У стенки DE , достаточно удаленной от отверстия или насадка сечением S в стенке BC , скорости движения частиц

жидкости весьма малы, и поэтому давление по стенке распределяется по закону гидростатики — по треугольнику DEF . Также распределилось бы давление и по стенке BC , если бы вблизи отверстия не стали заметными скорости собирающихся к отверстию струек. С увеличением этих скоростей давление в соответствующих точках вокруг отверстия (или насадка) уменьшится. Распределение давления на стенку BC показано за-

штрихованной эпюрой (треугольник BCG). Излишек нормальной силы давления на стенку DE над частично уменьшенной нагрузкой на стенку BC и есть сила R , действующая на сосуд в направлении, обратном скорости истечения.

Значение силы реакции R можно определить, пользуясь теоремой о количестве движения (приравнивается импульс силы R приращению количества движения в направлении оси, совпадающей с направлением скоростей — в рассматриваемом случае по горизонтальной оси):

$$tR = -m(\omega_2 - \omega_1). \quad (4-14)$$

где t — время; R — сила реакции; m — масса жидкости, вытекающая за время t ; ω_1 — горизонтальная скорость жидкости внутри сосуда; ω_2 — скорость струи, вытекающей из отверстия в сосуде.

Массовый расход жидкости

$$M = \rho Q = \rho \mu S \sqrt{2gH}.$$

В нашем случае внутри неподвижного сосуда частицы жидкости не имеют горизонтальной составляющей скорости, т. е. $\omega_1 = 0$, а скорость струи определится как

$$\omega = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Из уравнения (4-14) получим:

$$R_{\text{гор}} = -M\omega_2 = -\rho Q\omega_2 = -\epsilon\varphi^2 2S\rho gH. \quad (4-15)$$

Вертикальная составляющая силы реакции $R_{\text{верт}} = 0$, так как скорость в сечении $I=I$ $\omega_1 = 0$ и истечение жидкости происходит в горизонтальном направлении.

Принимая для идеального случая $\mu = 1$ и $\varphi = 1$, а следовательно, также и $\epsilon = 1$, получаем:

$$R = -2S\rho gH. \quad (4-16)$$

Из (4-16) видно, что сила реакции при истечении из отверстия равна двойной статической силе давления на площадь, равную сечению отверстия (при $\epsilon = 1$) или сечению струи.

Естественно, что в рассмотренном случае сила реакции есть результат действия на жидкость силы тяжести, сообщающей ей скорость истечения.

Возникающая при истечении жидкости сила реакции является главной движущей силой при работе турбин и насосов различного назначения.

Примеры

Пример 4-1. Определить, какой напор необходимо создать в открытом резервуаре диаметром $d_p=0,5$ м, чтобы из отверстия диаметром $d_0=0,05$ м, расположенного в центре дна резервуара, вытекала струя расходом $Q=5$ л/с.

Решение. Истечение жидкости будет происходить при полном совершенном сжатии струи, так как

$$\frac{d_p - d_0}{2} > 3d_0.$$

Для определения необходимого напора воспользуемся формулой (4-7), откуда

$$H = \frac{Q^2}{\mu^2 S^2 \cdot 2g}.$$

Коэффициент расхода отверстия $\mu=0,62$, тогда напор H составит:

$$H = \frac{0,005^2}{0,62^2 \frac{3,14^2 \cdot 0,05^4}{4^2} \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,86 \text{ м.}$$

Пример 4-2. Определить расход и скорость истечения воды из отверстия диаметром $d_0=2,5$ см в боковой стенке резервуара больших размеров. К отверстию присоединена короткая трубка одинакового с отверстием диаметра длиной $l=10$ см. Напор над центром отверстия $H=1,5$ м.

Решение. Воспользуемся уравнениями (4-5) и (4-7)

$$w = \varphi \sqrt{2gH} \text{ и } Q = \mu S \sqrt{2gH}.$$

Длина трубки составляет $4d_0$ ($l=4d_0$), т. е. трубку можно рассматривать как внешний цилиндрический насадок, для которого при больших числах Рейнольдса $\mu=\varphi=0,80$.

Подставляя известные величины, находим:

$$w = 0,8 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5} = 4,36 \text{ м/с;}$$

$$Q = 0,80 \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5} = 2,13 \text{ л/с.}$$

Пример 4-3. Определить возможный расход воды из бака у потребителя, находящегося на расстоянии 300 м, если трубопровод имеет внутренний диаметр $d=150$ мм, а уровень воды в баке поддерживается постоянным на высоте 18 м.

Ответ: $Q=133$ м³/ч.

Пример 4-4. Определить диаметр трубы, через которую необходимо подать $180 \text{ м}^3/\text{ч}$ воды на расстояние 300 м , если уровень воды в напорном баке на 15 м выше места водоразбора.

О т в е т: $d = 175 \text{ мм}$.

Пример 4-5. Определить скорость истечения и расход воды, вытекающей из бака через круглое отверстие $d = 10 \text{ см}$, если превышение уровня воды над центром отверстия $H = 5 \text{ м}$. Коэффициент расхода $\mu = 0,62$; $\varphi = 0,97$.

О т в е т: $v = 9,6 \text{ м/с}$; $Q = 0,048 \text{ м}^3/\text{с}$.

Пример 4-6. Определить утечку воды из тепловой сети через образовавшееся в результате аварии отверстие в стенке трубопровода. Избыточное давление в сети $p_{\text{наб}} = 3,92 \cdot 10^5 \text{ Па}$; температура воды 95°C ($\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$); площадь отверстия $F = 1 \text{ см}^2$. Коэффициент расхода отверстия $\mu = 1$.

О т в е т: $G = 2,8 \text{ кг/с}$.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение коэффициента сжатия струи.
2. В каком диапазоне лежат числовые значения коэффициента скорости?
3. Дайте определение коэффициента расхода.
4. Поясните понятие полного сжатия струи.
5. В каком случае полное сжатие является совершенным?
6. Каковы числовые значения коэффициентов сжатия струи, скорости и расхода при истечении воды из малых отверстий при больших числах Рейнольдса?
7. Дайте определение внешнего цилиндрического насадка.
8. Нарисуйте схему течения жидкости через внешний насадок при безотрывном режиме истечения.
9. Нарисуйте схему течения жидкости через внешний насадок при втором режиме истечения.
10. Перечислите и поясните графически различные виды истечения жидкости через насадок Борда.
11. Как можно избежать образования при входе в конический насадок внутреннего сжатия струи?
12. Поясните преимущества коноидального насадка.
13. Дайте определение диффузорного насадка и перечислите его преимущества перед остальными типами насадков.
14. Как влияет уменьшение напора при опорожнении сосуда на время опорожнения сосуда?
15. Перечислите силы, действующие на тело, обтекаемое потоком жидкости.
16. От каких величин зависит коэффициент сопротивления давления?
17. Нарисуйте схемы формирования потока при обтекании плоской стенки и стенки конической формы.
18. Поясните графически возникновение силы реакции при истечении жидкости из сосуда.
19. Какие теоретические положения используются при определении величины силы реакции?
20. Результатом каких сил, действующих на жидкость, находящуюся в покоящемся сосуде, является сила реакции струи, вытекающей через отверстие в этом сосуде?

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ ПО ТРУБОПРОВОДАМ И В КАНАЛАХ

5-1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Все трубопроводы могут быть разделены на простые и сложные.

Простым трубопроводом называют трубопровод без разветвлений, а сложным — трубопровод, имеющий хотя бы одно разветвление или место смыкания труб.

Напорные трубопроводы предназначены для перекачки воды, нефти, нефтепродуктов и других жидкостей, а также газов и широко используются на заводах, нефтебазах и других промышленных объектах.

В зависимости от материала трубопроводы могут быть металлические (стальные, чугунные, латунные и пр.) и неметаллические (железобетонные, асбестоцементные, пластмассовые и др.). От материала трубопровода зависит шероховатость внутренней поверхности трубы и, следовательно, коэффициент гидравлического сопротивления.

По назначению трубопроводы делятся на промышленные, магистральные, нефтебазовые, внутризаводские и городские (распределительные).

В зависимости от вида перекачиваемого продукта трубопроводы можно классифицировать на водопроводы, нефтепроводы, бензопроводы, керосинопроводы, маслопроводы, мазутопроводы, газопроводы, трубопроводы для перекачки сжиженных газов и т. д.

Жидкость движется по трубопроводу благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад (разность) уровней энергии может быть создан тем или иным способом: работой насоса, за счет разности уровней жидкости, давлением газа и т. д.

В энергетике приходится иметь дело главным образом с трубопроводами, движение жидкости в которых обусловлено работой насоса.

В некоторых специальных устройствах применяется газобаллонная подача жидкости, т. е. используется давление газа. Течение жидкости за счет разности уровней

(разности нивелирных высот) осуществляется во вспомогательных устройствах, а также в гидротехнике и водоснабжении.

Общие потери напора в трубопроводах складываются из потерь по их длине и местных потерь. В зависимости от соотношения величин этих потерь различают короткие и длинные трубопроводы.

К коротким относятся трубопроводы малой длины с большим количеством местных сопротивлений, в которых местные потери напора соизмеримы с потерями напора по длине, а к длинным — трубопроводы, в которых местные потери напора пренебрежимо малы по сравнению с потерями напора по длине (как правило, местные потери составляют менее 5% потерь по длине).

Примером коротких трубопроводов могут служить всасывающие трубы насосов, дюкеры, сифоны и т. д. Примером длинных трубопроводов могут служить водопроводы, нефтепроводы, газопроводы и т. д.

При расчете трубопроводов могут ставиться три задачи.

1. Определение перепада давления или потерь напора в трубопроводе заданных диаметра, длины и профиля при перекачке определенного количества данной жидкости.

2. Определение расхода жидкости при перекачке ее по трубопроводу заданных диаметра, длины и профиля. Допустимый перепад давления или потеря напора задается.

3. Определение диаметра трубопровода для перекачки по нему заданной жидкости с известным расходом при заданном перепаде давления. Длина трубопровода и профиль должны быть известны.

Всякий сложный трубопровод можно рассматривать как совокупность некоторого числа простых трубопроводов, соединенных между собой параллельно или последовательно.

При решении второй и третьей задач могут встретиться некоторые трудности. Так, при определении расхода или диаметра трубопровода заранее неизвестно число Рейнольдса, по которому необходимо определять коэффициент гидравлического сопротивления.

Выбор формулы для определения коэффициентов гидравлического сопротивления зависит от режима те-

чения. Поэтому первоначально режимом течения необходимо задаться, а затем произвести проверку правильности выбора режима.

5-2. НОМОГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ. ВЫБОР ДИАМЕТРА ТРУБЫ

Номограммы и таблицы составляются для труб различных диаметров и дают значения уже подсчитанных величин расходов, скоростей и потерь напора на 1 м длины трубы.

Зависимость между этими четырьмя величинами, как известно, выражается формулами:

$$Q = w \frac{\pi d^2}{4} \text{ и } h = h_1/l = \frac{\lambda}{d} \frac{w^2}{2g},$$

где h — потеря напора на 1 м длины трубы. При этом λ подсчитывается предварительно по одной из ранее приведенных формул.

В зависимости от условий задачи по известным двум величинам из четырех (d , w , Q и h) по номограммам или таблицам легко находятся две остающиеся величины, необходимые для решения задачи.

Коэффициент гидравлического сопротивления для различных режимов течения жидкостей по трубопроводам можно выразить одной обобщенной формулой:

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^m}, \quad (5-1)$$

где A и m — постоянные коэффициенты, зависящие от режимов течения.

Для различных режимов эти коэффициенты соответственно равны:

Для ламинарного

$$A=64; m=1;$$

для турбулентного режима в зоне гладкого трения

$$A=0,3164; m=0,25;$$

для квадратичного закона трения

$$A = 0,11 \left(\frac{k}{d} \right)^{0,25}; m = 0.$$

Перепад давления в простом трубопроводе определяется так:

$$p_1 - p_2 = \frac{AQ^{2-m} \rho l}{2S^2 - m d^{1+m}} + \rho g \Delta z + \Delta p_{\text{л}}, \quad (5-2)$$

Где Q — объемный расход жидкости; v — кинематическая вязкость жидкости; ρ — плотность жидкости; l — длина трубопровода; S — площадь поперечного сечения трубы; d — диаметр трубопровода; Δz — разность отметок конца и начала трубопровода; p_1 и p_2 — давление в начале и конце трубопровода; Δp_m — перепад давления в местных сопротивлениях.

Поделив левую и правую части (5-2) на ρg , получим формулу для потери напора в трубопроводе:

$$H = \frac{AQ^{2-m}vl}{2gS^{2-md^{1+m}}} + \Delta z + h_m, \quad (5-3)$$

где h_m — потеря напора в местных сопротивлениях.

По (5-2) и (5-3) решается первая задача при гидравлических расчетах трубопроводов. Зависимость потери напора в трубопроводе от расхода называется характеристикой трубопровода.

При ламинарном режиме потеря напора в трубопроводе:

$$H = \frac{32Qvl}{gSd^2} + \Delta z + h_m. \quad (5-4)$$

При турбулентном режиме потери в зоне гладких труб определяются следующим образом:

$$H = \frac{0,3164Q^{1,75}v^{0,25}l}{2gS^{1,75}d^{1,25}} + \Delta z + h_m. \quad (5-5)$$

При турбулентном режиме течения в зоне квадратного закона трения потери будут:

$$H = \frac{0,11 \left(\frac{k}{d}\right)^{0,25} Q^2 l}{2gS^2 d} + \Delta z + h_m. \quad (5-6)$$

Наиболее часто при расчете нефтепроводов и продуктопроводов принимается турбулентный режим течения, в зоне гладких труб (зона Блазиуса).

Расход жидкости в трубопроводе определится при этом в соответствии с

$$Q = \left[\frac{(H - \Delta z - h_m) 2gS^{2-md^{1+m}}}{Avml} \right]^{\frac{1}{2-m}} \quad (5-7)$$

или из (5-2):

$$Q = \left[\frac{(p_1 - p_2 - g\rho\Delta z - \Delta p_m) 2S^{2-md^{1+m}}}{Avmp_l} \right]^{\frac{1}{2-m}}. \quad (5-8)$$

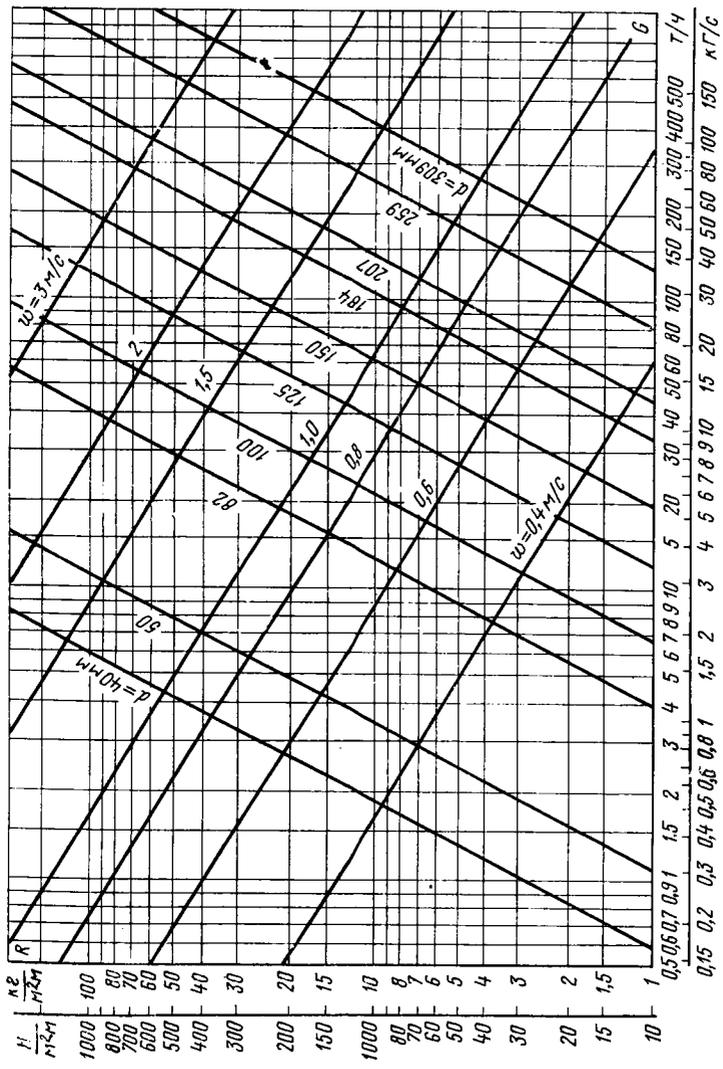


Рис. 5-1. Номограмма для гидравлического расчета конденсаторов ($k=1$ мм, $\rho=995$ кг/м³).

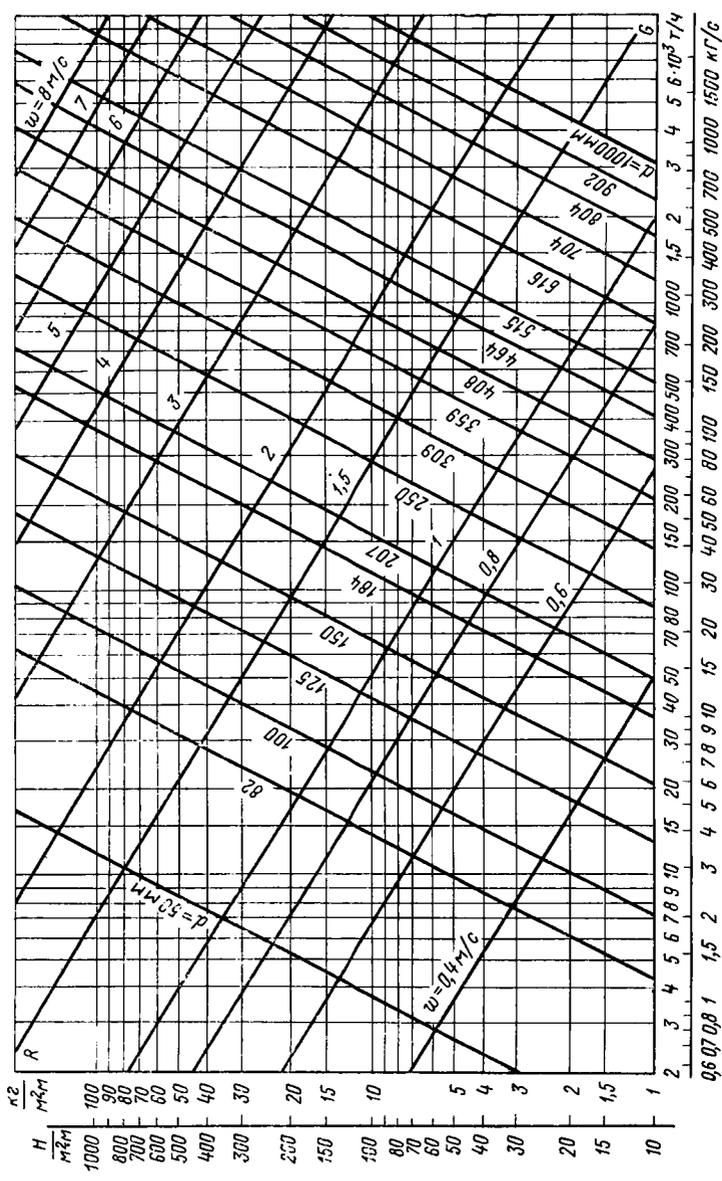


Рис. 5-2. Номограмма для гидравлического расчета водоводов ($k=0.5$ мм, $\rho=995$ кг/м³).

Определение диаметра трубопровода из (5-2) производится по формуле:

$$d = \left[\frac{AQ^{2-m} \rho l}{2 \left(\frac{\pi}{4} \right)^{2-m} (p_1 - p_2 - g \rho \Delta z - \Delta p_m)} \right]^{\frac{1}{5-m}} \quad (5-9)$$

или из (5-3):

$$d = \left[\frac{AQ^{2-m} \rho l}{2g \left(\frac{\pi}{4} \right)^{2-m} (H - \Delta z - h_m)} \right]^{\frac{1}{5-m}} \quad (5-10)$$

По формулам (5-2)—(5-10) можно решить все три задачи гидравлического расчета трубопроводов.

На рис. 5-1 и 5-2 приведены номограммы для гидравлического расчета соответственно конденсаторопроводов и трубопроводов технической воды. Аналогичные номограммы могут быть построены практически для любого возможного случая движения жидкости в трубопроводах.

При нахождении диаметра трубопровода необходимо помнить, что трубы выполняются промышленностью не произвольных диаметров, а согласно ГОСТ. Поэтому найденный из расчета диаметр необходимо округлить до ближайшего по ГОСТ (большего или меньшего, смотря по тому, что в каждом отдельном случае предпочтительнее). После выбора диаметра по ГОСТ необходимо подставить его значение в расчетные формулы и проверить действительную потерю напора.

С увеличением диаметра трубопровода, как видно из уравнений (5-4)—(5-6), уменьшается теряемая на трение в нем работа и трубопровод становится «гидравлически» более выгодным. Вместе с тем чрезмерное увеличение диаметра трубопровода влечет за собой увеличение его стоимости, что удорожает пользование им.

Наивыгоднейшим диаметром трубопровода будет тот, при котором полная сумма затрат на устройство трубопровода и на покрытие потерь при его эксплуатации, отнесенная к единице подачи, будет наименьшей. Это определяется с помощью технико-экономических расчетов.

**5-3. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ МЕТОДОМ
РАСХОДНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРУБЫ.
ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДОВ**

По (5-4)—(5-6) можно построить кривые потребного напора, под которыми понимается график зависимости потребного напора от расхода жидкости в трубопроводе. Чем больше расход, который необходимо подавать по трубопроводу, тем больше потребный напор. При ламинарном течении кривая потребного напора изображается прямой линией (или близкой к прямой с учетом

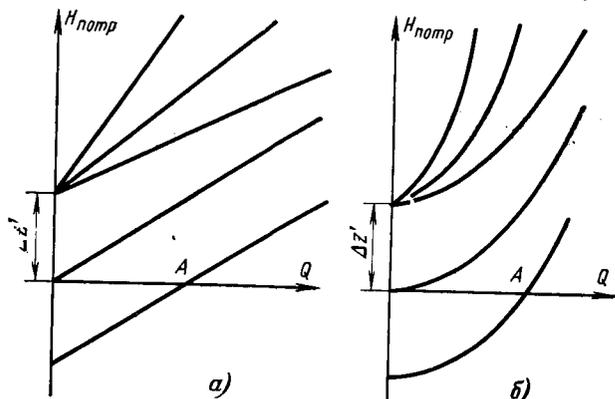


Рис. 5-3. Кривые потребных напоров.
а — ламинарный; б — турбулентный режимы течения.

зависимости $l_{\text{экив}}$ от Re), а при турбулентном — параболой с показателем степени, равным двум (при $\lambda_T = \text{const}$) или близким к двум (при учете зависимости λ_T от Re). Величина Δz будет положительной в том случае, когда жидкость поднимается или движется в полость с повышенным давлением, и отрицательной — при опускании жидкости или движении в полость с разрежением.

Различные виды кривой потребного напора для ламинарного и турбулентного течений показаны на рис. 5-3. Крутизна кривой зависит от сопротивления трубопровода и возрастает с увеличением длины трубопровода и уменьшением его диаметра, а также с увеличением местных гидравлических сопротивлений в трубопроводе. Кроме того, при ламинарном течении наклон

кривой (которую для этого течения можно считать прямой) изменяется пропорционально вязкости жидкости.

Точка пересечения кривой требуемого напора с осью абсцисс при $\Delta z < 0$ (точка А на рис. 5-3) определяет расход при движении жидкости самотеком, т. е. за счет

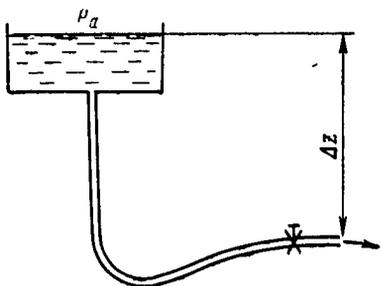


Рис. 5-4. Схема самотечного трубопровода.

разности нивелирных высот Δz . Потребный напор в этом случае равен нулю, так как давление в начале и в конце трубопровода равно атмосферному (за начало трубопровода будем считать свободную поверхность в верхнем резервуаре). Такой трубопровод называют самотечным (рис. 5-4). Если в конце самотечного трубопровода происходит истечение жидкости в атмосферу,

то в уравнении для определения требуемого напора к потерям напора следует добавить скоростной напор.

Иногда вместо кривых требуемого напора бывает удобнее пользоваться гидравлическими характеристиками трубопровода.

Гидравлической характеристикой (или просто характеристикой) трубопровода называется график зависимости суммарных потерь напора (или давления) в трубопроводе от расхода:

$$\Sigma h = f(Q).$$

Таким образом, характеристика трубопровода представляет собой кривую требуемого напора, сдвинутую в начало координат. Характеристика трубопровода совпадает с кривой требуемого напора при $\Delta z = 0$ (например, когда трубопровод лежит в горизонтальной плоскости, а противодавление p_2 отсутствует).

5-4. СИФОННЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Сифонным трубопроводом (или просто сифоном) называется такой простой самотечный трубопровод, часть которого расположена выше питающего его резервуара (рис. 5-5). Сифоны относят к коротким трубопроводам. При протекании по сифону жидкости

В некоторых его сечениях устанавливается давление ниже атмосферного. Такого рода трубопроводы встречаются в водопроводной практике при передаче воды через гору, при самотечном соединении колодцев, а также при устройстве сифонных водоспусков у плотин, прудов и пр.

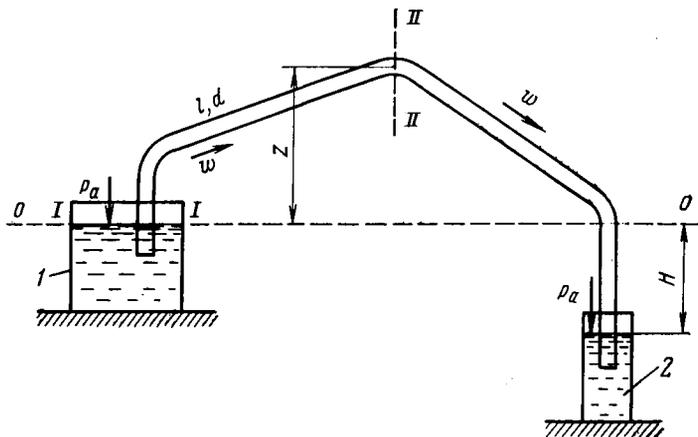


Рис. 5-5. Схема к гидравлическому расчету сифона.

Для того чтобы сифон начал работать, необходимо его заполнить жидкостью, удалив воздух. Этого можно достигнуть путем повышения временно уровня резервуара 1 (или давления в начале трубы) выше наивысшей точки сифона (уровня z) или путем отсасывания воздуха из сифона в наивысшей точке, благодаря чему под атмосферным давлением на уровнях I-I и II-II сифон заполнится жидкостью. Наконец, можно запереть концы сифона и залить его жидкостью через верхнюю точку, где одновременно выпускают заполнявший трубу воздух. После сплошного заполнения сифона жидкостью он начинает работать как обыкновенная труба. Расчетом обычно определяют пропускную способность сифона и предельное значение высоты z .

Поскольку сифон является коротким трубопроводом, его пропускная способность может быть определена по (4-7).

Для определения высоты z составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II относительно плоскости

сравнения $0-0$, совпадающей с поверхностью жидкости в резервуаре I :

$$\frac{p_a}{\rho g} = z + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} + \Sigma \zeta_m \frac{w^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}, \quad (5-11)$$

где p_2 — гидродинамическое давление в сечении $II-II$; w — скорость движения жидкости в трубопроводе сифона.

Имея в виду, что

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h_{\text{вак}},$$

получаем:

$$h_{\text{вак}} = z + \left(1 + \Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{w^2}{2g}. \quad (5-12)$$

И окончательно:

$$z = h_{\text{вак}} - \left(1 + \Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{w^2}{2g}. \quad (5-13)$$

Принимая во внимание, что предельное значение вакуума равно 10,33 м вод. ст., и учитывая наличие потерь напора в сифоне, а также необходимость предотвращения кавитации, которая возникает при больших понижениях давлений, высоту z следует принимать такой, чтобы высота $h_{\text{вак}}$ не превышала 7 м.

5-5. ПОНЯТИЕ О ЯВЛЕНИИ КАВИТАЦИИ

В некоторых случаях при движении жидкости в закрытых руслах происходит явление, связанное с изменением агрегатного состояния жидкости, т. е. с превращением ее в пар, а также с выделением из жидкости растворенных в ней газов.

Например, при течении жидкости через местное сужение трубы происходит увеличение скорости и падение давления. Если абсолютное давление при этом достигает значения, равного упругости насыщенных паров этой жидкости при данной температуре, или давления, при котором начинается интенсивное выделение из нее газов, то в данном месте потока начинается интенсивное парообразование и выделение газов. В расширяющейся части потока скорость уменьшается, а давление возрастает и выделение паров и газов прекращается. Выделившиеся пары частично или полностью конденсируются, а газы постепенно растворяются в жидкости.

Это местное нарушение сплошности течения с образованием паровых и газовых пузырей (каверн), обусловленное местным падением давления в потоке, называется кавитацией.

Это явление можно наглядно продемонстрировать на простом устройстве (рис. 5-6). Вода или иная жидкость под давлением в несколько атмосфер подводится к ре-

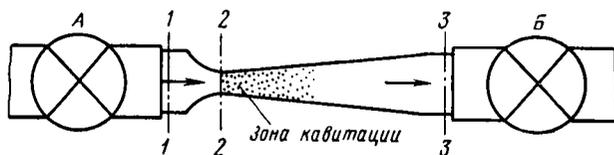


Рис. 5-6. Кавитация в диффузоре.

гулировочному крану (вентилю) А и далее протекает через стеклянную трубку, в которой поток сначала плавно сжимается, затем еще более плавно расширяется и выводится в атмосферу.

При небольшом открытии регулировочного крана и, следовательно, при малых значениях расхода и скорости жидкости падение давления в узком месте трубки незначительно, поток вполне прозрачен и кавитация отсутствует. При постепенном открытии крана происходит увеличение скорости в трубке и падение абсолютного давления. При некотором значении этого давления в трубке появляется отчетливо видимая зона кавитации, обусловленная сначала выделяющимся газом, а при некотором малом давлении $p_{абс} = p_{п}$ ($p_{п}$ — упругость насыщенных паров) размеры зоны кавитации возрастают по мере дальнейшего открытия крана.

Кавитация сопровождается характерным шумом, а при длительном воздействии вызывает разрушение (эрозию) металлических стенок. Последнее объясняется тем, что конденсация пузырьков пара (и сжатие пузырьков газа) происходит со значительной скоростью. Частицы жидкости, заполняющие полость конденсирующегося пузырька, устремляются к его центру и в момент завершения конденсации вызывают местный гидравлический удар, т. е. значительное местное повышение давления¹.

¹ Существует несколько гипотез механизма эрозии от кавитации (волновая, релаксационная, струйная, кумулятивная и др.).
Прим. ред.

Кавитация, как правило, является нежелательным явлением, и ее появления в трубопроводах и других элементах проточных частей установок не следует допускать.

При возникновении кавитации значительно возрастает сопротивление трубопроводов и, следовательно, уменьшается их пропускная способность.

Кавитация может возникать во всех устройствах, где поток претерпевает местное сужение, например в кранах, вентилях, задвижках, диафрагмах, жиклерах и др. В отдельных случаях возникновение кавитации возможно без расширения потока вслед за его сужением, а также в трубах постоянного сечения при увеличении нивелирной высоты и гидравлических потерь.

Кавитация имеет место в гидромашинах (насосах и гидротурбинах), а также на лопастях быстровращающихся гребных винтов.

В этих случаях следствием развитой кавитации может быть резкое снижение к. п. д. машины, постепенное разрушение ее деталей, подверженных воздействию кавитации.

5-6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В ТРУБОПРОВОДАХ

Гидравлическим ударом называется явление, происходящее в трубе, по которой протекает капельная жидкость, при котором вследствие быстрого замирания (или отпирания), имеющегося на трубе запорного устройства (задвижки), кинетическая энергия массы находящейся в трубе жидкости преобразуется в энергию давления. Это давление может достигнуть значительной величины.

Теоретическое обоснование явления гидравлического удара в трубах и метод его расчета были даны в 1899 г. крупнейшим русским гидромехаником Н. Е. Жуковским.

При гидравлическом ударе в трубопроводе возникает колебательный затухающий процесс, который сопровождается вначале резким повышением, а затем понижением давления.

Гидравлический удар возникает и тогда, когда в покоящейся жидкости, находящейся в трубопроводе, внезапно создается давление с одного конца трубы. Это приложенное давление в виде удара распространяется по трубопроводу.

Гидравлический удар в трубопроводах нарушает их нормальную работу, может привести к разрушению труб, фланцевых или сварных соединений, задвижек, нарушению работы измерительных приборов.

При перекачке газов гидравлические удары не наблюдаются. Это объясняется тем, что плотность газа весьма мала, чтобы вызвать заметное повышение давления.

Происходящее при гидравлическом ударе резкое повышение давления представляет собой во многих случаях весьма опасное явление.

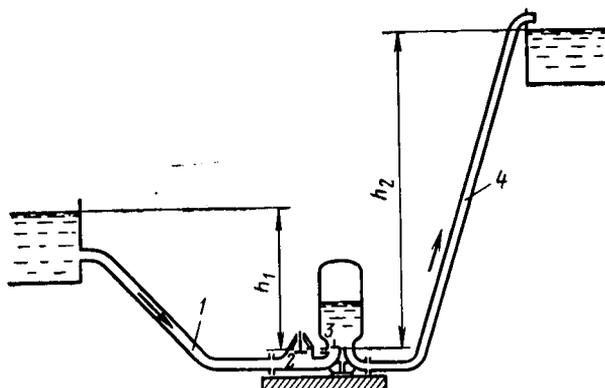


Рис. 5-7. Схема гидротаранной установки.

Однако человеческая мысль нашла возможным использовать и это явление. В 1796 г. была изобретена водоподъемная машина — «гидравлический таран», действие которой основано на гидравлическом ударе.

Схема гидротаранной установки весьма проста (рис. 5-7). Вода, движущаяся по питательной трубе 1 под напором h_1 , вытекает наружу через зазоры, имеющиеся вокруг оси клапана 2. Под давлением воды клапан 2 захлопывается, вследствие чего возникает гидравлический удар. При достижении волной повышенного давления клапана 3 последний открывается и вода начинает втекать в воздушный колпак. Следующая за волной сжатия волна разрежения создает у клапанов 2 и 3 пониженное давление. При этом клапан 3 закрывается, а клапан 2 открывается. Описанный цикл повто-

рется. Поступающая в воздушный колпак вода сжимает находящийся в нем воздух, который в свою очередь оказывает давление на жидкость, заставляя ее подниматься по нагнетательной трубе 4 на высоту h_2 . Гидравлические тараны применяются для водоснабжения в сельской местности.

5-7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ И ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕРЫ БОРЬБЫ С НИМ

Явление гидравлического удара в соответствии с теорией проф. Н. Е. Жуковского можно представить следующим образом.

Пусть в конце трубы, по которой движется жидкость со скоростью w_0 , произведено мгновенное закрытие крана (рис. 5-8,а). Тогда скорость частиц жидкости, натолкнувшись на кран, будет погашена, а их кинетическая энергия перейдет в работу деформации стенок трубы и жидкости. При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается¹ в соответствии с повышением давления $\Delta p_{уд}$. На заторможенные частицы у крана набегают другие, соседние с ними частицы, и тоже теряют скорость, в результате чего сечение $n-n$ передвигается вправо со скоростью a , называемой скоростью ударной волны. Сама же переходная область, в которой давление изменяется на $\Delta p_{уд}$, называется ударной волной.

Когда ударная волна переместится до резервуара, жидкость окажется остановленной и сжатой во всей трубе, а стенки ее — растянутыми. Ударное повышение давления $\Delta p_{уд}$ распространится на всю трубу (рис. 5-8,б).

Но такое состояние не является равновесным. Под действием перепада давлений $\Delta p_{уд}$ частицы жидкости устремятся из трубы в резервуар, причем это движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к резервуару. Теперь сечение $n-n$ перемещается в обратном направлении — к крану с той же скоростью a , оставляя за собой выравненное давление p_0 (рис. 5-8,в).

Жидкость и стенки трубы предполагаются упругими, поэтому они возвращаются к прежнему состоянию, со-

¹ Пренебрегать сжимаемостью жидкости, как это обычно допускается в задачах гидравлики, здесь нельзя, так как малая сжимаемость жидкости как раз и является причиной возникновения большего, но конечного ударного давления $\Delta p_{уд}$.

ответствующему давлению ρ_0 . Работа деформации полностью переходит в кинетическую энергию и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость ω_0 , но направленную теперь в противоположную сторону.

С этой скоростью жидкостный столб (рис. 5-8,з) стремится оторваться от крана, вследствие чего возникает отрицательная ударная волна под давлением $\Delta\rho_{уд}$, которая направляется от крана к резервуару со скоростью a , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления $\Delta\rho_{уд}$ (рис. 5-8,д). Кинетическая энергия жид-

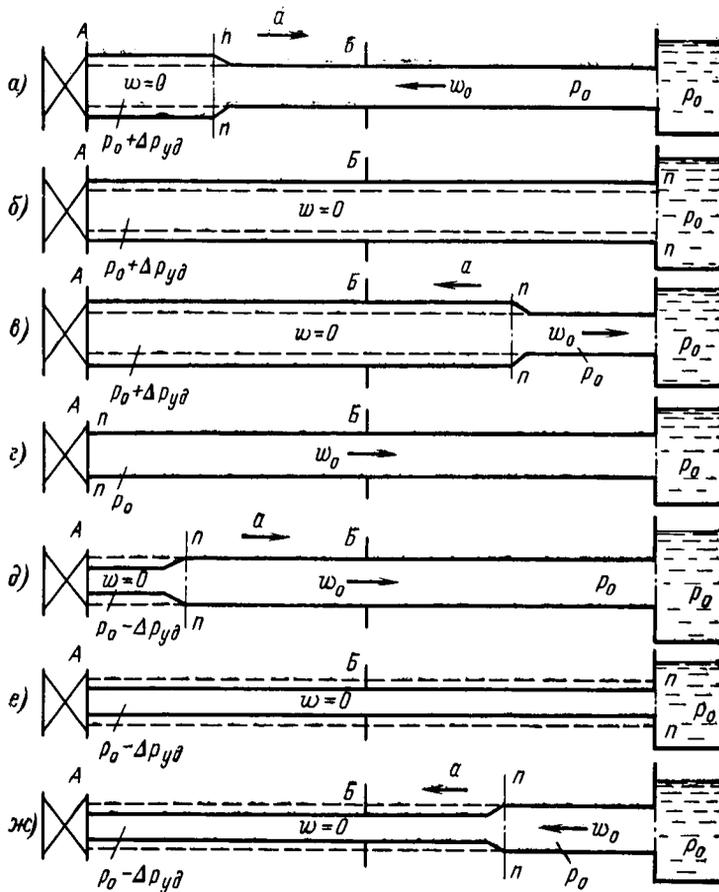


Рис. 5-8. Схема движения ударной волны при гидравлическом ударе.

кости вновь переходит в работу деформации, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару показано на рис. 5-8,е. Так же, как и для случая, показанного на рис. 5-8,б, оно не является равновесным. На рис. 5-8,ж показан процесс выравнивания давления в трубе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью ω_0 .

Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением $\Delta p_{уд}$ достигнет крана, возникнет ситуация, уже имевшая место в момент закрытия крана. Весь цикл гидравлического удара повторится снова.

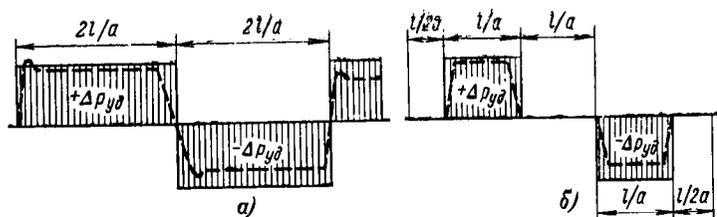


Рис. 5-9. Изменение давления во времени.
а — у крана; б — в середине трубы.

В опытах проф. Н. Е. Жуковского было зарегистрировано по 12 полным циклов с постепенным уменьшением $\Delta p_{уд}$ вследствие трения в трубе и рассеивания энергии в резервуаре.

Протекание гидравлического удара во времени иллюстрируется диаграммой, представленной на рис. 5-9.

Левая диаграмма, показанная сплошными линиями, характеризует теоретическое изменение давления $\Delta p_{уд}$ в точке А (см. рис. 5-8) непосредственно у крана (закрытие крана предполагается мгновенным). В точке Б, находящейся на середине трубы, ударное давление появляется с запозданием на время $l/2a$. Оно сохраняется в течение промежутка времени, которое потребуется для пробега ударной волны от точки Б до резервуара и обратно, т. е. в течение времени l/a . Затем в точке Б устанавливается давление p_0 (т. е. $\Delta p_{уд}=0$), которое сохраняется до прихода отрицательной ударной волны от крана в точку Б, что наступает через промежуток времени, равный l/a .

На рис. 5-9 штриховыми линиями показан примерный вид действительной картины изменения давления во времени. В действительности давление нарастает (а также падает), хотя и круто, но не мгновенно. Кроме того, имеет место затухание колебаний давления, т. е. уменьшение его амплитудных значений.

За время Δt после возникновения удара прекратится движение жидкости и возрастет давление только на длине Δl :

$$\Delta l = a\Delta t,$$

где a — скорость распространения волны.

В остальном потоке жидкости сохраняются начальные давления и скорости. На расстоянии Δl от задвижки давление будет равно давлению удара. На этой же длине труба будет деформироваться. Ее объем в этом месте несколько увеличится.

Запишем уравнение второго закона Ньютона для рассматриваемого элемента жидкости:

$$F = mc, \quad (5-14)$$

где F — сила, действующая на жидкость; m — масса жидкости на длине рассматриваемого элемента; c — ускорение.

Масса элемента жидкости равна:

$$m = \rho S\Delta l,$$

где S — площадь поперечного сечения трубы; ρ — плотность жидкости.

Подставим выражение массы жидкости в (5-14) и одновременно разделим левую и правую части ее на S :

$$\Delta p_{уд} = \frac{F}{S} = \rho\Delta l c.$$

При делении силы, действующей на жидкость, на площадь трубы получаем приращение давления $\Delta p_{уд}$ от гидравлического удара.

Ускорение жидкости можно выразить в виде

$$c = \frac{\Delta w}{\Delta t},$$

тогда

$$\Delta p_{уд} = \rho \frac{\Delta l \Delta w}{\Delta t}.$$

При полном закрытии задвижки изменение линейной скорости жидкости $\Delta w = w$. Отношение $\Delta l / \Delta t$ есть скорость распространения ударной волны:

$$a = \frac{\Delta l}{\Delta t}.$$

Учитывая это, получаем выражение для определения ударного давления:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho w a. \quad (5-15)$$

Полное давление в трубопроводе равно сумме давления до удара и ударного давления.

Выражение (5-15) есть известная формула проф. Н. Е. Жуковского для расчета ударного давления.

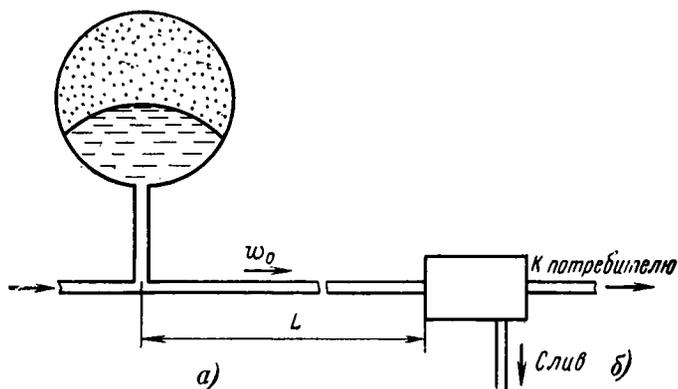


Рис. 5-10. Способы снижения давления при гидравлическом ударе.

a — гидроаккумулятор; *б* — электромагнитный кран.

Значения скорости распространения ударной волны (скорости звука) для разных жидкостей различны. Так, например, для воды эта скорость равна 1435 м/с, для бензина — 1116 м/с, для масла — 1200—1400 м/с.

Способы борьбы с гидравлическим ударом выбираются для каждого конкретного случая. Наиболее эффективным методом снижения $\Delta p_{\text{уд}}$ является устранение возможности появления так называемого прямого гидравлического удара, что при заданном трубопроводе сводится к увеличению времени срабатывания кранов и других аналогичных устройств. Такой же эффект достигается установкой перед этими устройствами ком-

пенсаторов в виде достаточно емких объемов жидкости или гидроаккумуляторов (рис. 5-10).

Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводах (увеличение диаметра труб при заданном расходе) и уменьшение длины трубопроводов (для получения непрямого удара) также способствуют снижению ударного давления. Сброс жидкости при гидравлическом ударе может производиться также через диафрагмы, разрушающиеся при повышении давления сверх допустимого предела.

Иногда вместо всех перечисленных способов уменьшения $\Delta p_{уд}$ предпочитают простое повышение прочности слабых звеньев системы.

Если время закрытия задвижки t больше времени (фазы) гидравлического удара T ($T=2l/a$, где l — длина трубопровода), то повышение давления не достигнет максимального значения. При медленном закрытии задвижки повышение давления определяется по формуле, Па,

$$\Delta p = \rho \omega a \frac{T}{t} = \frac{2\rho l \omega}{t}. \quad (5-16)$$

5.8. РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ КАНАЛОВ И БЕЗНАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Открытые русла могут быть естественными или искусственными.

К естественным открытым руслам относятся реки и ручьи, к искусственным — каналы, безнапорные трубы (например, дренажные), гидротехнические туннели и т. д.

Особенность движения в открытом русле заключается в том, что поток здесь ограничен не со всех сторон, а имеет свободную поверхность, все точки которой находятся под воздействием одинакового внешнего давления (атмосферного). Равномерное движение жидкости в открытых каналах или в трубопроводах с частично заполненным поперечным сечением устанавливается, когда геометрический уклон трубопровода или дна канала имеет постоянное значение по всей длине и форма поперечного сечения не меняется. Шероховатость стенок канала также должна иметь постоянное значение.

При отмеченных условиях возможно существование равномерного движения. Однако для реализации равно-

мерного движения необходимо еще, чтобы поперечное сечение потока в канале было также постоянным по всей длине канала.

При гидравлических расчетах открытых каналов и безнапорных трубопроводов ставится задача определения скорости движения жидкости в канале, площади сечения и наивыгоднейшей формы канала.

При равномерном движении жидкости в открытом русле гидравлический i_r и пьезометрический $i_{п}$ уклоны, а также уклон дна русла i_d равны между собой:

$$i_r = i_{п} = i_d.$$

Как уже отмечалось, потери напора в открытом русле могут быть определены по (3-6):

$$h_l = \lambda \frac{l}{d_r} \frac{w^2}{2g}.$$

Принимая во внимание, что $i = h_l/l$, из (3-18) получаем:

$$w = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{R_r i}. \quad (5-17)$$

Обозначая

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}, \quad (5-18)$$

получаем:

$$w = C \sqrt{R_r i}. \quad (5-19)$$

Эту формулу называют формулой Шези по имени французского ученого-гидравлика, который предложил ее в 1775 г. Скоростной множитель C , определяемый по (5-18), называют коэффициентом Шези.

Используя уравнение расхода $Q = S w$, получаем основную зависимость, применяемую при гидравлическом расчете открытых русел:

$$Q = SC \sqrt{R_r i}. \quad (5-20)$$

Коэффициент C может быть определен по формулам, предложенным различными учеными. В частности, по Н. П. Павловскому:

$$C = \frac{1}{n} R_r^{2/3}, \quad (5-21)$$

где n — коэффициент шероховатости, зависящий от материала и состояния поверхности стенки.

Показатель степени y зависит от R_r и n и определяется по формуле

$$y = 2,5\sqrt{\bar{n}} - 0,13 - 0,75\sqrt{R_r} (\sqrt{\bar{n}} - 0,10). \quad (5-22)$$

При ориентировочных подсчетах показатель степени y можно определить по приближенным формулам:

$$y = 1,5\sqrt{\bar{n}} \text{ при } 0,1 < R_r < 1,0 \text{ м;}$$

$$y = 1,3\sqrt{\bar{n}} \text{ при } 1,0 < R_r < 3,0 \text{ м.}$$

Значения коэффициента шероховатости n принимают следующими:

| | |
|--|-------|
| Металлические лотки | 0,013 |
| Бетонные лотки | 0,013 |
| Каналы в естественном грунте | 0,025 |
| Каналы, мощенные булыжником | 0,035 |

Как следует из формулы Шези, канал будет обладать наивыгоднейшей формой, если при заданной площади поперечного сечения он будет иметь наименьший смоченный периметр. При этом канал будет обеспечивать наибольший расход. Наиболее выгодными профилями каналов являются круг и полукруг. На практике чаще применяются каналы трапецидальной формы, поскольку выполнить в грунте полукруглое сечение достаточно трудно.

5.9. СЛОЖНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Расчет сложных трубопроводов не входит в содержание общего курса гидравлики и обычно изучается в специальных курсах. Поэтому мы ограничимся рассмотрением только простейших примеров сложных трубопроводов и приведем лишь основы их гидравлического расчета (местные сопротивления при этом учитывать не будем).

Сложные трубопроводы делятся на следующие основные виды.

1. Параллельное соединение, когда к основной магистрали 1 подключены параллельно еще одна или несколько труб (2, 3 на рис. 5-11).

2. Разветвленные трубопроводы, в которых жидкость из основной магистрали M подается в боковые ответвления ($1-4$) и обратно в магистраль не поступает (рис. 5-12).

3. Кольцевые трубопроводы, представляющие собой замкнутую сеть (кольцо), питаемую от основной магистрали M (рис. 5-13).

В сложных трубопроводах различают:

1) транзитный расход, т. е. расход, передаваемый по магистрали;

2) путевой (или попутный), отбираемый из магистрали в ряде промежуточных точек по пути движения жидкости (иногда этот расход называют еще сбросным).

В случае параллельного соединения трубопроводов (рис. 5-14) магистральный трубопровод в некоторой точке B разветвляется на несколько параллельльных линий труб 2, 3, 4, сходящихся затем опять вместе в одной общей точке магистрали B .

Обозначим полные напоры в точках B и B соответственно через H_B и H_B ; расход в основной магистрали (т. е. до разветвления и после слияния) через Q , а в параллельных трубопроводах через Q_2 , Q_3 и Q_4 ; суммарные потери напора в этих трубопроводах через Σh_2 , Σh_3 и Σh_4 .

Прежде всего запишем следующее очевидное соотношение:

$$Q = Q_2 + Q_3 + Q_4. \quad (5-23)$$

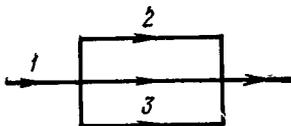


Рис. 5-11. Схема параллельного соединения трубопроводов.

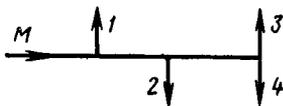


Рис. 5-12. Схема разветвленных трубопроводов.

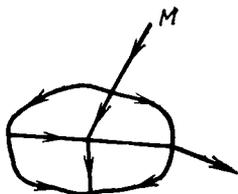


Рис. 5-13. Схема кольцевых трубопроводов.

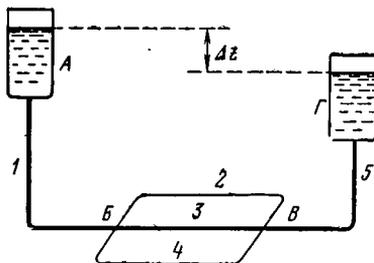


Рис. 5-14. Схема для расчета параллельного соединения трубопроводов.

Затем выразим потери напора в каждом из трубопроводов через полные напоры в точках B и B :

$$\Sigma h_2 = H_B - H_B;$$

$$\Sigma h_3 = H_B - H_B;$$

$$\Sigma h_4 = H_B - H_B.$$

Отсюда делаем следующий важный вывод:

$$\Sigma h_2 = \Sigma h_3 = \Sigma h_4, \quad (5-24)$$

т. е. потери напора в параллельных трубопроводах равны между собой.

Эти потери можно выразить в общем виде через соответствующие расходы при помощи уравнений (5-4) — (5-6) для соответствующих режимов течения.

Следовательно, в дополнение к (5-23) получаем на основании (5-24) еще два уравнения:

$$k_2 Q n_2 = k_3 Q n_3; \quad (5-25)$$

$$k_3 Q n_3 = k_4 Q n_4. \quad (5-26)$$

где k и n определяются в зависимости от режима течения из (5-4) — (5-6).

Система уравнений (5-23), (5-25) и (5-26) позволяет решить любую из трех возможных при расчетах трубопроводов задач (определение перепада давления, расхода жидкости или диаметра трубопровода).

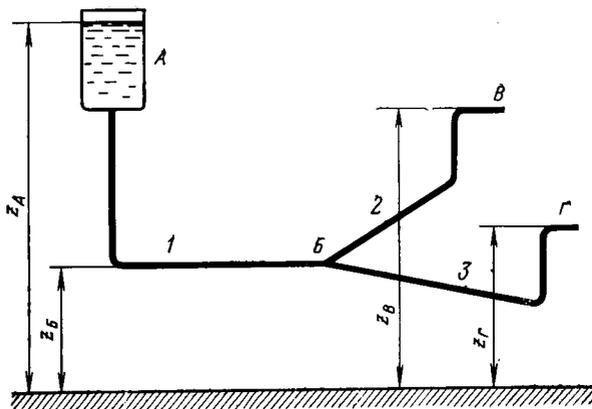


Рис. 5-15. Схема для расчета разветвленного трубопровода.

Изложенные соотношения и правила для параллельных трубопроводов справедливы, разумеется, также в том случае, когда трубопроводы 2, 3, 4 (см. рис. 5-14) не сходятся в одной точке, а подают жидкость в разные места, но с одинаковыми давлениями и равными нивелирными высотами конечных сечений. Если же последнее условие не соблюдается, то рассматриваемые трубопроводы нельзя считать параллельными, а следует отнести к разряду разветвленных трубопроводов.

На рис. 5-15 изображен такой разветвленный трубопровод, в котором точки В и Г расположены в разных горизонтальных плоскостях.

Так же, как и для параллельных трубопроводов,

$$Q = Q_2 + Q_3.$$

Записав уравнение Бернулли для точки В и для конечной точки, например, трубопровода 2, получим (пренебрегая разностью

скоростных высот):

$$\frac{p_B}{\rho g} = z_B + \frac{p_B}{\rho g} + \Sigma h_2 - z_B.$$

Обозначая сумму двух первых членов в правой части уравнения через z'_2 и выражая третий член через расход (как это делалось выше), получаем:

$$\frac{p_B}{\rho g} = z'_2 - z_B + k_2 Q n_2.$$

Аналогично для трубы 3 можно записать:

$$\frac{p_B}{\rho g} = z'_3 - z_B + k_3 Q n_3.$$

Таким образом, получаем систему трех уравнений с тремя неизвестными: Q_2 , Q_3 и p_B .

Расчет кольцевых трубопроводов производится по такой же схеме, как и для параллельного соединения. Задача усложняется только тем (и это является характерной особенностью кольцевого трубопровода), что при наличии в трубопроводе нескольких расходных пунктов (рис. 5-16) приходится задаваться значениями расходов Q_2 , Q_3 и Q_4 и направлением движения жидкости на отдельных участках кольца. Задача решается методом последовательных приближений. Если в первом предположении принять, например, что точка B питается только с одной стороны, а точка Γ — с двух сторон,

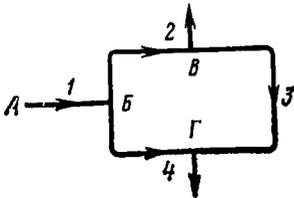


Рис. 5-16. Схема для расчета кольцевых трубопроводов.

параллельного соединения, необходимо, чтобы потери напора на участке $B\Gamma$ равнялись сумме потерь на участках $BВ$ и $BГ$:

$$h_{B\Gamma} = h_{BВ} + h_{BГ}.$$

Расчет производится до тех пор, пока путем изменений значений расхода и направления движения жидкости не будет достигнуто указанное равенство потерь.

Примеры

Пример 5-1. Для сифона, соединяющего резервуары 1 и 2 (см. рис. 5-5) с разностью уровней воды в них $H=6$ м, длиной $l=300$ м и диаметром $d=0,2$ м, определить скорость движения воды w , расход Q , а также величину вакуума $h_{\text{вак}}$, если известна высота сифона $z=4$ м.

Решение. Сначала определим скорость движения воды w . Так как весь напор H (разность уровней в резервуарах) затрачивается на преодоление сопротивлений, можем написать следующее равенство:

$$H = \Sigma h_{\text{пот}},$$

где $\Sigma h_{\text{пот}}$ — сумма потерь напора (по длине и местных) в сифоне.

Местными сопротивлениями здесь являются закругления, вход в трубу через приемный клапан с сеткой и выход из трубы. Следовательно, суммарный коэффициент сопротивления сифона $\zeta_{\text{сиф}}$ может быть выражен:

$$\zeta_{\text{сиф}} = \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + 3\zeta_{\text{закр}} + \zeta_{\text{вых}}.$$

Для определения коэффициента гидравлического трения λ воспользуемся таблицей, приведенной в приложении 1, где величина λ вычислена по формуле Н. Н. Павловского при коэффициенте шероховатости $n=0,012$. Для $d=0,2$ м значение $\lambda=0,0263$.

Коэффициент местного сопротивления входа в трубу через приемный клапан с сеткой $\zeta_{\text{вх}}$ примем равным 5,2.

Коэффициент сопротивления закруглений приводится ниже.

| | | | | | |
|---------------------------------|---------|----------|----------|----------|----------|
| d , мм | 50; 100 | 150; 200 | 250 | 300; 350 | 400; 450 |
| $\zeta_{\text{закр}}$ | 0,36 | 0,37 | 0,4 | 0,42 | 0,45 |
| d , мм | 500 | 600 | 700; 800 | 900 | 1000 |
| $\zeta_{\text{закр}}$ | 0,46 | 0,47 | 0,48 | 0,49 | 0,5 |

Для нашего примера при $d=200$ мм $\zeta_{\text{закр}}=0,37$, а $3\zeta_{\text{закр}}=1,11$.

Коэффициент сопротивления выхода из трубы $\zeta_{\text{вых}}$ примем равным 1. Тогда

$$\zeta_{\text{сиф}} = 0,0263 \frac{300}{0,2} + 5,2 + 1,11 + 1 = 45,76.$$

Согласно зависимости (3-36)

$$H = (\zeta_l + \Sigma \zeta_m) \frac{w^2}{2g} = \zeta_{\text{сиф}} \frac{w^2}{2g},$$

откуда скорость движения воды в сифоне:

$$w = \sqrt{\frac{H \cdot 2g}{\zeta_{\text{сиф}}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 19,62}{45,76}} = 1,6 \text{ м/с.}$$

Тогда пропускная способность сифона определится как

$$Q = wS = 1,6 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,05 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Значение вакуума, создаваемого в сечении II—II, определим по (5-12).

Сначала найдем суммарный коэффициент сопротивления $\Sigma \zeta_m$ на длине от входа в сифон до сечения II—II. В этот коэффициент войдет коэффициент сопротивления входа через приемный клапан с сеткой $\zeta_{\text{вх}}=5,2$ и коэффициент местного сопротивления одного закругления, т. е.

$$\Sigma \zeta_m = \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{закр}} = 5,2 + 0,37 = 5,57.$$

При определении соответствующего значения $\lambda l/d$ примем, что длина трубы на рассматриваемом участке равна 80 м. Тогда

$$\lambda \frac{l}{d} = 0,0263 \frac{80}{0,2} = 10,5.$$

Следовательно,

$$h_{\text{вак}} = z + \left(1 + \Sigma \zeta_m + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\omega^2}{2g} =$$
$$= 4 + (1 + 5,57 + 10,5) \frac{1,6^2}{19,62} = 4 + 2,23 = 6,23 \text{ м вод. ст.}$$

Значение вакуума получилось вполне допустимым, что позволяет при необходимости увеличить высоту расположения сифона до предельно допустимого значения:

$$z_{\text{пред}} = 7 - 2,23 = 4,77 \text{ м.}$$

Пример 5-2. Определить давление гидравлического удара при внезапном закрытии задвижки в трубопроводе, по которому перекачивается керосин со скоростью 2 м/с. Плотность керосина 820 кг/м³, скорость распространения звука 1000 м/с.

Решение. Определим приращение давления в трубопроводе:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho \omega a = 820 \cdot 2 \cdot 1000 = 1,64 \text{ МПа.}$$

Пример 5-3. Определить удельное линейное падение давления в трубопроводе тепловой сети. Внутренний диаметр трубопровода $d=100$ мм, температура воды $t=150^\circ\text{C}$, скорость $\omega=2$ м/с, эквивалентная шероховатость труб $k_a=0,5$ мм.

Ответ: $h_{\text{л.уд}}=720$ Па/м.

Пример 5-4. Определить потерю напора в прямом трубопроводе длиной $l=1000$ м, по которому прокачивается нефтепродукт плотностью $\rho=900$ кг/м³ в количестве $Q=31,4$ л/с. Внутренний диаметр трубопровода $d=200$ мм, коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda=0,04$.

Ответ: $h=0,09$ МПа.

Пример 5-5. Определить повышение давления Δp , возникающее при внезапном закрытии задвижки на водопроводной трубе, если скорость движения воды 1 м/с. Скорость распространения ударной волны принять равной 1000 м/с.

Ответ: $\Delta p=1$ МПа.

Пример 5-6. Определить минимальное время закрытия задвижки на трубопроводе длиной $l=500$ м при скорости воды $\omega=2$ м/с, если допустимое повышение давления не должно превышать 0,5 МПа.

Ответ: $t=4$ с.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение простого трубопровода.
2. Дайте классификацию трубопроводов.
3. Может ли для перекачки жидкости использоваться давление газа?
4. Из каких составляющих складываются потери напора в трубопроводах?
5. Какие трубопроводы считаются короткими?
6. Дайте примеры длинных трубопроводов.
7. Какие задачи ставятся при расчете простых трубопроводов?
8. В чем заключается основной принцип построения номограмм для расчета трубопроводов?

9. Каково назначение номограмм для расчета трубопроводов?
10. Как выбирается диаметр трубы по ГОСТ?
11. Каким способом оценивается наимыгоднейший диаметр трубопровода?
12. В чем заключаются преимущества расчета трубопроводов методом расходной характеристики трубы?
13. Имеется ли различие в характере проведения кривых потребного напора для ламинарного и турбулентного течений?
14. Какой трубопровод называется самотечным?
15. Дайте определение гидравлической характеристики трубопровода.
16. Дайте определение сифонного трубопровода.
17. Комплекс каких мероприятий необходимо провести для того, чтобы сифон начал пропускать жидкость?
18. Какие характеристики сифона обычно определяют расчетом?
19. Какое значение вакуума следует принимать при расчете сифонов?
20. Поясните понятие кавитации.
21. Какие физические явления приводят к разрушению металлических стенок при кавитации?
22. В каком месте проточного тракта происходит разрушение материала при кавитации?
23. Как изменяется сопротивление трубопроводов при кавитации?
24. Возможно ли возникновение кавитации в трубах постоянного сечения?
25. Назовите фамилию ученого, первым давшего теоретическое обоснование гидравлического удара.
26. Поясните сущность процессов, происходящих при гидравлическом ударе.
27. Приведите пример полезного использования явления гидравлического удара.
28. Напишите выражение для определения ударного давления.
29. Из каких слагаемых слагается полное давление в трубопроводе при гидравлическом ударе в нем?
30. Назовите порядок величины скорости распространения ударной волны для известных жидкостей.
31. Перечислите способы борьбы с гидравлическим ударом.
32. В чем заключается особенность движения жидкости в открытом русле?
33. Напишите формулу Шези и поясните ее.
34. Перечислите наиболее выгодные профили каналов.

Часть вторая

НАСОСЫ



Глава шестая

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ТЕРМИНЫ

6-1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Насосами называются машины для создания потока жидкой среды. Насосами перекачивается вода, нефть, нефтепродукты, глинистые и цементные растворы, жидкости как холодные, так и горячие.

На тепловых и атомных электрических станциях насосное хозяйство представлено весьма широким спектром всевозможных агрегатов: питательные насосы, циркуляционные насосы, насосы перекачки конденсата греющего пара регенеративных подогревателей низкого давления, насосы химводоочистки, сетевые, подпиточные, конденсатные насосы сетевой подогревательной установки и др.

Насосы широко применяются в нефтяной промышленности, где все основные производственные процессы связаны с перемещением по трубопроводам различных жидкостей.

Насосы применяются в бурении скважин, глубинно-насосной эксплуатации нефтяных месторождений, транспорте нефти и нефтепродуктов по магистральным трубопроводам, при технологических операциях на нефтеперерабатывающих заводах и нефтебазах.

Насосы имеют следующие основные технические показатели и характеристики¹:

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания обычно указывается в каталогах насосов при атмосферном давлении 10 м вод. ст. и температуре воды до 20°C. Если условия работы насоса отличаются от этих значений, то допустимую вакуумметрическую высоту всасывания определяют путем пересчета.

¹ Термины и определения даны в соответствии с ГОСТ 17398-72. М., Издательство стандартов, 1974.

| Термин | Определение |
|---------------------------------|--|
| Объемная подача (подача насоса) | Отношение объема подаваемой жидкой среды ко времени |
| Массовая подача | Отношение массы подаваемой жидкой среды ко времени |
| Идеальная подача насоса | Сумма подачи и объемных потерь насоса |
| Рабочий объем насоса | Разность наибольшего и наименьшего значений замкнутого объема за оборот или двойной ход рабочего органа насоса |
| Отклонение подачи насоса | Разность фактической подачи насоса и подачи, заданной для данного давления |
| Давление на входе в насос | Давление жидкой среды на входе в насос |
| Давление на выходе из насоса | Давление жидкой среды на выходе из насоса |
| Давление насоса | Величина, определяемая зависимостью: $p = p_k - p_n + \rho \frac{\omega_k^2 - \omega_n^2}{2} + \rho g (z_k - z_n),$ |
| Предельное давление насоса | где p_k и p_n — давления на выходе и на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м ³ ; ω_k и ω_n — скорость жидкой среды на выходе и на входе в насос, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с ² ; z_k и z_n — высота центра тяжести сечений выхода и входа в насос, м Наибольшее давление на выходе из насоса, на которое рассчитана конструкция насоса |
| Давление полного перепуска | Давление на выходе из насоса при перепуске всей подаваемой жидкой среды через предохранительный клапан |
| Удельная работа насоса | Работа, подводимая к насосу для перемещения единицы массы жидкой среды |
| Полезная удельная работа насоса | Величина, определяемая зависимостью: $L_n = \frac{p}{\rho},$ |
| Напор насоса | где p — давление насоса, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м ³ ; L_n — полезная удельная работа насоса, Дж/кг Величина, определяемая зависимостью: $H = \frac{p}{\rho g},$ |
| | где p — давление насоса, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м ³ ; g — ускорение свободного падения, м/с ² ; H — напор, м |

| Термин | Определение |
|--|---|
| Кавитационный запас | <p>Величина, определяемая зависимостью:</p> $\Delta h = \frac{p_n + \rho \frac{\omega_n^2}{2} - p_n}{\rho g}$ |
| Допустимый кавитационный запас | <p>где p_n — давление на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; ω_n — скорость жидкой среды на входе в насос, м/с; p_n — давление паров жидкой среды, Па; Δh — кавитационный запас, м</p> <p>Кавитационный запас, обеспечивающий работу насоса без изменения основных технических показателей</p> |
| Вакуумметрическая высота всасывания | <p>Величина, определяемая зависимостью:</p> $H_v = \frac{p_0 - \left(p_n + \rho \frac{\omega_n^2}{2} \right)}{\rho g}$ |
| Допустимая вакуумметрическая высота всасывания | <p>где p_0 — давление окружающей среды, Па; p_n — давление на входе в насос, Па; ρ — плотность жидкой среды, кг/м³; ω_n — скорость жидкой среды на входе в насос, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; H_v — вакуумметрическая высота всасывания, м</p> <p>Вакуумметрическая высота всасывания, при которой обеспечивается работа насоса без изменения основных технических показателей</p> |
| Подпор | <p>Разность высот уровня жидкой среды в опорожняемой емкости и центра тяжести сечения входа в насос</p> |
| Высота самовсасывания | <p>Высота самозаполнения подводящего трубопровода самовсасывающим насосом (агрегатом)</p> |
| Отклонение напора насоса | <p>Разность фактического напора насоса и заданного для данной подачи</p> |
| Мощность насоса | <p>Мощность, потребляемая насосом</p> |
| Мощность насосного агрегата | <p>Мощность, потребляемая насосным агрегатом или насосом, в конструкцию которого входят узлы двигателя</p> |
| Полезная мощность насоса | <p>Мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкой среде и определяемая зависимостью:</p> $N_n = Qp = Q_m L_n$ <p>где Q — подача насоса, м³/с; p — давление насоса, Па; Q_m — массовая подача</p> |

| Термин | Определение |
|--------------------------------------|---|
| К. п. д. насоса | насоса, кг/с; L_n — полезная удельная работа насоса, Дж/кг; N_n — полезная мощность насоса, Вт Отношение полезной мощности к мощности насоса |
| К. п. д. насосного агрегата | Отношение полезной мощности насоса к мощности насосного агрегата |
| Гидравлический к. п. д. насоса | Отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе |
| Объемный к. п. д. насоса | Отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности, потерянной с утечками |
| Кoeffициент подачи насоса | Отношение подачи насоса к его идеальной подаче |
| Механический к. п. д. насоса | Величина, выражающая относительную долю механических потерь в насосе |
| Характеристика насоса | Графическая зависимость основных технических показателей от давления для объемных насосов и от подачи для динамических насосов при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос |
| Кавитационная характеристика насоса | Графическая зависимость основных технических показателей насоса от кавитационного запаса или вакуумметрической высоты всасывания при постоянных значениях частоты вращения, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос, давления для объемных насосов и подачи для динамических насосов |
| Рабочая часть характеристики насоса | Зона характеристики насоса, в пределах которой рекомендуется его эксплуатация |
| Регулировочная характеристика насоса | Графическая зависимость подачи от частоты вращения (циклов) или длины хода рабочего органа при постоянных значениях вязкости, плотности жидкой среды на входе в насос и давления на входе и выходе насоса |
| Характеристика самовсасывания | Графическая зависимость подачи газа, удаляемого самовсасывающим насосным агрегатом из подводящего трубопровода, от давления на входе в насос |
| Поле насоса | Рекомендуемая область применения насоса по подаче и напору, получаемая изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса по внешнему диаметру |

| Термин | Определение |
|-------------------------------|---|
| Индикаторная диаграмма насоса | Графическая зависимость изменения давления от времени или перемещения рабочего органа в замкнутом объеме, попеременно сообщаемом со входом и выходом насоса |
| Номинальный режим | Режим работы насоса, обеспечивающий заданные технические показатели |
| Оптимальный режим насоса | Режим работы насоса при наибольшем значении к. п. д. |
| Кавитационный режим насоса | Режим работы насоса в условиях кавитации, вызывающей изменение основных технических показателей |

6-2. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

В соответствии с ГОСТ 17398-72 виды насосов по принципу действия и конструкции насчитывают 130 наименований. Подробное их рассмотрение в настоящем учебнике невозможно из-за ограниченности объема, поэтому остановимся лишь на некоторых укрупненных показателях.

По виду рабочей камеры и сообщения ее со входом и выходом насоса различают два основных класса насосов: динамические и объемные. К динамическим относятся насосы лопастные, электромагнитные и трения. В этих насосах жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса. К объемным относятся насосы возвратно-поступательные, роторные, крыльчатые и др. В этих насосах жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Подробно виды насосов по принципу действия и конструкции приведены в приложении 3.

6-3. НАПОР, РАЗВИВАЕМЫЙ НАСОСОМ. К. П. Д. НАСОСА

Для работающего насоса напор можно рассчитать по значению давления, измеренного манометром на выходе из насоса.

Поскольку в дальнейшем изложении основное внимание будет уделено центробежным насосам, отметим, что для нормальной работы центробежных насосов вакуум в их всасывающей трубке не должен превышать допустимой вакуумметрической высоты всасывания, которая обычно не превышает 6—7 м.

Насосным агрегатом называется агрегат, состоящий из насоса или нескольких насосов и приводящего двигателя, соединенных между собой.

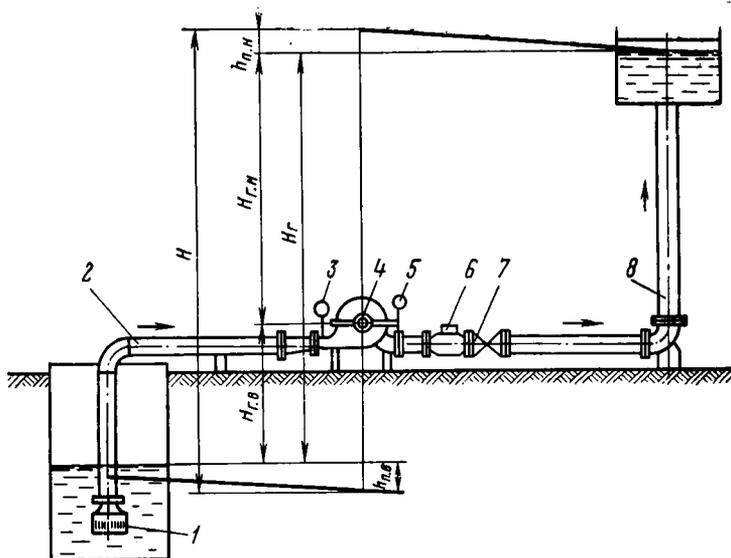


Рис. 6-1. Схема насосной установки.

1 — приемный клапан; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — вакуумметр; 4 — насос; 5 — манометр; 6 — обратный клапан; 7 — задвижка; 8 — напорный трубопровод.

Насосной установкой называется насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. На рис. 6-1 приведена одна из возможных схем такой установки.

При расчете и проектировании насосных установок наиболее важными являются следующие задачи: определение напора, мощности насоса и проверка процесса всасывания.

Для подъема жидкости по всасывающему трубопроводу, когда насос располагается выше уровня жидкости в приемнике, необходимо создать в насосе разрежение, т. е. надо, чтобы давление в насосе на стороне всасывания было меньше давления на свободной поверхности в приемном резервуаре, откуда забирается жидкость. Получающаяся разность давлений и является основной причиной поступления жидкости по всасывающему трубопроводу из приемника в насос.

Применив уравнение Бернулли, записанное в форме (2-29), к схеме насосной установки, изображенной на рис. 6-1, можно записать сумму потерь напора для всех участков установки в следующем виде:

$$H_{\Sigma} = H_{г.в} + H_{г.н} + h_{п.в} + h_{п.н}, \quad (6-1)$$

которое справедливо при равенстве давлений на свободных поверхностях жидкости в приемнике и в резервуаре.

В (6-1) $H_{г.в}$ — геометрическая высота всасывания; $H_{г.н}$ — геометрическая высота нагнетания; $h_{п.в}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе (с арматурой); $h_{п.н}$ — потери напора в напорном трубопроводе (с арматурой); H_{Σ} — суммарные потери напора.

Для обеспечения нормальной работы насосов давление всасывания не должно быть слишком малым, и всегда должно быть больше упругости паров перекачиваемой жидкости, т. е. давления, соответствующего точке кипения жидкости при температуре перекачки ($p_{н} > p_{п}$).

При невыполнении этого условия в потоке жидкости начинается кавитация. При этом наблюдается отрыв потока жидкости от ограничивающих его твердых поверхностей — лопаток (в центробежных насосах) и поршня (в поршневых насосах).

Кавитация оказывает вредное действие на работу насосов — существенно снижает значение их к. п. д. и, что наиболее опасно, приводит (если кавитация длится продолжительное время) к разрушению основных рабочих органов насосов.

Во избежание появления кавитации значение давления всасывания ограничивают некоторым предельным значением, учитывающим кавитационный запас, обеспечивающий отсутствие кавитации.

Коэффициент подачи может колебаться в широких пределах в зависимости от размеров насоса, вязкости

перекачиваемой жидкости, частоты вращения вала, развиваемого напора и др. Коэффициент подачи больших насосов достигает 0,97—0,99, а малых — 0,85—0,9.

При увеличении вязкости перекачиваемой жидкости коэффициент подачи снижается. Уменьшение коэффициента подачи вызывает также увеличение частоты вращения.

Большой напор приводит к увеличению утечек жидкости через неплотности и уменьшению подачи.

Для поршневых насосов объемный к. п. д. лежит в пределах 0,85—0,99, гидравлический — 0,70—0,98, механический — 0,85—0,95. Коэффициент полезного действия малых поршневых насосов составляет 0,7, а для крупных современных насосов — 0,9 и более.

На рис. 6-2 стрелками показаны направления утечек в центробежном насосе, где часть жидкости перетекает обратно во всасывающую трубу через зазоры между колесом и всасывающим патрубком.

Для центробежных насосов объемный к. п. д. составляет 0,96—0,98, гидравлический — 0,8—0,96, механический — 0,92—0,99.

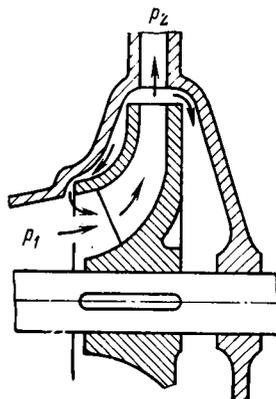


Рис. 6-2. Схема утечек жидкости в насосе.

6.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ НАСОСА И ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{QH\rho g}{\eta}, \quad (6-2)$$

где $N_{\text{п}}$ — полезная мощность насоса; η — к. п. д. насоса.

Мощность двигателя для привода насоса принимают большей, чем потребляемая мощность насоса:

$$N_{\text{дв}} = \frac{kN}{\eta_{\text{п}}}, \quad (6-3)$$

где $N_{\text{дв}}$ — мощность двигателя насоса; k — коэффициент запаса; $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. передачи.

Для двигателей мощностью до 50 кВт коэффициент запаса принимается равным $k=1,20 \div 1,25$, а для двигателей мощностью более 50 кВт $k=1,10 \div 1,15$.

К. п. д. передачи (редуктора) можно принимать 0,96—0,98.

Электродвигатель выбирают расчетной или ближайшей большей мощности, имеющейся в стандарте, по ГОСТ 12878-67.

6-5. КРАТКАЯ ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА

Исторически получилось так, что первым насосом, появившимся за несколько веков до нашей эры, был объемный. Затем развитие насосов шло по пути создания и совершенствования поршневых конструкций, которые быстро завоевали популярность вследствие простоты конструкции и технологии изготовления.

И в настоящее время проектируется и изготавливается много различных модификаций поршневых насосов.

Однако после разработки Л. Эйлером в 1750 г. математической теории процесса центробежного насоса начинается разработка новых типов насосов.

Центробежные насосы рассчитываются, проектируются и изготавливаются для различных условий работы, что накладывает свой отпечаток на требования, предъявляемые к насосу. Конкретные требования эксплуатации зачастую заставляют проектантов вводить необходимые изменения в конструкцию, и в результате установка получается оригинальной, не похожей на применявшиеся ранее.

Разнообразие конструкций насосов, работающих в промышленности, велико. Диапазон мощностей тоже весьма велик. Так, например, на тепловых электрических станциях применяются конденсатные насосы мощностью от 4,5 до 100 кВт и циркуляционные насосы мощностью от 100 до 1600 кВт.

Накопленный опыт эксплуатации современного насосного оборудования позволяет достаточно уверенно подходить к созданию новых конструкций, необходимость появления которых диктуется бурными темпами современного научно-технического прогресса.

Примеры

Пример 6-1. Определить полезную мощность насоса, если объемная подача насоса равна 0,2 м³/с, плотность жидкости 800 кг/м³ и напор 100 м.

Решение. Определяем полезную мощность по формуле

$$N_{\text{п}} = QH\rho g = 0,2 \cdot 100 \cdot 800 \cdot 9,81 = 15,7 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Пример 6-2. Определить мощность, потребляемую насосом, если объемная подача равна $Q=0,6 \text{ м}^3/\text{с}$, напор $H=300 \text{ м}$, плотность перекачиваемой жидкости $\rho=700 \text{ кг/м}^3$, коэффициент полезного действия насосов $\eta=0,80$.

Решение. Из формулы (6-2):

$$N = \frac{0,6 \cdot 300 \cdot 700 \cdot 9,81}{0,80} = 1\,580\,000 \text{ Вт,}$$

или

$$N = 1580 \text{ кВт.}$$

Пример 6-3. Определить напор насоса, если манометр на напорном патрубке водопровода показывает $0,981 \text{ МПа}$, а вакуумметр на всасывающем патрубке показывает $p_{\text{в}}=49 \cdot 10^3 \text{ Па}$, расстояние по вертикали между точками установки обоих приборов $\Delta h=0,5 \text{ м}$. Диаметры напорного и всасывающего патрубков равны между собой.

Ответ: $H=105,5 \text{ м}$.

Контрольные вопросы

1. Какое назначение имеют насосы?
2. Назовите отрасли техники, где находят применение насосы.
3. Какими основными параметрами характеризуются насосы?
4. Что понимается под объемной подачей насоса?
5. Дайте определение напора насоса.
6. Дайте определение мощности насоса.
7. Дайте сравнение мощности насоса и мощности двигателя насоса.
8. Какие виды потерь учитывает к. п. д. насоса?
9. Какие различают высоты всасывания насоса?
10. Как определить допустимую вакуумметрическую высоту всасывания насоса?
11. Как классифицируются насосы по принципу действия?
12. Как определить напор поршневого насоса?
13. Как рассчитать вакуумметрическую высоту всасывания насоса?
14. Каким образом определить на работающем насосе напор?
15. Из каких составляющих складывается вакуумметрическая высота всасывания насоса?
16. Что больше: вакуумметрическая высота всасывания или допустимая вакуумметрическая высота всасывания?
17. Дайте определение гидравлического к. п. д. насоса.
18. Дайте определение объемного к. п. д. насоса.
19. Как определить полезную мощность, необходимую для перекачки жидкости насосом?
20. Как определить к. п. д. насоса?
21. Как определить коэффициент подачи?
22. Какие числовые значения характерны для коэффициента подачи?

23. Что учитывает механический к. п. д. насоса?
24. Какие потери учитывает к. п. д. насоса?
25. В каких пределах лежат числовые значения гидравлического к. п. д. поршневых и центробежных насосов?
26. В каких пределах лежат числовые значения механического к. п. д. поршневых и центробежных насосов?
27. В каких пределах лежат числовые значения к. п. д. поршневых насосов?
28. Что понимается под коэффициентом запаса?
29. Что понимается под к. п. д. передачи?
30. Как выбирают двигатель для насоса?

Глава седьмая

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

7-1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Центробежные насосы получили большое распространение для перекачки различных жидкостей во всех отраслях народного хозяйства. Они имеют простую конструкцию и удобны в эксплуатации.

Центробежный насос относится к лопастным насосам, в котором жидкая среда перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

Центробежный насос (рис. 7-1) состоит из рабочего колеса 1 с изогнутыми лопастями 4 и неподвижного корпуса 3 спиральной формы. Рабочее колесо насажено на вал, вращение которого осуществляется непосредственно от привода (чаще всего электродвигателя).

В корпусе насоса имеются два патрубка для присоединения к всасывающему и нагнетательному трубопроводам. Отверстия в корпусе, через которые проходит вал колеса, имеют сальники для создания необходимой герметичности.

Для предотвращения перетекания жидкости внутри насоса между всасывающим патрубком и колесом устанавливается лабиринтное уплотнение.

Центробежный насос может работать только в том случае, когда его внутренняя полость заполнена перекачиваемой жидкостью.

Принцип действия центробежных насосов заключается в следующем. От вала насоса приводится в движение рабочее колесо, находящееся в корпусе. Колесо при своем вращении захватывает жидкость и благодаря

развиваемой центробежной силой выбрасывает эту жидкость через направляющую (спиральную) камеру в нагнетательный трубопровод.

Уходящая жидкость освобождает занимаемое ею пространство в каналах на внутренней окружности рабочего колеса. Давление в этой области понижается, и туда устремляется жидкость из всасывающего трубопровода под действием разности давлений.

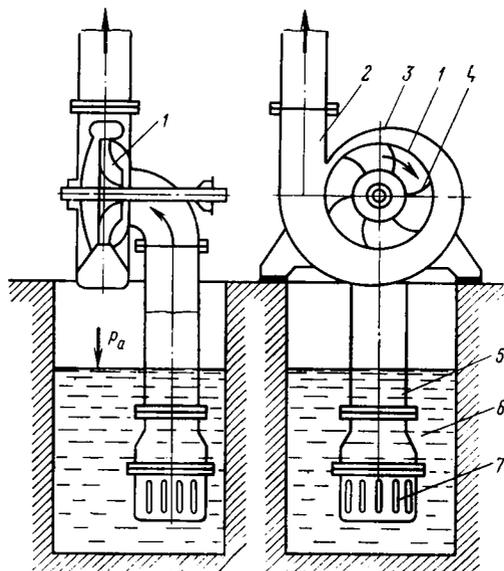


Рис. 7-1. Схема центробежного насоса.

1 — рабочее колесо; 2 — нагнетательный трубопровод; 3 — спиральный корпус; 4 — лопасти; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — резервуар; 7 — клапан с сеткой.

Разность давлений в резервуаре и на всасывании насоса должна быть достаточной, чтобы преодолеть давление столба жидкости, гидравлические и инерционные сопротивления во всасывающем трубопроводе.

Основным элементом центробежного насоса является рабочее колесо, которое представляет собой, например, отливку из двух дисков, между которыми располагается от 4 до 12 рабочих лопастей. Иногда рабочие колеса выполняют открытыми без переднего диска. Рабочее

колесо может быть также сварным, штампованным и фрезерованным.

Спиральный корпус (камера) служит для приема и направления жидкости, а также преобразования кинетической энергии жидкости (скорости), приобретенной от вращающегося рабочего колеса, в потенциальную энергию (давление).

В корпусе насоса устанавливаются опоры для подшипников, в которых вращается вал.

Центробежные насосы классифицируются следующим образом.

1. По числу рабочих колес: одноступенчатые (с одним рабочим колесом); многоступенчатые (с несколькими рабочими колесами).

В многоступенчатых насосах жидкость подается через всасывающий патрубок к центру первого колеса, с периферии этого колеса к центру следующего колеса и т. д. Таким образом, давление жидкости последовательно повышается на каждом рабочем колесе.

Число колес в многоступенчатых насосах может доходить до 10—16.

2. По развиваемому напору: низконапорные (до 50—60 м); средненапорные (до 150—200 м); высоконапорные (более 200 м).

3. По способу подвода жидкости к рабочему колесу: с односторонним подводом (всасыванием); с двусторонним подводом.

4. По расположению вала насоса: горизонтальные; вертикальные.

5. По способу разъема корпуса: с горизонтальным разъемом; с вертикальным разъемом.

6. По способу отвода жидкости из рабочего колеса в камеру: спиральные; секционные.

В спиральных насосах жидкость из рабочего колеса поступает в спиральный корпус и затем в напорный трубопровод. В секционных насосах жидкость из рабочего колеса отводится через направляющий аппарат, который представляет собой неподвижное кольцо с лопастями.

7. По способу соединения с двигателем: соединяемые с двигателем через ускоритель; соединяемые с двигателем напрямую (через упругую муфту).

8. По назначению: для перекачки воды, нефти, холодных и горячих нефтепродуктов, сжиженных газов,

масел, органических растворителей и др.; для транспортировки по магистральным трубопроводам нефти и нефтепродуктов.

7-2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ТРЕУГОЛЬНИКИ СКОРОСТЕЙ НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ С ЛОПАСТИ

В центробежном насосе жидкость поступает к оси рабочего колеса и под действием центробежных сил, возникающих при вращении жидкости лопастями рабочего колеса, перемещается к периферии.

Если жидкость забирается насосом из открытого резервуара, то всасывание жидкости центробежным насосом происходит под действием перепада давлений, равного разности атмосферного давления и давления на входе в рабочее колесо.

Перепад давлений расходуется на преодоление давления столба жидкости, инерционных сил и всех гидравлических сопротивлений на всасывающей линии.

При движении жидкости в межлопастном пространстве рабочего колеса различают абсолютную и относительную скорости. Относительная скорость потока — скорость относительно рабочего колеса. Абсолютная скорость потока — это скорость относительно корпуса насоса.

Абсолютная скорость равна геометрической сумме относительной скорости жидкости и окружной скорости рабочего колеса. Окружная скорость жидкости, выходящей между лопастями рабочего колеса, совпадает с окружной скоростью колеса в данной точке.

Окружная скорость жидкости u_1 на входе соответствует частоте точки на внутренней окружности рабочего колеса, м/с:

$$u_1 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \omega \frac{D_1}{2}, \text{ м/с.}$$

Окружная скорость жидкости на выходе из рабочего колеса u_2 , м/с:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \omega \frac{D_2}{2},$$

где n — частота вращения рабочего колеса, об/мин;
 D_1 и D_2 — внутренний и внешний диаметры рабочего

колеса, м; ω — угловая частота вращения рабочего колеса, 1/с.

Для упрощения расчетов скорость всех частиц жидкости в рассматриваемом сечении канала принимается одинаковой. В действительности, при перекачке реальных жидкостей постоянство скоростей в сечениях каналов не имеет места.

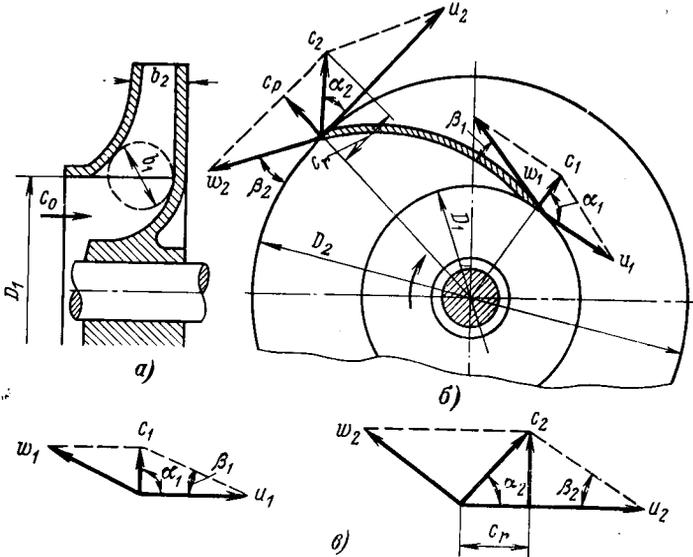


Рис. 7-2. Распределение скоростей жидкости в рабочем колесе центробежного насоса.

а — вертикальный разрез рабочего колеса; б — разрез по лопастям; в — треугольники скоростей.

При вращении рабочего колеса частицы жидкости движутся вдоль лопастей. Вращаясь вместе с рабочим колесом, они приобретают окружную скорость, а перемещаясь вдоль лопастей, приобретают относительную скорость.

Из всасывающего трубопровода жидкость подводится к рабочему колесу в осевом направлении (рис. 7-2,а) с абсолютной линейной скоростью c_0 . При входе в рабочее колесо жидкость меняет направление движения на радиальное с абсолютной скоростью c_1 .

По мере движения жидкости по каналам между лопастями абсолютная скорость непрерывно увеличивается до скорости c_2 на выходе из рабочего колеса (рис. 7-2,б).

В процессе поворота лопасти рабочего колеса частица жидкости, перемещаясь вдоль лопасти и вращаясь вместе с ней, описывает некоторую траекторию, так что на выходе из колеса вектор абсолютной скорости c_2 касателен к абсолютной траектории.

Частицы жидкости движутся вдоль лопастей с относительной скоростью ω_1 на входе в рабочее колесо и ω_2 на выходе из него. Относительные скорости направлены по касательной к лопастям рабочего колеса. Связь между скоростями частиц жидкости выражается треугольниками скоростей (рис. 7-2,в).

7.3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА — УРАВНЕНИЕ Л. ЭЙЛЕРА

Применяя теорему косинусов к треугольникам скоростей, изображенным на рис. 7-2,в, для условий на входе в рабочее колесо и выходе из него можно записать:

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1; \quad (7-1)$$

$$\omega_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2; \quad (7-2)$$

$$c_p = c_2 \sin \alpha_2; \quad (7-3)$$

$$c_r = c_2 \cos \alpha_2 = u_2 - c_p \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (7-4)$$

где c_p — нормальная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе (радиальная скорость); c_r — касательная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе.

Приращение удельной кинетической и потенциальной энергии жидкости на пути от входа до выхода из рабочего колеса:

$$\Delta E = \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} \right)$$

или

$$\Delta E = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (7-5)$$

Рассмотрим движение жидкости по каналам рабочего колеса. При вращении рабочего колеса двигателем насосной установки жидкости сообщается некоторая

энергия. С учетом приобретенной энергии можно записать:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\omega^2 r_1}{2} + \Delta A = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\omega^2 r_2}{2}, \quad (7-6)$$

где ΔA — приращение энергии жидкости.

Центробежная сила, действующая на жидкость в каналах рабочего колеса, совершает работу, которая численно равна энергии ΔA .

При перемещении жидкости на расстояние $R_2 - R_1$ жидкости сообщается энергия:

$$\Delta A = \frac{(\omega R_2)^2 - (\omega R_1)^2}{2},$$

где $R_1 = D_1/2$ и $R_2 = D_2/2$ — внутренний и внешний радиус рабочего колеса (рис. 7-2); ω — угловая частота вращения колеса.

Принимая во внимание соотношения:

$$\omega R_1 = u_1; \quad \omega R_2 = u_2,$$

получаем:

$$\Delta A = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2}.$$

Подставляя значение ΔA в (7-6), получаем:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{\omega^2 r_1}{2} + \frac{u^2_2 - u^2_1}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{\omega^2 r_2}{2}.$$

Перепишем последнее соотношение в виде

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\omega^2 r_1 - \omega^2 r_2}{2} + \frac{u^2_2 - u^2_1}{2}.$$

Подставляя выражение в (7-5), получаем выражение для приращения энергии:

$$\Delta E = \frac{u^2_2 - u^2_1}{2} + \frac{c^2_2 - c^2_1}{2} + \frac{\omega^2 r_1 - \omega^2 r_2}{2}. \quad (7-7)$$

Выражение (7-7) представляет собой полное приращение удельной энергии жидкости в рабочем колесе насоса, где первое слагаемое характеризует влияние центробежных сил, второе — кинетической энергии и третье — относительной скорости течения жидкости через рабочее колесо.

Теоретический напор, развиваемый рабочим колесом насоса, определим из соотношения

$$H_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}. \quad (7-8)$$

Первое слагаемое в (7-8) можно записать как

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (7-8a)$$

Путем несложных преобразований с учетом (7-1), (7-2) из (7-8), (7-8a) получим:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (7-9)$$

Это уравнение является основным уравнением лопастных насосов, оно впервые было выведено Л. Эйлером. В технической литературе приводятся и другие способы его вывода.

По (7-9) определяется теоретическое значение напора без учета гидравлических сопротивлений, возникающих в насосе. В этом уравнении не учитывается также и действительное распределение скоростей жидкости в каналах рабочего колеса.

7-4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР НАСОСА, ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ЛОПАСТИ НА ВЕЛИЧИНУ НАПОРА

Наиболее общее выражение теоретического напора насоса можно проанализировать при различной форме лопастей насоса.

В центробежных насосах различают три формы лопастей (рис. 7-3): загнутые назад 1; заканчивающиеся радиально 2; загнутые вперед 3.

Каждая форма лопастей имеет соответствующий треугольник скоростей на выходе. Из рис. 7-3 видно, что при одинаковых частотах вращения n и размерах колес лопасти, загнутые назад 1, сообщают жидкости сравнительно небольшую абсолютную скорость c_2 , а загнутые вперед 3 — большую скорость c_2 .

При больших выходных скоростях жидкости увеличиваются гидравлические потери в насосе. В связи с этим насосы, имеющие колеса с загнутыми вперед лопастями, обладают более низким к. п. д., чем при загнутых назад лопастях.

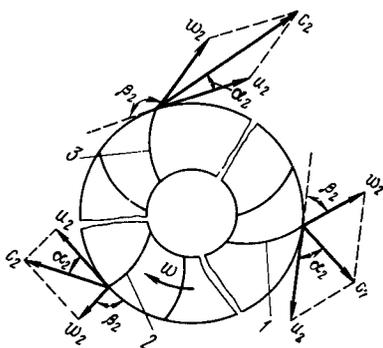


Рис. 7-3. Формы лопастей рабочего колеса насоса.

1 — загнутая назад; 2 — заканчивающаяся радиально; 3 — загнутая вперед.

Каналы между загнутыми назад лопастями более плавные и меньше искривлены, чем каналы между лопастями, загнутыми вперед. Поэтому в первых лопастях преобразование энергии сопровождается меньшими потерями.

Теоретический напор насоса при $\alpha_1 = 90^\circ$ в соответствии с (7-9) равен:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (7-9a)$$

Используя (7-4), получаем выражение теоретического напора в виде

$$H_T = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_p \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (7-9б)$$

При лопасти, отогнутой назад, $\beta_2 < 90^\circ$. Поэтому из выражения (7-9б) следует:

$$H_T < \frac{u_2^2}{g}. \quad (7-9в)$$

Лопасты, заканчивающиеся радиально, имеют прямой угол выхода ($\beta_2 = 90^\circ$). Теоретический напор в этом случае:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g}. \quad (7-9г)$$

Лопасты, загнутые вперед, имеют угол выхода $\beta_2 > 90^\circ$, поэтому

$$H_T > \frac{u_2^2}{g}. \quad (7-9д)$$

Из приведенных соотношений следует, что загнутые вперед лопасти создают наибольший теоретический напор. Наименьший напор создают лопасти, отогнутые назад.

В современных центробежных насосах величина входного угла лопастей β_1 принимается равной $15-50^\circ$, чтобы обеспечить безударный подвод жидкости на лопасти. Рабочие колеса почти всегда оборудуются лопастями,

отогнутыми назад. Угол выхода лопастей изменяется в пределах $\beta_2 = 14 \div 60^\circ$.

Высокий напор насосов достигается увеличением окружной скорости рабочего колеса или применением многоступенчатых насосов.

7-5. ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ НАПОР НАСОСА

Уравнение (7-9) для теоретического напора центробежного насоса выведено в предположении перекачивания идеальной жидкости без потерь при бесконечном числе лопастей рабочего колеса.

Конечное число лопастей учитывается введением поправочного коэффициента $k < 1$:

$$H_{T1} = kH_T, \quad (7-10)$$

где H_{T1} — теоретический напор насоса с конечным числом лопастей.

Значения поправочного коэффициента k лежат в пределах $k = 0,6 \div 0,9$.

Действительный напор, развиваемый насосом, будет меньше теоретического. Потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса могут быть учтены гидравлическим к. п. д. η_r .

Действительный напор, развиваемый насосом, определится как

$$H = \eta_r k \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1' \cos \alpha_1}{g} \quad (7-11)$$

Гидравлический к. п. д. центробежного насоса зависит от его конструкции и размеров, точности обработки проточной части.

Наличие утечек, или объемных потерь, также уменьшает действительный напор, развиваемый насосом. Подробнее это будет проанализировано ниже.

В центробежных насосах жидкость обычно поступает на внутреннюю окружность под прямым углом ($\alpha_1 = 90^\circ$). В этом случае получается наибольший напор, создаваемый насосом. Кривизну лопастей в рабочих колесах принимают такой, чтобы $\cos \alpha_1 = 0$.

При $\alpha_1 = 90^\circ$ напор насоса составит:

$$H = \eta_r k \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (7-12)$$

Угол α_2 принимают из условий получения наиболее выгодного к. п. д. насоса. Обычно этот угол составляет 8—15°, достигая в некоторых случаях значений $\alpha_2 = 20^\circ$.

Обращаем внимание учащихся, что в формулу (7-9) не входит плотность жидкости. Из этого следует, что напор, развиваемый насосом, не зависит от рода перекачиваемой жидкости.

Давление, которое развивает насос, определится из (7-12):

$$p = H\rho g = \eta_r k r u_2 c_2 \cos \alpha_2. \quad (7-13)$$

Из (7-13) видно, что давление, развиваемое насосом, в свою очередь зависит от плотности перекачиваемой жидкости.

7-6. ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА

Рабочие органы насоса рассчитываются для определенного сочетания подачи, напора и частоты вращения, причем размеры и форма проточной части выбираются таким образом, чтобы гидравлические потери при работе на этом режиме были минимальными. Такое сочетание подачи, напора и частоты вращения называется оптимальным режимом. При эксплуатации насос может работать на режимах, отличных от оптимального. Так, прикрывая задвижку, установленную на нагнетательном трубопроводе насоса, уменьшают подачу. При этом также изменяется напор, развиваемый насосом. Для правильной эксплуатации насоса необходимо знать, как изменяется напор, к. п. д., мощность, потребляемая насосом, при изменении его подачи, т. е. знать рабочую часть характеристики насоса, под которой понимается зависимость напора, мощности и к. п. д. от подачи насоса при постоянной частоте вращения.

Если радиальную скорость жидкости (c_p) в рабочем колесе насоса выразить через объемную подачу Q

$$c_p = \frac{Q}{\pi D_2 b_2},$$

то зависимость между теоретическим напором и подачей из (7-9б) выразится в виде

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right), \quad (7-14)$$

где b_2 — ширина лопастей на выходе рабочего колеса.

Теоретические характеристики центробежных насосов с радиальными, загнутыми вперед и загнутыми назад лопастями рабочих колес приведены на рис. 7-4.

Для радиальных лопастей (угол $\beta_2=90^\circ$) уравнение (7-14) принимает вид:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g}. \quad (7-14a)$$

Как следует из (7-14a), напор не зависит от подачи. На характеристике рис. 7-4 этому случаю соответствует горизонтальная линия 1.

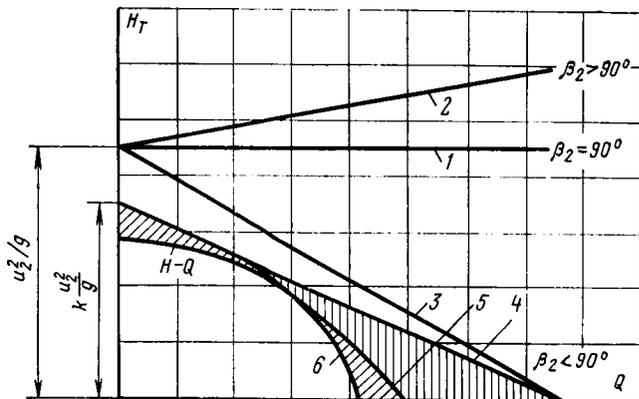


Рис. 7-4. Теоретические характеристики центробежных насосов.

1 — при радиальных лопастях рабочего колеса; 2 — при загнутых вперед лопастях; 3 — при загнутых назад лопастях; 4 — с учетом конечного числа лопастей; 5 — с учетом потерь на трение в насосе; 6 — с учетом потерь на удар.

Загнутые вперед лопасти имеют угол $\beta_2 > 90^\circ$. Учитывая знак котангенса в этой четверти ($\text{ctg } \beta_2 < 0$), характеристику центробежного насоса запишем в следующем виде:

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 + \frac{Q}{\pi D_2 b_2} |\text{ctg } \beta_2| \right). \quad (7-15)$$

Из (7-15) следует, что теоретический напор линейно растет с увеличением подачи (линия 2).

Загнутые назад лопасти имеют угол $\beta_2 < 90^\circ$. Поэтому теоретическая характеристика будет выражаться уравне-

нием (7-14), из которого следует, что теоретический напор уменьшается по линейному закону с ростом подачи (линия 3).

Теоретические характеристики центробежного насоса соответствуют идеальной жидкости и рабочему колесу с бесконечным числом лопастей.

Конечное число лопастей учитывается введением поправочного коэффициента $k < 1$.

Графически теоретическая характеристика насоса с учетом конечного числа лопастей выразится не линией 3, а линией 4.

При течении реальной жидкости в рабочих каналах насоса часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений.

С учетом потерь на трение в насосе расчетная характеристика представится линией 5.

Поступление жидкости на лопасти рабочего колеса сопровождается ударом, на что также расходуется энергия.

С учетом потерь энергии на удар окончательно характеристика центробежного насоса изобразится линией 6.

Построить точную характеристику центробежного насоса путем расчета невозможно, так как трудно учесть все действующие факторы. Поэтому характеристика ($H-Q$) строится по данным испытания насоса.

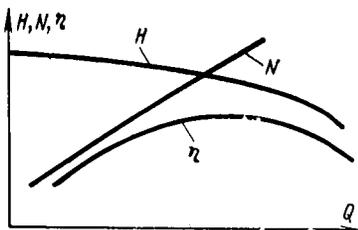


Рис. 7-5. Характеристика центробежного насоса.

Изготовленный на заводе насос испытывается на специальном стенде. Регулированием открытия нагнетательной задвижки при полностью открытой всасывающей задвижке устанавливают различные значения подачи и соответствующие давления при постоянной частоте вращения. Подача насоса определяется с помощью мерного бака или расходомера. Напор вычисляется по данным показаний вакуумметра и манометра.

Потребляемая насосом мощность N вычисляется по измеренной мощности электродвигателя N_a :

$$N = \eta_a N_a,$$

где η_a — к. п. д. электродвигателя.

Коэффициент полезного действия насоса вычисляется по формуле

$$\eta = \frac{QH\rho g}{N} = \frac{QH\rho g}{\eta_s N_s}. \quad (7-16)$$

По данным испытания строятся графики зависимости напора, мощности и к. п. д. от подачи насоса (рис. 7-5).

7-7. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ. УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Как уже отмечалось, характеристика центробежного насоса может быть получена только опытным путем. Между тем уже при проектировании часто необходимо иметь характеристику, чтобы выявить эксплуатационные свойства насоса. Получить характеристику насоса можно путем пересчета характеристики имеющегося насоса, геометрически подобного проектируемому по теории подобия (законам пропорциональности). Теория подобия позволяет также, выбрав модельный насос, получить размеры рабочих органов натурального насоса, а также его характеристику. Такой способ проектирования насосов нашел широкое применение.

В случае отсутствия подходящего модельного насоса натуральный насос рассчитывается заново. При этом возникает необходимость в его экспериментальной доводке. Особенно большая экспериментальная работа должна быть проведена при разработке мощных насосов, к технико-экономическим показателям которых предъявляются повышенные требования. Для удешевления и упрощения эксперимента его производят над моделью, значительно меньшей натурального насоса. Теория подобия дает возможность, испытав модель проектируемого насоса и пересчитав результаты опытов, предсказать свойства создаваемого насоса.

Наконец, теория подобия дает возможность, испытав насос при одной частоте вращения, пересчитать характеристику на любую другую частоту.

Теория подобия справедлива при:

1. Наличии геометрического подобия насосов. Оно включает также подобие шероховатости стенок каналов насосов, зазоров в шелевых уплотнениях и толщин лопастей рабочего колеса.

2. Наличии кинематического подобия на границах потоков. В рабочем колесе границами потока являются,

в частности, сечения потока у входа в насос и движущиеся лопасти. Поэтому данное условие выполняется в случае пропорциональности средней скорости w жидкости у входа в насос окружной скорости u рабочего колеса:

$$\frac{w_n}{w_m} = \frac{u_n}{u_m}, \quad (7-17)$$

где индексом «н» обозначены соответствующие величины натурального насоса, а индексом м — модельного насоса.

Так как скорость w пропорциональна подаче насоса и обратно пропорциональна площади нормального сечения потока у входа в насос, то можно записать:

$$\frac{w_n}{w_m} = \frac{\frac{Q_n}{S_n}}{\frac{Q_m}{S_m}} = \frac{Q_n L_m^2}{Q_m L_n^2},$$

где L_m и L_n — характерные размеры модельного и натурального насосов.

Аналогично

$$\frac{u_n}{u_m} = \frac{\frac{\pi D_n n_n}{60}}{\frac{\pi D_m n_m}{60}} = \frac{D_n n_n}{D_m n_m} = \frac{L_n n_n}{L_m n_m}. \quad (7-18)$$

Подставив эти выражения в (7-17), получим условие кинематического подобия на границах потоков:

$$\frac{Q_n}{Q_m} = \frac{n_n}{n_m} \left(\frac{L_n}{L_m} \right)^3. \quad (7-19)$$

3. Наличии динамического подобия потоков. Динамическое подобие напорных установившихся потоков требует равенства числа Рейнольдса Re , которое у лопастных насосов обычно принимают равным $u_2 D_2 / \nu$.

Режимы работы насоса¹, при которых выполняются условия теории подобия, называются подобными.

Теория подобия позволяет установить формулы пересчета лопастных насосов, определяющие зависимость подачи, напора и мощности геометрически подобных насосов, работающих на подобных режимах, от их размеров и частоты вращения.

¹ Режимом работы насоса называется условие его работы, определяемое частотой вращения и подачей.

На основании этих формул пересчета строится так называемая универсальная характеристика центробежного насоса. Она представляет собой семейство характеристик ($H—Q$) для различных частот вращения. На график наносятся также линии, соответствующие постоянным значениям к. п. д.

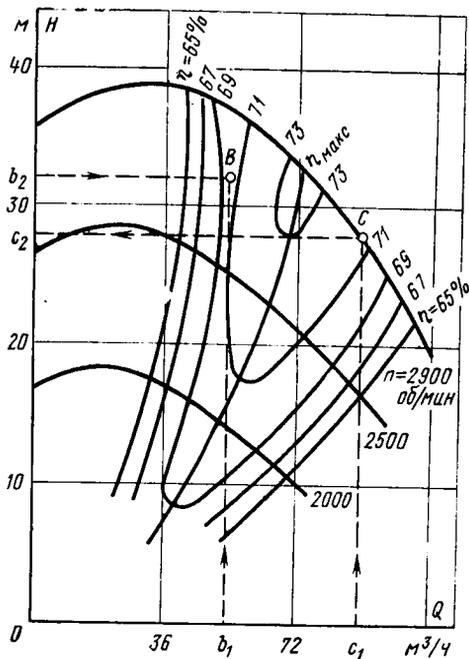


Рис. 7-6. Универсальная характеристика центробежного насоса.

На рис. 7-6 приведена универсальная характеристика центробежного насоса. Три характеристики построены для различных частот вращения. Характеристики ($H—Q$) насоса пересекают линии постоянных значений к. п. д.

Представленные графики позволяют определить частоту вращения насоса при заданных значениях напора (точка b_2) и подача (точка b_1).

На пересечении прямых, проведенных через эти точки, находится рабочая точка насоса B . Ее положение

относительно кривых $H-Q$ позволяет установить необходимую частоту вращения насоса.

Если задана подача насоса (точка c_1) и частота вращения $n=2900$ об/м (рис. 7-6), то можно определить напор, создаваемый насосом. Для этого необходимо через точку c_1 провести вертикальную линию до пересечения с характеристикой $H-Q$, соответствующей задан-

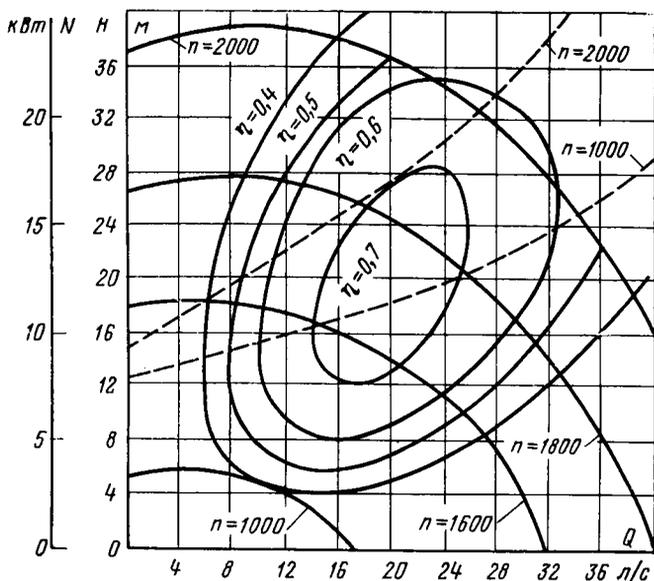


Рис. 7-7. Универсальная характеристика центробежного насоса (с учетом изменения мощности).

ной частоте вращения насоса. Точка пересечения этих кривых S определяет напор (точка c_2), который создаст насос.

Иногда универсальная характеристика центробежного насоса представляется в несколько ином виде: на график дополнительно наносятся кривые изменения мощности (пунктирные кривые на рис. 7-7).

7-8. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ

Понятие коэффициента быстроходности используется для классификации центробежных насосов и сравнения различных их типов.

Под коэффициентом быстроходности понимают частоту вращения такого насоса, который подобен данному насосу, создает при работе на воде напор, равный одному метру ($H=1$ м), и развивает мощность $N=0,736$ кВт при наибольшем значении к. п. д. насоса.

Если насос имеет рабочее колесо с входным диаметром D_1 , внешним диаметром D_2 и шириной колеса на выходе b_2 , то подобный ему насос будет иметь следующие размеры: kD_1 , kD_2 и kb_2 . Коэффициент k называется масштабным коэффициентом.

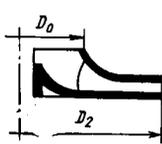
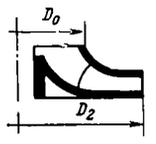
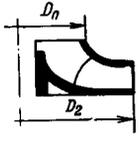
Величина коэффициента быстроходности определяется по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}}, \quad (7-20)$$

где Q — подача, м³/с; H — напор, м; n — частота вращения, об/мин.

Таблица 7-1

Показатели рабочих колес насосов различной быстроходности

| Показатели | Насосы | | |
|-------------------------------|---|---|---|
| | тихоходные $50 < n_s < 80$ | нормальные $80 < n_s < 150$ | быстроходные $150 < n_s < 300$ |
| Схема сечения рабочего колеса |  |  |  |
| Соотношение размеров колеса | $D_2/D_0 = 2,5 \div 3$ | $D_2/D_0 = 2,0$ | $D_2/D_0 = 1,8 \div 1,4$ |

По величине коэффициента быстроходности насосы делятся на следующие типы: тихоходные ($n_s=50 \div 80$); нормальные ($n_s=80 \div 150$) и быстроходные ($n_s=150 \div 300$).

В табл. 7-1 приведены рабочие колеса, соответствующие различным коэффициентам быстроходности.

7.9. ВСАСЫВАЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

Центробежные насосы, расположенные выше уровня жидкости, могут поднять жидкость по всасывающему трубопроводу, если на входе в насос создать разрежение, т. е. если давление на всасывании насоса будет меньше давления на свободную поверхность жидкости (при всасывании жидкости из открытого резервуара).

При отсутствии гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе высота всасывания определяется из выражения

$$h_{вс} = \frac{p_0 - p_{вс}}{\rho g}, \quad (7-21)$$

где p_0 — давление окружающей среды на поверхности жидкости; $p_{вс}$ — давление на всасывании насоса.

Предельная теоретическая высота всасывания будет достигнута при $p_{вс} = 0$. Для воды ($\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$) при атмосферном давлении $p_0 = 0,0981 \text{ МПа}$ предельная высота всасывания будет:

$$h_{вс} = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot 9,81}{1000 \cdot 9,81} = 10 \text{ м.}$$

С учетом потерь во всасывающем трубопроводе высоту всасывания центробежного насоса можно определить из выражения

$$h_{вс} = \frac{p_0 - p_{вс} - \Delta p_{вс}}{\rho g} - \frac{w^2}{2g}, \quad (7-22)$$

где w — линейная скорость жидкости во всасывающем трубопроводе; $\Delta p_{вс}$ — потери давления в гидравлических сопротивлениях всасывающего трубопровода.

Для обеспечения нормальной (бескавитационной) работы насоса необходимо, чтобы давление на всасывании было больше давления насыщенных паров перека-

Таблица 7-2

Давление паров некоторых жидкостей, кН/м²

| Жидкость | Температура, °С | | | | | | | | | |
|------------------|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|-----|--|
| | 0 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 | |
| Вода | 0,61 | 1,23 | 2,34 | 4,27 | 7,37 | 12,3 | 19,9 | 47,3 | 101 | |
| Легкая фть . . . | 3,5 | — | 8,0 | — | 14,0 | — | 38,0 | — | — | |
| Бензин | 6,6 | 8,1 | 10,9 | 16,9 | 23,1 | 32,6 | — | — | — | |

чиваемой жидкости. Давление насыщенных паров зависит от температуры жидкости и растет с ее увеличением. Давления насыщенных паров некоторых жидкостей приведены в табл. 7-2.

Как следует из табл. 7-2, при перекачке ряда жидкостей вакуум недопустим. Насос в этом случае должен работать с подпором на входе.

7-10. КАВИТАЦИЯ В НАСОСАХ, ПОСЛЕДСТВИЯ И МЕРЫ БОРЬБЫ С НЕЙ

Явление кавитации может возникнуть также при работе центробежных насосов. Появлению кавитации в насосах сопутствуют, как правило, шум и вибрации. Развитая кавитация сопровождается уменьшением к. п. д. насоса и разрушением (эрозией) поверхности лопаток рабочих колес. Напор и подача насоса также снижаются. Из этого следует, что работа насоса в условиях кавитации недопустима.

Основной причиной появления кавитации является падение давления во всасывающем трубопроводе от гидравлических сопротивлений. Поэтому для предотвращения кавитации фактическая высота всасывания не должна превышать допустимой высоты, установленной заводом-изготовителем для заданной температуры перекачиваемой жидкости.

Центробежные насосы магистральных трубопроводов работают при больших скоростях входа жидкости в насос, в результате чего возможен срыв работы насоса. Для создания нормальных условий все центробежные насосы работают с необходимым кавитационным запасом, т. е. на всасывании насоса создается дополнительное давление (подпор) сверх упругости паров перекачиваемой жидкости при помощи вспомогательного насоса (подпорного).

По определению кавитационный запас

$$\Delta h = \frac{p_n}{\rho g} + \frac{w_n^2}{2g} - \frac{p_{н.п.}}{\rho g}, \quad (7-23)$$

где p_n — абсолютное давление во всасывающем патрубке насоса; w_n — скорость жидкости во всасывающем патрубке насоса; $p_{н.п.}$ — упругость насыщенного пара жидкости.

Если весь кавитационный запас преобразуется в области минимального давления в кинетическую энергию жидкости и израсходуется на преодоление гидравличе-

ского сопротивления подвода насоса, то давление понизится до упругости паров жидкости и возникнет кавитация. Кавитационный запас, при котором происходит кавитация, называется критическим.

Для определения критического кавитационного запаса производят кавитационные испытания насоса, в результате которых для каждого режима работы насоса получают кавитационную характеристику (рис 7-8).

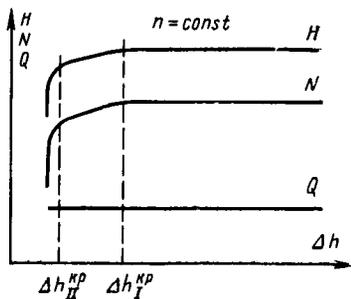


Рис. 7-8. Кавитационная характеристика насоса.

Она представляет собой зависимость напора и мощности от кавитационного запаса при постоянных частотах вращения и подаче. При больших кавитационных запасах кавитационные явления отсутствуют и значения напора и мощности от кавитационного запаса не зависят. Возникновение кавитации приводит к уменьшению

напора и мощности насоса. Режим, при котором начинается падение напора и мощности, называют первым критическим режимом. Ему соответствует первый критический кавитационный запас Δh_I^{kp} . В начальной стадии процесса, когда $\Delta h_{II}^{kp} > \Delta h > \Delta h_I^{kp}$, зона распространения кавитационных явлений невелика (имеется местная кавитация). Поэтому кавитация при этом мало сказывается на напоре и мощности. По мере уменьшения кавитационного запаса в этой стадии процесса кавитационная область медленно увеличивается, что сопровождается медленным изменением напора и мощности. Достижение второго кавитационного запаса Δh_{II}^{kp} ведет к полному отрыву потока от лопасти. Это вызывает резкое уменьшение напора и мощности, а затем и полный срыв работы насоса.

У многих тихоходных насосов первый критический режим на кавитационной характеристике не обнаруживается. Здесь приходится ограничиваться только вторым критическим режимом.

Для контроля за кавитационными условиями работы насоса при его эксплуатации с помощью вакуумметра,

поставленного на входном патрубке, следует знать критическую или допустимую величину вакуума на входе в насос. Этот вакуум, выраженный в метрах столба подаваемой жидкости, называется вакуумметрической высотой всасывания. Из уравнения (7-23) вакуумметрическая высота всасывания

$$H_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_n}{\rho g} = \frac{p_a - p_{\text{н.п}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{в}}^2}{2g} - \Delta h, \quad (7-24)$$

где p_a — барометрическое давление.

Результаты испытания насоса на кавитацию наносятся на рабочую характеристику насоса обычно в форме кривой зависимости допустимой вакуумметрической высоты всасывания $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ от подачи насоса.

7-11. ОСЕВОЕ ДАВЛЕНИЕ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ И СПОСОБЫ ЕГО УМЕНЬШЕНИЯ

На рабочее колесо центробежного насоса с односторонним входом жидкости действует осевая сила, направленная в сторону входа. Она возникает, главным образом, из-за неодинаковости сил давления, действующих справа и слева на рабочее колесо (рис. 7-9). В полости между корпусом и рабочим колесом, заполненной перекачиваемой жидкостью, давление равно давлению на выходе из рабочего колеса.

На входе рабочего колеса на площадь кольца с внешним диаметром D_1 и внутренним d действует давление, равное давлению всасывания.

Найдем суммарное усилие, которое направлено по оси вала в сторону всасывающего патрубка насоса.

Сила, направленная вправо (рис. 7-9), выражается как

$$F_1 = p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4} - p_2 \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4}.$$

Сила давления, направленная влево, выразится как

$$F_2 = p_2 \frac{\pi (D_2^2 - d^2)}{4},$$

где p_2 — давление на выходе рабочего колеса; D_1 — диаметр внутренней окружности колеса; D_2 — диаметр внешней окружности колеса; d — диаметр вала.

Осевое усилие F равно разности сил давления:

$$F = F_2 - F_1 = (p_2 - p_1) \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4}. \quad (7-25)$$

Усилие F стремится сместить рабочее колесо вместе с валом по оси влево.

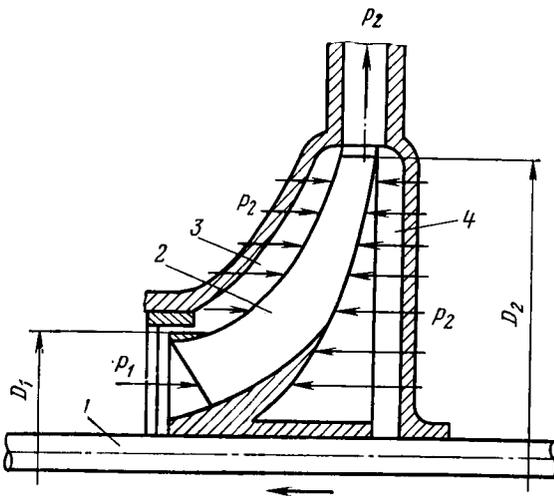


Рис. 7-9. Схема возникновения осевого давления.
1 — вал; 2 — рабочее колесо; 3 и 4 — зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса.

Под действием осевого усилия рабочее колесо может соприкасаться с корпусом насоса. При трении колеса о корпус повысится потребляемая мощность, понизится подача насоса, начнут греться подшипники.

Осевое давление может быть уравновешено несколькими способами.

1. Применением двусторонних колес (рис. 7-10,а), у которых благодаря симметрии не возникает осевого усилия. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия случайных осевых сил применяют радиально-упорные подшипники.

Такой способ уравновешивания осевой силы является одним из лучших, так как он обеспечивает надежное и полное уравновешивание без понижения к. п. д. насоса.

2. Установкой дополнительных уплотнительных колец и просверливанием разгрузочных отверстий ступицы, благодаря чему почти полностью выравниваются давления, действующие с обеих сторон рабочего колеса в пространстве между уплотнением и валом (рис. 7-10,б). Такой способ уравнивания удобен, прост и поэтому широко распространен.

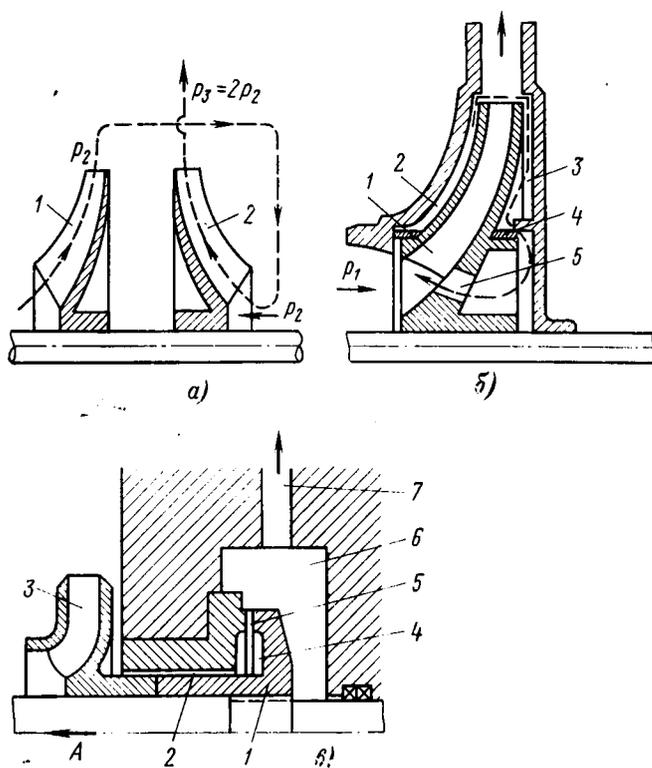


Рис. 7-10. Способы снижения осевого давления.

a — противоположное расположение рабочих колес (*1, 2* — рабочие колеса); *б* — рабочее колесо с дополнительными уплотнительными кольцами и отверстиями для уравнивания осевых усилий (*1* — рабочее колесо; *2, 3* — зазоры между колесом и корпусом; *4* — уплотнительное кольцо; *5* — отверстия); *в* — гидравлическая пята.

К недостаткам описанного способа разгрузки следует отнести некоторое понижение объемного к. п. д. насоса за счет перетекания жидкости через отверстия и ухуд-

шения структуры потока при входе на рабочие лопасти вследствие местных потоков через разгрузочные отверстия.

3. Установкой гидравлической пяты в многоступенчатых насосах секционного типа (или разгрузочной шайбы в одноступенчатых насосах, принцип действия которой тот же), рис. 7-10,в. Гидравлическая пята 1 закрепляется на валу насоса с напорной стороны за последним рабочим колесом 3. Жидкость из рабочего колеса 3 поступает через кольцевой зазор 2 в промежуточную камеру 4. Затем она проходит через торцовый зазор 5 в разгрузочную камеру 6, соединенную трубкой 7 с подводом первой ступени насоса. Так как давление в промежуточной камере значительно больше, чем в разгрузочной, на диск гидравлической пяты действует усилие, разгружающее осевое усилие ротора. Гидравлическая пята является саморегулирующимся устройством: зазор 5 автоматически устанавливается за счет осевых смещений ротора таким, что разность сил давления по обе стороны диска пяты равна усилию на роторе насоса. Действительно, пусть осевая сила F ротора увеличится. При этом ротор насоса сместится влево, зазор 5 уменьшится, утечка жидкости через него станет меньше, перепад давлений на зазоре 2 уменьшится, что приведет к возрастанию давления в промежуточной камере 4 и, следовательно, к возрастанию разгружающей силы. При этом разгружающая сила сравняется с осевым усилием. При разгрузке ротора насоса от осевого усилия с помощью гидравлической пяты упорные подшипники не требуются. Недостатком гидравлической пяты являются дополнительные утечки и трение диска, уменьшающие к. п. д. насоса.

7-12. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

На рис. 7-11 изображен консольный насос, предназначенный для подачи чистой холодной воды и других малоагрессивных жидкостей. Одностороннее рабочее колесо 1 закреплено консольно на конце вала. Подвод насоса — прямоосный конфузор — выполнен в крышке 2 насоса. Отвод спирального типа. Разгрузка рабочего колеса от осевого усилия осуществляется при помощи разгрузочных окон 3 и второго уплотнения 5. При этом

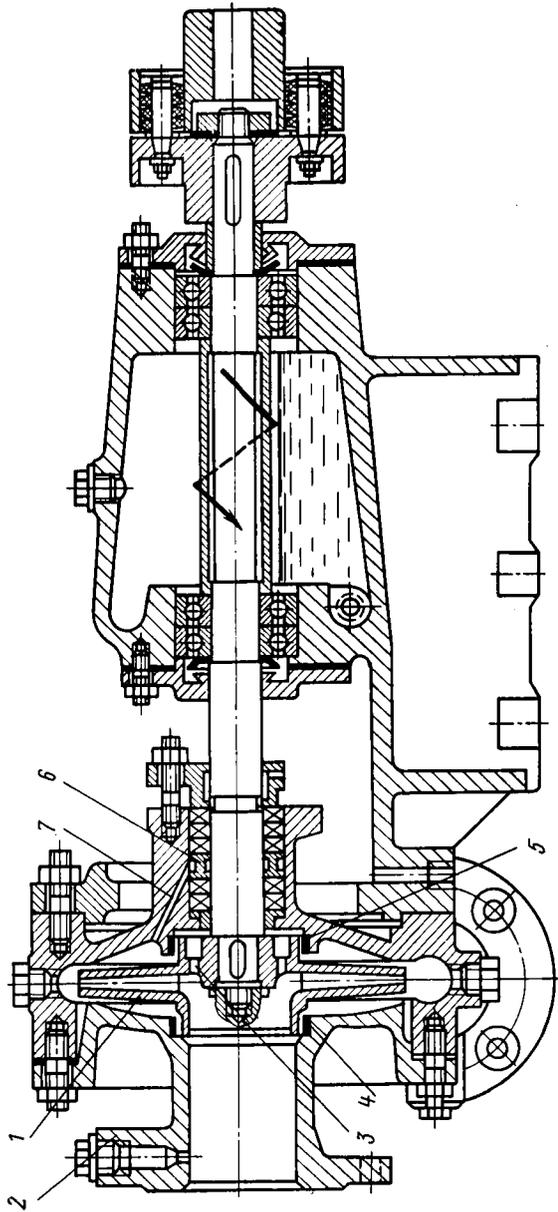


Рис. 7-11. Консольный насос.

давление перед сальником понижается до давления всасывания. Чтобы воздух не мог просачиваться в насос, сальниковое уплотнение снабжено кольцом гидравлического затвора 6. Жидкость подводится к нему по отверстию 7 из правой пазухи насоса. В корпусе и крышке установлены сменные уплотняющие кольца 5 и 4, предохраняющие корпус и крышку от износа. Корпус насоса крепится к опорной стойке. Радиальное и оставшееся неуравновешенным осевое усилие, действующие на ротор насоса, воспринимаются шарикоподшипниками. Смазка подшипников осуществляется жидким маслом.

На рис. 7-12 изображен одноступенчатый насос двустороннего входа. Двустороннее рабочее колесо 1 в силу симметрии разгружено от осевого усилия. Подвод насоса полуспирального типа, отвод спиральный. Разъем корпуса насоса продольный (горизонтальный), причем нагнетательный и всасывающий трубопроводы подключены к нижней части корпуса 3. Это обеспечивает возможность вскрытия, осмотра, ремонта, замены отдельных деталей и всего ротора без демонтажа трубопроводов и отсоединения электродвигателя. Уплотняющий зазор рабочего колеса выполнен между сменными уплотняющими кольцами, закрепленными в корпусе насоса и на рабочем колесе. Уплотнение лабиринтное двухщелевое. Вал насоса защищен от износа сменными втулками, закрепленными на валу резьбовым соединением. Эти же втулки крепят рабочее колесо в осевом направлении. Сальники, уплотняющие подвод насоса, имеют кольца гидравлического затвора 2. Жидкость подводится к ним под давлением из отвода насоса по трубкам. Радиальная нагрузка ротора воспринимается подшипниками скольжения. Смазка подшипников кольцевая. В нижней части корпусов подшипников имеются камеры, через которые протекает охлаждающая вода. Для фиксации вала в осевом направлении и восприятия осевого усилия, которое может возникнуть при неодинаковом изготовлении или износе правого и левого уплотнений рабочего колеса, в левом подшипнике имеются радиально-упорные шарикоподшипники 4. Наружные кольца этих подшипников необходимо устанавливать с большими радиальными зазорами. В противном случае малые зазоры подшипников качения обеспечили бы концентричное положение вала относительно расточки вкладыша подшипника скольжения, при котором масля-

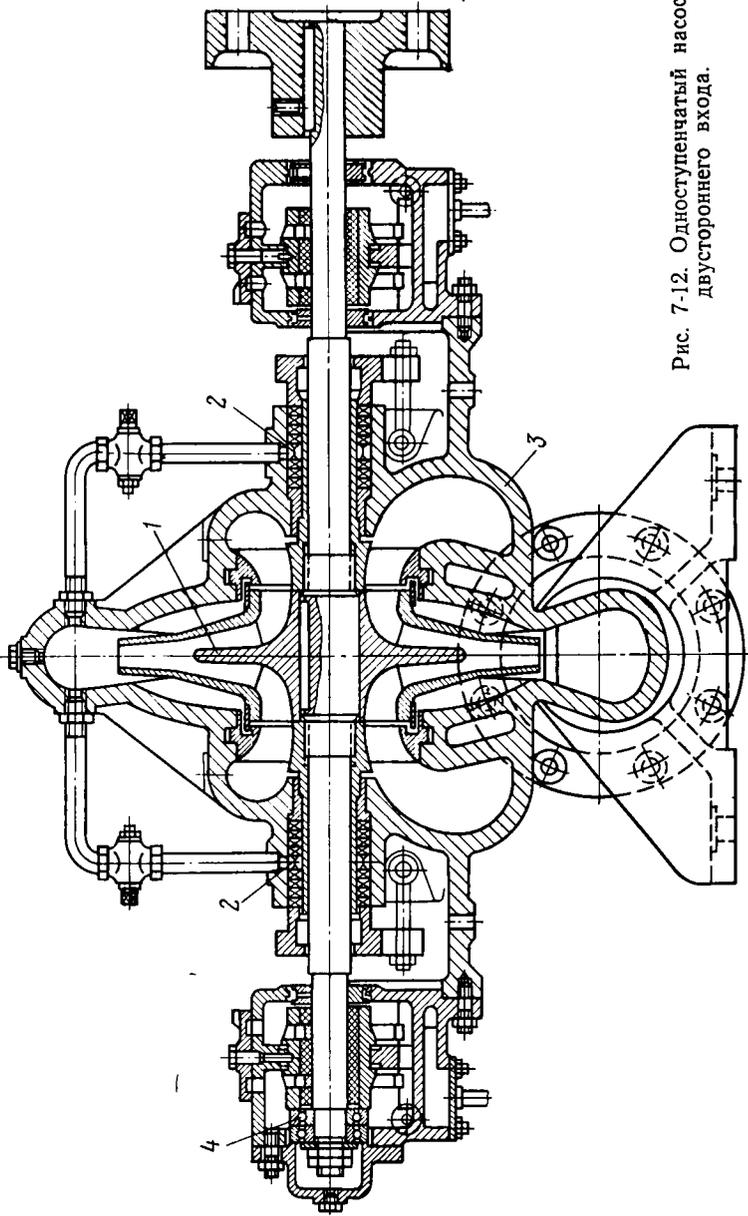


Рис. 7-12. Одноступенчатый насос
двухстороннего входа.

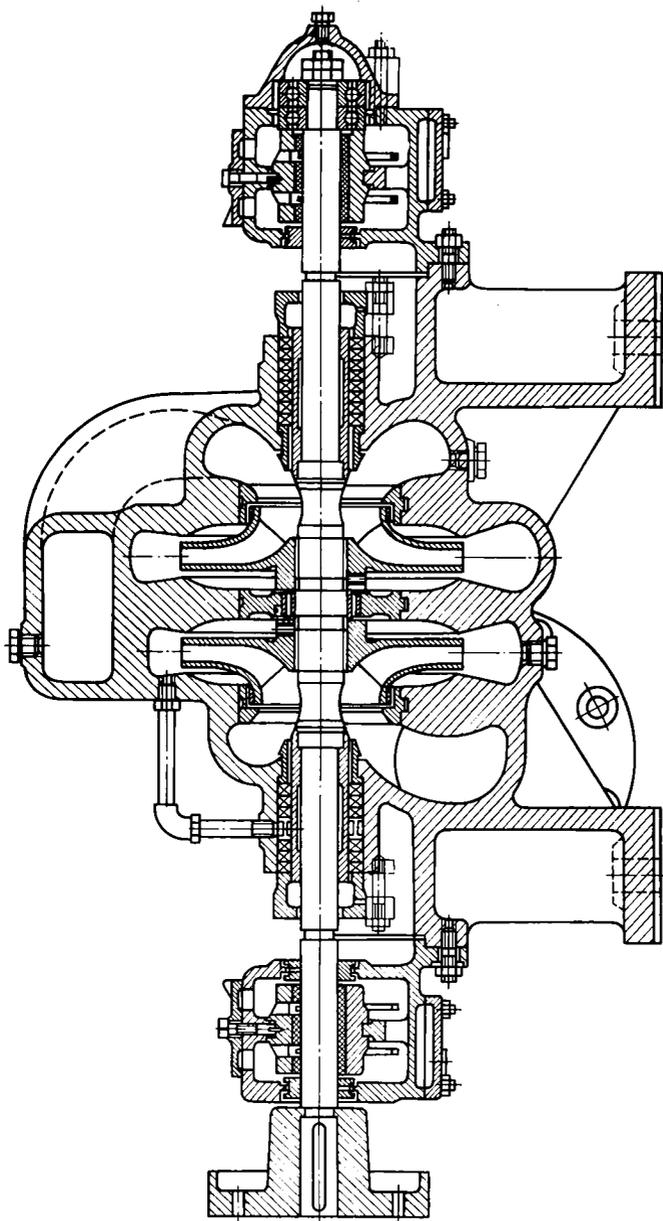


Рис. 7-13. Двухступенчатый спиральный насос.

ного клина не образуется и подшипник скольжения не сможет воспринимать никакого радиального усилия. Следовательно, при этом вся нагрузка, как радиальная, так и осевая, воспринимались бы только подшипником качения. Насосы двустороннего входа имеют большую высоту всасывания, чем насосы одностороннего входа при тех же значениях подачи и частоты вращения.

У многоступенчатых насосов спирального типа отводы всех ступеней спиральные, подводы полуспиральные.

На рис. 7-13 изображен двухступенчатый спиральный насос. Жидкость поступает из первой ступени во вторую по внутреннему каналу. Разъем корпуса продольный, причем нагнетательный и всасывающий трубопроводы присоединены к нижней части корпуса, что облегчает осмотр и ремонт насоса. Симметричное расположение колес разгружает ротор от осевого усилия. Уплотняющие зазоры рабочих колес выполнены между сменными уплотняющими кольцами, которые защищают корпус и рабочие колеса от износа. Вал, защищенный от износа из-за трения о набивку сальника сменными втулками, опирается на два подшипника скольжения. Смазка подшипников кольцевая. Фиксация ротора в осевом направлении осуществляется радиально-упорными шарикоподшипниками, расположенными в правом подшипнике. Сальник, расположенный со стороны всасывания (слева, на рис. 7-13), имеет кольцо гидравлического затвора, к которому жидкость подводится из отвода первой ступени по трубке. Сальник, расположенный справа, уплотняет подвод второй ступени. Жидкость подводится сюда под напором, создаваемым первой ступенью. Поэтому здесь гидравлического затвора не требуется.

У многоступенчатых насосов секционного типа отводами всех ступеней являются направляющие аппараты. Разъем корпуса поперечный относительно вала. На рис. 7-14 изображен разрез пятиступенчатого насоса этого типа. Насос состоит из всасывающей секции 1, четырех промежуточных секций 3 и напорной секции 4. Секции стянуты болтами 2. Подвод первой ступени кольцевой. Осевое усилие воспринимается гидравлической пятой 6. Жидкость, прошедшая через зазор пяты, сбрасывается по трубке 5 во всасывающую секцию насоса. Сальник всасывающей секции имеет гидравлический затвор, вода к которому подводится из пазухи первой ступени по сверлению 7, выполненному в ребре всасы-

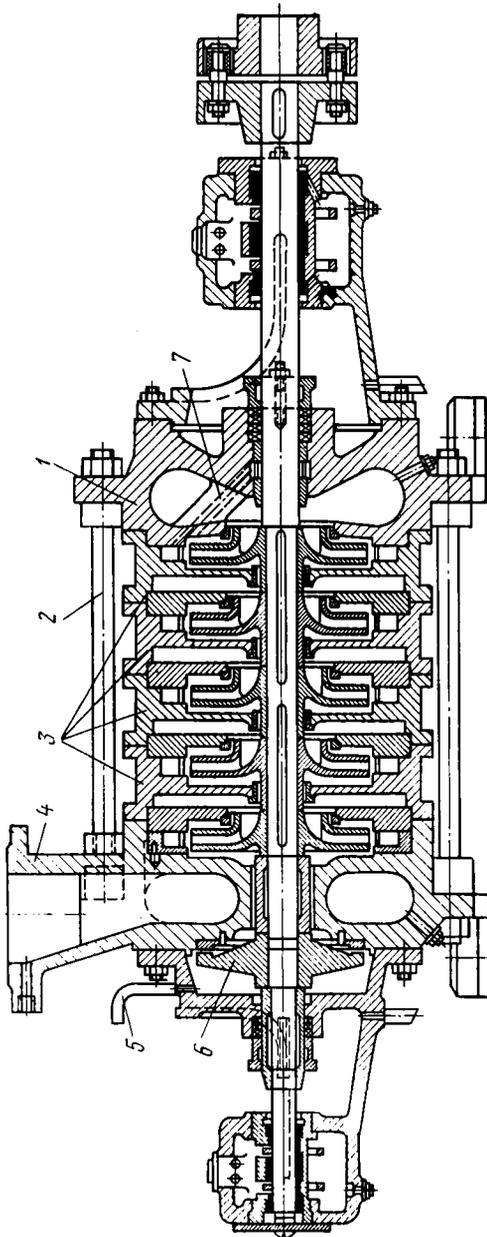


Рис. 7-14. Секционный насос.

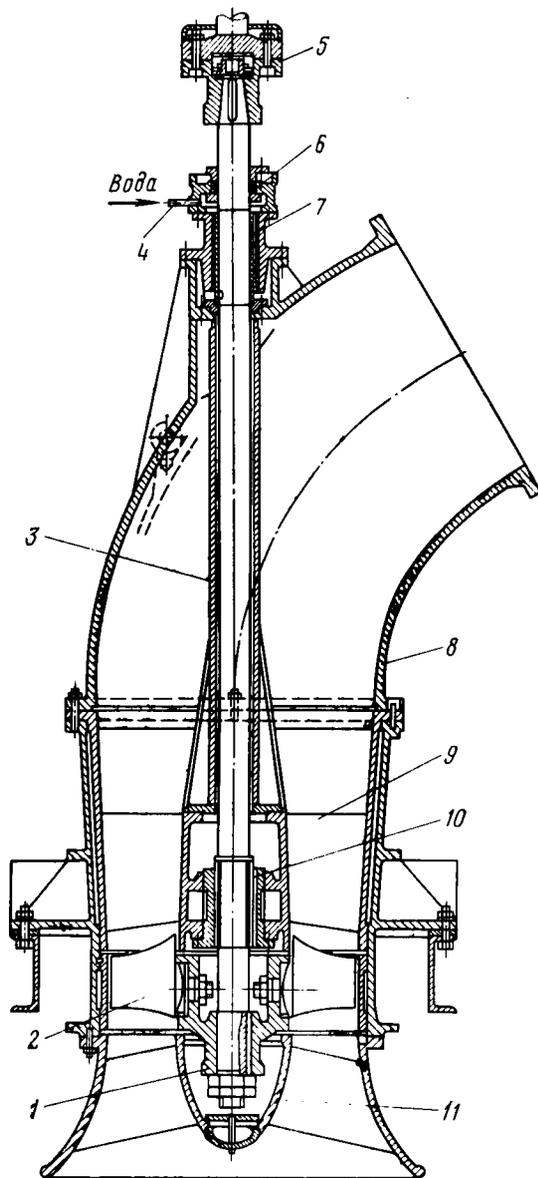


Рис. 7-15. Осевой насос с жестко закрепленными лопастями.

вающей секции. Вал покоится в подшипниках скольжения. Смазка подшипников кольцевая.

Насосы секционного типа имеют по сравнению со спиральными следующие недостатки:

1) сборка и разборка секционного насоса значительно сложнее, чем спирального, и, следовательно, сложнее ремонт насоса;

2) разгрузка ротора секционных насосов от осевых усилий осуществляется гидравлической пятой или разгрузочными окнами. Эти устройства дают дополнительные утечки. Поэтому объемный к. п. д. секционных насосов ниже, чем спиральных.

Преимущества секционных насосов по сравнению со спиральными следующие:

1) значительно меньшие габариты;

2) более простое литье корпуса насоса;

3) более высокий гидравлический к. п. д., так как каналы отвода обработаны;

4) большая степень унификации узлов у насосов с разным числом ступеней. Изменение числа ступеней у насоса спирального типа ведет к полному изменению конструкции насоса. У секционных насосов для этого достаточно изменить лишь длину вала и стяжных болтов.

На рис. 7-15 изображен осевой насос с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса. Ко втулке 1 жестко крепят лопасти 2. Обтекатель 11 обеспечивает плавный подвод жидкости к лопастям. Отводом насоса является осевой направляющий аппарат 9. К отводу крепят колено 8 с напорным патрубком. Опорами вала являются подшипники скольжения 10 и 7 с водяной смазкой. Вкладыши подшипников древеснопластиковые (лигнофолевые). Древеснопластиковые вкладыши быстро изнашиваются при наличии в смазывающей воде абразивных частиц. Поэтому подшипники насоса смазываются отфильтрованной водой, подводимой по трубке 4 в камеру над верхним подшипником. Камера уплотнена сальником 6. Пройдя через зазор между лигнофолевым вкладышем подшипника 7 и валом и между валом и трубкой 3, вода поступает к нижнему подшипнику 10, после которого сливается с основным потоком. Для защиты от истирания лигнофолем вал защищен сменными втулками. Соединение с валом электродвигателя осуществляется муфтой 5. Осевое усилие и вес ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

7-13. ПЕРЕСЧЕТ РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ. РЕГУЛИРОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Предположим, что имеется рабочая часть характеристики насоса при частоте вращения n_1 , а двигатель этого насоса работает при частоте вращения n_2 , отличной от n_1 . Для того чтобы судить об эксплуатационных свойствах насоса, необходимо иметь его характеристику при той частоте вращения n_2 , при которой он фактически будет работать. Эту характеристику можно получить путем пересчета имеющейся характеристики на новую частоту вращения n_2 по следующим формулам¹:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1}; \quad (7-26)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2; \quad (7-27)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \frac{\rho_2}{\rho_1}. \quad (7-28)$$

Задавшись на кривой напоров $H=f(Q)$ характеристики при частоте вращения n_1 точкой 1 (рис. 7-16) и подставив значение ее координат Q_1 и H_1 в уравнения (7-26) и (7-27), получим координаты Q_2 и H_2 точки 2 на кривой напоров $H=f(Q)$, соответствующей новой частоте вращения n_2 . Точно так же, подставив в уравнения (7-26) и (7-27) значения координат Q и H других точек кривой $H=f(Q)$ при частоте вращения n_1 , получим координаты точек кривой напоров $H=f(Q)$, соответствующей новой частоте вращения n_2 . Нанеся эти точки на характеристику и соединив их плавной кривой, получим кривую напоров $H=f(Q)$ при частоте вращения n_2 .

Для пересчета кривой к. п. д. на другую частоту вращения воспользуемся тем, что к. п. д. для подобных режимов насоса одинаковы, т. е.

$$\eta_1 \approx \eta_2.$$

Кривая мощности $N=f(Q)$ пересчитывается либо по (7-28) аналогично кривой напоров либо мощность при частоте вращения n_2 подсчитывается по уравнению

$$N_2 = \frac{Q_2 \rho g H_2}{\eta_2}$$

¹ Вывод формул для краткости опускаем.

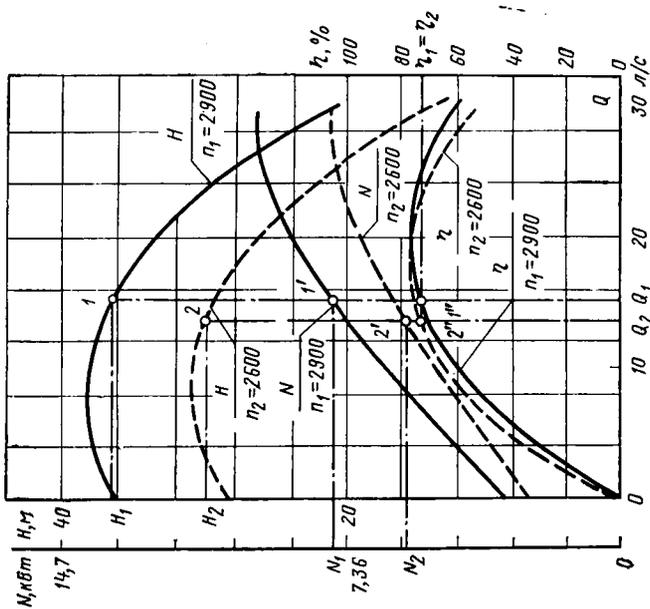


Рис. 7-16. Пересчет характеристики насоса на другую частоту вращения.

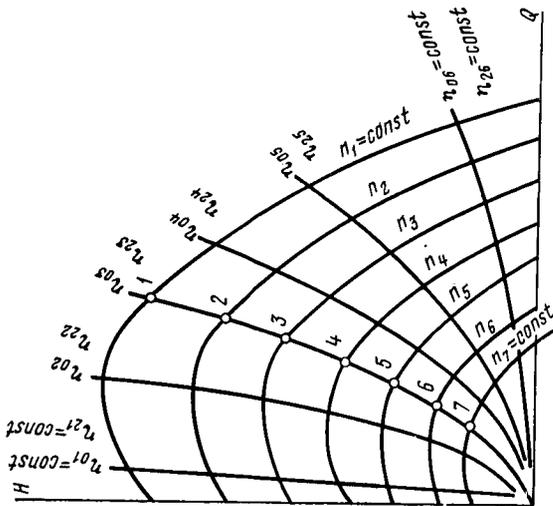


Рис. 7-17. Кривые подобия режимов.

по значениям Q_2 , H_2 и η_2 , определенным для этой частоты вращения.

Найдем в координатах Q — H геометрическое место точек режимов, подобных режиму, который определяется точкой I (рис. 7-17). Для этого, подставив координаты Q_1 и H_1 точки I в уравнения (7-26) и (7-27), определим напор и подачу при различных значениях частот вращения. В результате получим ряд точек: 2, 3, 4, ..., соединив которые плавной линией, получим кривую подобных режимов работы насосов.

Для подобных режимов гидравлический, механический и объемный к. п. д. с достаточной степенью точности можно считать одинаковыми. Следовательно, кривые подобных режимов являются также кривыми равных к. п. д. насоса.

Иногда расширяют область применения центробежных насосов обрезкой рабочих колес. Пусть от насоса требуется получить подачу Q' и напор H' и режимная точка A с координатами Q' и H' лежит ниже рабочей характеристики насоса (рис. 7-18). Пусть двигатель на-

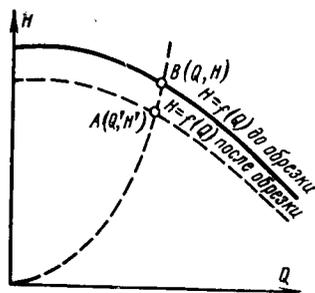


Рис. 7-18. Парабола обрезки.

соса не имеет регулировки частоты вращения (например, асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором). Для того чтобы работа насоса могла соответствовать режимной точке A , следует так изменить его характеристику, чтобы она прошла через точку A . При отсутствии возможности решить эту задачу изменением частоты вращения насоса применяется обрезка рабочего колеса по наружному диаметру. При уменьшении наружного диаметра рабочего колеса D_2 окружная скорость u_2 на выходе из колеса уменьшается, что ведет к уменьшению напора. Следовательно, при обрезке колеса кривая характеристики насоса понижается и при некотором значении D_2 пройдет через заданную режимную точку.

Для расчета характеристики центробежного насоса, получающейся после обрезки его рабочего колеса, можно приближенно принять, что подача изменяется про-

порционально первой степени, а напор — пропорционально второй степени наружного диаметра рабочего колеса:

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{D_2}{D'_2}; \quad (7-29)$$

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2}{D'_2}\right)^2. \quad (7-30)$$

Опыты показывают, что для режимов, удовлетворяющих (7-29) и (7-30), к. п. д. насоса приблизительно одинаков, если обрезка колеса не слишком велика.

Подставив в (7-30) величину D_2/D'_2 , найденную из (7-29), получим:

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2$$

или

$$\frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = \text{const} = c \text{ и } H = cQ^2. \quad (7-31)$$

Следовательно, режимы, удовлетворяющие (7-29) и (7-30), располагаются в поле $H—Q$ на параболе, имеющей вершину в начале координат. Эта парабола называется параболой обрезок. При обрезке рабочего колеса по наружному диаметру геометрическое подобие нарушается. Поэтому парабола обрезок не имеет ничего общего с кривой подобных режимов (хотя последняя также является параболой).

Определим, до какого диаметра необходимо обрезать рабочее колесо, чтобы характеристика насоса прошла через режимную точку с координатами Q' и H' . Проведем через эту точку параболу обрезок (рис. 7-18). В пересечении этой параболы с характеристикой насоса находим режимную точку B с координатами Q и H . Для точек A и B справедливы (7-29) и (7-30). Подставив в любое из этих уравнений координаты точек A и B и зная диаметр D_2 рабочего колеса до обрезки, определим диаметр D'_2 обрезанного колеса.

При больших обрезках рабочего колеса к. п. д. насоса уменьшается, что ограничивает обрезку. Предельная величина обрезки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности n_s :

| | | | | | | |
|------------------|------|------|------|------|------|------|
| n_s | 60 | 120 | 200 | 300 | 350 | 350 |
| $D_2 - D'_2/D_2$ | 0,20 | 0,15 | 0,11 | 0,09 | 0,07 | 0,00 |

Регулирование работы насосов заключается в изменении его напора и подачи.

Наиболее широко применяются два вида регулирования: при помощи регулирующей задвижки (при этом меняется характеристика трубопровода¹ при постоянной частоте вращения) и путем изменения частоты вращения. Иногда малые осевые насосы регулируют перепуском части расхода из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Работа установки со средними и крупными осевыми насосами, имеющими обычно поворотные лопасти, регулируется изменением угла установки лопастей рабочего колеса, при котором меняется характеристика насоса.

Регулирование задвижкой (дресселированием). Предположим, что насос должен иметь подачу не Q_A , соответствующую точке A пересечения характеристики насоса с характеристикой насосной установки, а Q_B (рис. 7-19). Пусть $Q_B < Q_A$. Этой подаче соответствует рабочая точка B характеристики насоса. Для того чтобы характеристика насосной установки пересекалась с кривой напоров $H=f(Q)$ в точке B , необходимо увеличить потери напора в установке. Это осуществляется прикрытием регулирующей задвижки, установленной на нагнетательном трубопроводе. В результате увеличения потерь напора в установке характеристика насосной установки пойдет круче и пересечет кривую напоров в точке B . При этом режиме напор насоса складывается из напора H_{By} , расходуемого в установке при эксплуатации с полностью открытой задвижкой, и потери напора в задвижке h_3 :

$$H_B = H_{By} + h_3.$$

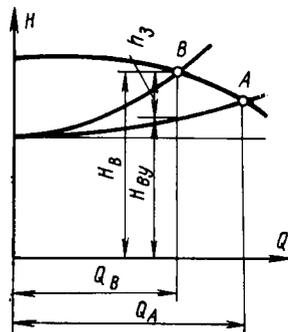


Рис. 7-19. Регулирование насоса дросселированием.

¹ Характеристику трубопровода называют также характеристикой сети, включающей зависимость гидравлического сопротивления нагнетательных трубопроводов от объемной подачи протекающей по ним жидкости.

Таким образом, регулирование работы насоса дросселированием вызывает дополнительные потери энергии, снижающие к. п. д. установки. Поэтому этот способ регулирования неэкономичен. Однако благодаря исключительной простоте регулирование дросселированием получило наибольшее распространение.

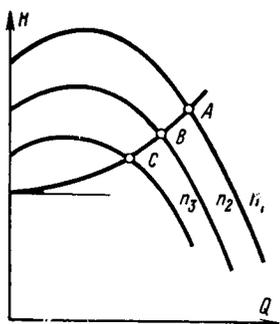


Рис. 7-20. Регулирование насоса изменением частоты вращения.

Регулирование изменением частоты вращения насоса вызывает изменение его характеристики и, следовательно, изменение рабочего режима (рис. 7-20). Для осуществления регулирования изменением частоты вращения необходимы двигатели с переменным числом оборотов. Такими двигателями являются двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины и электродвигатели постоянного тока. Наиболее распространенные в тех-

нике асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором практически не допускают изменения частоты вращения.

Регулирование работы насоса изменением частоты вращения более экономично, чем регулирование дросселированием. Даже применение гидромuft и сопротивления в цепи ротора асинхронного двигателя, связанные с дополнительными потерями мощности, экономичнее, чем регулирование дросселированием.

7-14. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ. ПОСТРОЕНИЕ СУММАРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

На тепловых электростанциях часто имеет место совместная работа двух или нескольких насосов на одну общую сеть, при этом насосы могут включаться как параллельно, так и последовательно.

Два или несколько насосов включают на тепловых станциях параллельно в тех случаях, когда один насос не обеспечивает необходимой производительности. Для увеличения напора насосы включают последовательно. На рис. 7-21 представлены схемы соединения насосов

Рис. 7-21. Параллельное (а) и последовательное (б) включения насосов.

1 — всасывающий трубопровод; 2 — насосы; 3 — напорный трубопровод; 4 — обратные клапаны.

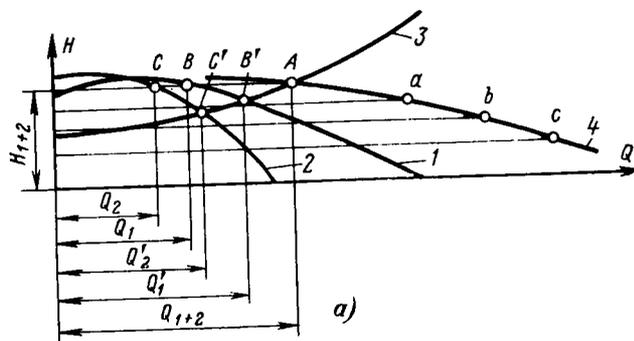
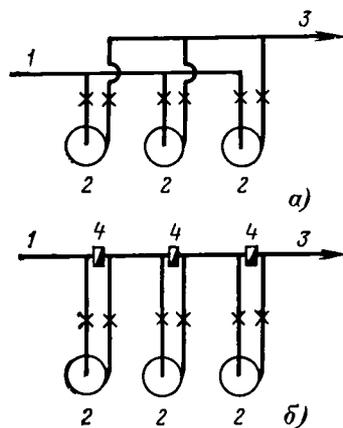
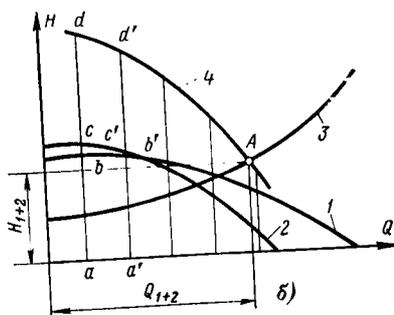


Рис. 7-22. Работа центробежных насосов при параллельном (а) и последовательном (б) соединениях.

1 — характеристика первого насоса; 2 — характеристика второго насоса; 3 — характеристика трубопровода; 4 — суммарная характеристика двух насосов.



(один из насосов, изображенных на схемах, является запасным).

Для анализа совместной работы насосов строят их суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики параллельно работающих насосов производится следующим образом. Проводятся прямые, параллельные оси расходов Q (рис. 7-22,а). Отрезки прямых, образованные пересечением с характеристиками насоса 1 и 2, складываются. Получаются точки a , b , c и т. д. Через три точки проводится линия 4, которая является суммарной характеристикой двух насосов.

Пересечение характеристики трубопровода 3 с характеристикой насоса 4 дает рабочую точку A двух параллельно работающих насосов. Подача первого насоса Q_1 определяется точкой B , второго Q_2 — точкой C . Точки b' и c' определяют подачу Q'_1 или Q'_2 при работе только одного из насосов (1-го или 2-го).

При последовательном соединении насосов проводятся прямые, параллельные оси напоров (рис. 7-22,б). Напор первого насоса ab складывается с напором второго насоса ac . Получается первая точка d суммарной характеристики двух последовательно работающих насосов. Таким же образом получают другие точки суммарной характеристики 4. Пересечение характеристики насоса 3 и линии 4 дает рабочую точку A насоса с напором H_{1+2} и подачей Q .

Таким образом, при параллельном включении насосов складываются подачи при равных напорах, при последовательном включении складываются напоры при равных подачах.

7-15. ПУСК, ОСТАНОВКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Пуск насоса осуществляется при закрытой нагнетательной задвижке. При пуске открывается всасывающая задвижка и вентиль манометра; двигатель включается в работу. После того как насос наберет номинальную частоту вращения, а по манометру будет достигнуто необходимое давление, открывается задвижка на нагнетательном трубопроводе.

Во избежание перегрузки электродвигателя необходимо следить за показаниями манометра, не допуская увеличения силы тока выше установленной величины.

Пуск насоса является наиболее ответственной операцией при обслуживании насосной установки.

Остановка насоса бывает нормальная и аварийная. Нормальная остановка насоса производится для вывода насоса в резерв при снижении нагрузки или для ремонта. Аварийная остановка насоса необходима при поломке насоса, а также в случае неисправности сети, на которую он работает. К неисправностям относятся: повышение тока в электродвигателе выше допустимой величины; возникновение в насосе или двигателе шумов, стуков, гудения; перегрев насоса или электродвигателя; появление огня, дыма, запаха горелого масла или изоляции; быстрое снижение давления в напорной магистрали насоса; падение напряжения в цепи питания электродвигателя; превышение допустимой частоты вращения привода насоса и т. д.

Нормальная остановка насоса производится в следующем порядке: закрывается задвижка на нагнетательном трубопроводе; останавливается электродвигатель; закрывается задвижка на всасывающем трубопроводе. Если насос останавливается на продолжительное время, то дежурный электрик отключает питание электродвигателя от щита.

Аварийную остановку насоса производят путем остановки привода насоса, после чего закрывают напорную задвижку и пускают резервный насос, если он имеется. После пуска резервного насоса проводят необходимые операции по нормальной остановке насоса.

Центробежные насосы не способны засасывать жидкость во всасывающий трубопровод из резервуара. Перед пуском насос и всасывающий трубопровод необходимо заполнить жидкостью. Если насос установлен ниже уровня жидкости в резервуаре, то он может быть заполнен через открытую всасывающую задвижку.

При установке насоса выше уровня жидкости в резервуаре заполнение можно осуществить жидкостью из нагнетательного трубопровода при помощи специального вакуумного насоса или вручную через воронку.

Заполнение насоса ведется при открытом кранике для выпуска воздуха. Если насосы имеют водяное охлаждение подшипников и сальников, то необходимо пустить к ним воду.

Перед пуском насоса проверяется наличие и подключение контрольно-измерительных приборов, наличие

смазки, состояние муфтового соединения насоса с двигателем, заземление электродвигателя.

В процессе работы насоса необходимо проверять: состояние смазки подшипников; температуру подшипников, которая не должна превышать 50—60°C; состояние сальников; состояние разгрузочных устройств и периодически менять масло в корпусах подшипников.

7-16. ВОЗМОЖНЫЕ НЕПОЛАДКИ В РАБОТЕ НАСОСА И ИХ УСТРАНЕНИЕ

Причины, вызывающие неполадки в работе насоса, могут быть самые различные, и обычно перечень наиболее часто встречающихся неисправностей насосных установок и способов их устранения сводится в таблицу, которой пользуются эксплуатационники.

Главными неполадками являются следующие.

Нарушение соосности насоса и привода, при этом насос не пускается в работу; насос не засасывает жидкости (причиной этого могут быть засорение фильтрующей сетки, попадание воздуха в насос, неисправность обратного клапана на всасывающей линии насоса и т. д.); насос при полном открытии напорной задвижки не дает необходимой подачи (это может быть следствием засорения напорной магистрали, а также из-за увеличения гидравлических потерь в насосе при его износе, засорении или повреждении рабочего колеса; падении напряжения электропитания двигателя); повышенные вибрации, удары и шумы могут возникнуть вследствие засорения или неравномерного износа лопастей рабочих колес, кавитации, слабого крепления подводящей и отводящей магистрали и других причин.

Особо следует остановиться на эрозии и коррозии в насосах.

Эрозия материала стенок канала, или механический процесс выщербливания стенок канала, является следствием процесса кавитации. На внутренней поверхности стенок лопаток и каналов образуются каверны и, следовательно, происходит механический процесс разрушения стенок. Поэтому нельзя допускать длительной работы насоса в кавитационном режиме.

Коррозия проточной части насосов может возникать при работе насосов на электролитах или агрессивных средах.

Детали и узлы проточной части насосов, работающих в контакте с агрессивными средами, изготавливают из коррозионностойких материалов (высоколегированных сталей, аустенитных хромоникелевых, с присадками кремния и молибдена, повышающими их коррозионную стойкость, а также из высоколегированных чугунов с присадками кремния, хрома, никеля и меди).

При любых неполадках насос останавливается, производится осмотр и устранение неисправностей.

7-17. ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Следует отметить, что правила техники безопасности регламентируются соответствующими инструкциями, указаниями, мероприятиями. Все они подробно рассматриваются в специальном курсе. Перечислим лишь необходимый минимум требований, выполнение которых обязательно для создания безопасных условий труда при обслуживании насосной установки.

На современной тепловой электрической станции основные насосные агрегаты обслуживает машинист, сдавший специальный экзамен на право обслуживания насосов. Лица, не имеющие удостоверения о сдаче такого экзамена, к работе с насосными установками не допускаются.

К насосу должен быть обеспечен свободный доступ для осмотра и обслуживания его. Движущиеся части установки необходимо оградить специальными съемными кожухами. Все углубления в помещении насосной станции, переходы и мостики должны иметь перила высотой не менее 1 м.

Перед пуском насоса машинист обязан убедиться в исправности оборудования и его соответствии инструкции по обслуживанию данного типа насосного оборудования.

Не допускается проводить никаких ремонтных работ на действующей насосной установке.

Освещение насосной станции должно быть достаточным для безопасного обслуживания агрегатов.

Должна быть предусмотрена защита от возможного воздействия электрического тока.

Примеры

Пример 7-1. Определить коэффициент быстроходности насоса, если объемная подача $Q=0,075$ м³/с, напор $H=1$ м.

Решение. Из формулы (7-20):

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{0,075}}{1^{3/4}} = n.$$

Часто коэффициентом быстроходности называют частоту вращения насоса, геометрически подобного данному, который при напоре 1 м подает 0,075 м³/с жидкости.

Пример 7-2. Объемная подача центробежного насоса $Q=54$ м³/ч. Показания манометра на нагнетательном патрубке и вакуумметра на всасывающем соответственно равны: $p_m=0,25$ МПа, $p_v=0,04$ МПа, расстояние по вертикали между точками присоединения манометра и вакуумметра $\Delta h=0,5$ м, диаметры патрубков одинаковы; к. п. д. насоса $\eta_n=0,65$. Определить мощность на валу насоса.

О т в е т: $N_n=6,8$ кВт.

Пример 7-3. Определить полезную мощность насоса по следующим данным: объемная подача насоса $Q=0,4$ м³/с, геодезическая высота всасывания $H_{г.вс}=4$ м, потери напора во всасывающей трубе $H_{п.вс}=0,5$ м, геодезическая высота нагнетания $H_{г.наг}=41$ м, потери напора в напорной трубе $H_{п.н}=5,5$ м, полный к. п. д. насоса $\eta_n=0,9$.

О т в е т: $N_{пол}=200$ кВт.

Пример 7-4. Определить мощность, потребляемую насосом, подающим $Q=20$ м³/ч воды на высоту $H=1000$ м. Полный к. п. д. насоса $\eta_n=0,8$.

О т в е т: $N=68$ кВт.

Пример 7-5. Объемная подача центробежного насоса $Q=360$ м³/ч при напоре $H=66$ м вод. ст., частоты вращения $n_1=960$ об/м, к. п. д. насосной установки с учетом всех потерь $\eta=0,65$.

Определить, какой мощности и с какой частотой вращения необходимо установить электрический двигатель для того, чтобы повысить объемную подачу насоса до $Q_2=520$ м³/ч. Определить также, как при этом изменится напор насоса.

О т в е т: $N_2=345$ кВт; $H_2=150$ м вод. ст.

Пример 7-6. Объемная подача центробежного питательного насоса $Q_1=200$ м³/ч, частота вращения $n_1=1450$ об/м, потребляемая мощность $N_1=135$ кВт, напор $H_1=140$ м вод. ст.

Определить объемную подачу насоса, развиваемый напор и потребляемую мощность, если частота вращения снижена до $n_2=960$ об/м.

О т в е т: $Q_2=132$ м³/ч; $H_2=61,5$ м вод. ст.; $N_2=39$ кВт.

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте схему и перечислите основные детали центробежного насоса.
2. Какое условие необходимо выполнить, чтобы центробежный насос мог работать?
3. Объясните принцип действия центробежного насоса.
4. По каким признакам классифицируются центробежные насосы?

5. Дайте определение абсолютной и относительной скорости жидкости в насосе.
6. Напишите выражение для окружной скорости жидкости на входе в рабочее колесо.
7. Напишите выражение для окружной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса.
8. Какие формы лопастей рабочего колеса различают в центробежных насосах?
9. Перечислите достоинства и недостатки различных форм лопастей колес центробежных насосов.
10. Каким образом учитывается конечное число лопастей в насосе?
11. Что характеризует гидравлический к. п. д.?
12. Как зависит напор, развиваемый насосом, от плотности перекачиваемой жидкости?
13. Как зависит давление, развиваемое насосом, от плотности перекачиваемой жидкости?
14. Дайте определение характеристики насоса.
15. Для какой формы лопасти напор не зависит от подачи?
16. Для какой формы лопасти теоретический напор линейно растёт с увеличением подачи?
17. Для какой формы лопасти теоретический напор уменьшается по линейному закону с ростом подачи?
18. Изобразите графически теоретическую характеристику насоса с учетом конечного числа лопастей.
19. Изобразите графически расчетную характеристику насоса с учетом потерь на трение в насосе.
20. Как можно построить характеристику центробежного насоса?
21. В чем заключается значение теории подобия применительно к проектированию центробежных насосов?
22. Перечислите условия, при которых справедлива теория подобия.
23. Дайте определение универсальной характеристики центробежного насоса.
24. Что понимается под коэффициентом быстроходности и для чего используется это понятие?
25. Как определяется всасывающая способность центробежных насосов?
26. Каковы последствия кавитации в насосах?
27. Что такое кавитационный запас?
28. Изобразите графически кавитационную характеристику насоса.
29. Какой кавитационный запас называется критическим?
30. Дайте определение первого и второго критических режимов.
31. Чем контролируются кавитационные условия работы насоса?
32. Изобразите схематически рабочее колесо насоса и поясните причины возникновения осевого давления.
33. Перечислите способы уменьшения осевого давления.
34. Какие преимущества имеет конструкция насоса двустороннего входа?
35. Перечислите преимущества и недостатки насосов секционного типа по сравнению со спиральными.
36. Какова цель пересчета рабочих характеристик насосов?

37. В чем смысл обрезки рабочих колес центробежных насосов?
38. В чем заключается регулирование работы насосов?
39. Какие два вида регулирования применяются наиболее широко?
40. Какие два вида регулирования применяются редко?
41. Чем вызывается необходимость параллельного включения насосов?
42. Чем вызывается необходимость последовательного включения насосов?
43. С какой целью строится суммарная характеристика насосов?
44. Перечислите последовательность операций при пуске центробежного насоса.
45. Какие работы выполняются при эксплуатации центробежных насосов?
46. Какие бывают остановки центробежных насосов и как они производятся?
47. Перечислите основные возможные неполадки в работе насоса и способы их устранения.
48. Перечислите основные правила техники безопасности при обслуживании центробежных насосов.

Глава восьмая

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКЦИИ И ПРИМЕНЕНИЕ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

Вихревой насос. Рабочим органом вихревого насоса является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками (рис. 8-1), помещенное в цилиндрический корпус с малыми торцовыми зазорами. В боковых и периферийных стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у всасывающего отверстия и кончающийся у нагнетательного. Канал прерывается перемычкой 4, служащей уплотнением между нагнетательной и всасывающей полостями. Жидкость поступает через всасывающий патрубок 5 в канал, прогоняется по нему рабочим колесом и уходит в нагнетательный патрубок 3.

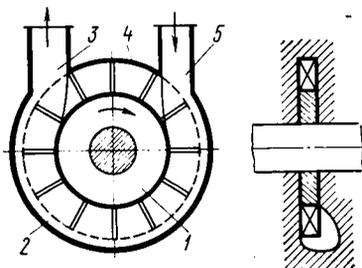


Рис. 8-1. Схема вихревого насоса закрытого типа.

Напор вихревого насоса в 3—7 раз больше, чем центробежного,

при тех же размерах и частоте вращения. Большинство вихревых насосов обладает самовсасывающей способностью, т. е. способностью при пуске «засосать» жидкость без предварительного заполнения жидкостью всасывающего трубопровода. Многие вихревые насосы способны работать на смеси жидкости и газа. Недостатком вихревого насоса является низкий к. п. д., не превышающий 45%. Наиболее распространенные конструкции имеют к. п. д. 35—38%. Низкий к. п. д. препятствует применению вихревого насоса при больших мощностях. Вихревые насосы изготовляют на подачу до 12 л/с. Напор вихревых насосов достигает 250 м, мощность доходит до 25 кВт, коэффициент быстроходности $n_s = 6 \div 40$. Частота вращения вихревого насоса, так же как и лопастного, ограничена только кавитационными явлениями. Следовательно, насос может непосредственно соединяться с электродвигателем. Вихревые насосы не пригодны для перекачивания жидкостей с большой вязкостью, так как при увеличении вязкости напор и к. п. д. резко падают. Вихревые насосы рекомендуется применять при

$$Re = \frac{Ru}{\nu} > 20\,000,$$

где R — радиус рабочего колеса; u — его окружная скорость.

Вихревые насосы непригодны также для подачи жидкостей, содержащих абразивные частицы, так как при этом быстро разрушаются и увеличиваются торцовые и радиальные зазоры, что приводит к значительному уменьшению подачи и к. п. д. насоса.

В настоящее время вихревые насосы получили широкое распространение. Они находят применение, когда требуется большой напор при малой подаче. Особенно перспективно их применение при перекачивании смеси жидкости и газа. В частности, они применяются для подачи легколетучих жидкостей (бензин, спирт и др.), жидкостей, насыщенных газами, сжиженных газов, кислот, щелочей и других химических, в том числе агрессивных, реагентов.

Вихревые насосы бывают закрытого и открытого типа. Насос, изображенный на рис. 8-1, закрытого типа. У таких насосов жидкость поступает из всасывающего патрубка 5 (см. рис. 8-1) непосредственно в канал 2.

У насосов открытого типа (рис. 8-2) жидкость из всасывающего патрубка 1 поступает в подвод 2, из которого через всасывающее окно 3 подводится к лопастям рабочего колеса 4 и, пройдя через рабочее колесо, поступает в канал 5. Далее жидкость прогоняется по каналу рабочим колесом и через напорное отверстие 8 уходит в отвод 6 и нагнетательный патрубок 7. Насос, изображенный на рис. 8-2, имеет открытый канал, который заканчивается напорным отверстием 8, расположенным на том же радиусе, что и канал.

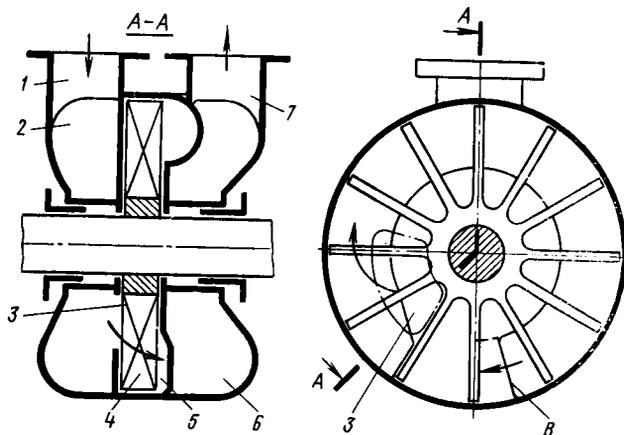


Рис. 8-2. Вихревой насос открытого типа с открытым каналом.

Зубчатые или шестеренные насосы. Такие насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления, причем наиболее распространенными являются насосы первого типа. Шестеренный насос состоит из пары сцепляющихся между собой шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус с каналами для подвода и отвода жидкости (рис. 8-3). При вращении шестерен жидкость, заключенная во впадинах зубьев, переносится в камеру нагнетания (отмеченную точечной штриховкой), которая образована корпусом насоса и зубьями a_1 , b_1 , b_2 и a_2 . Зубья a_1 и a_2 при вращении шестерен вытесняют больше жидкости, чем может поместиться в пространстве, освобождаемом зубьями b_1 и b_2 , находящимися в зацеплении. Разность объемов, опи-

сываемых этими двумя парами зубьев, вытесняется в нагнетательную линию насоса.

Шестеренные насосы отличаются простотой изготовления и надежностью в эксплуатации. Подача таких насосов доходит до $144 \text{ м}^3/\text{ч}$, а давление нагнетания составляет до $19,62 \text{ МПа}$. Объемный к. п. д. доведен до $0,95-0,96$, общий к. п. д. — до $0,87-0,9$.

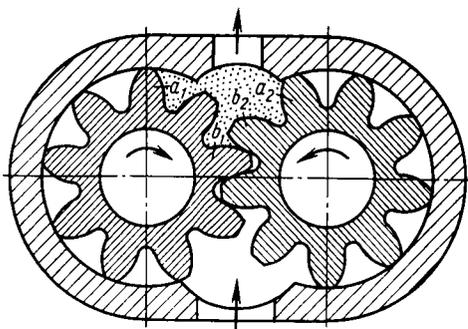


Рис. 8-3. Шестеренный насос.

Винтовые насосы. Жидкость подается путем выдавливания ее винтами (роторами с винтовой нарезкой). Винтовые насосы в настоящее время вытесняют шестеренные, так как они бесшумны в работе и имеют большую частоту вращения. Насосы могут быть одновинтовыми и многовинтовыми в зависимости от числа винтов.

На рис. 8-4 приведен разрез одновинтового насоса. Он состоит из корпуса 1, обоймы 2, винта 3, приводного вала 4, подшипников 5, уплотнения 6 и эксцентриковой муфты 7.

Центр сечения вала несколько сдвинут относительно оси вращения. При вращении винта в цилиндрической обойме, которая имеет профилированную внутреннюю винтовую поверхность, образуются замкнутые полости, заполняемые жидкостью. Создается непрерывное перемещение замкнутых полостей с находящейся в них жидкостью вдоль оси винта. Таким образом происходит перекачка жидкости винтовым насосом.

На рис. 8-5 показан трехвинтовой насос, который состоит из одного ведущего и трех ведомых винтов. Ведущий винт приводится во вращение от электродвигателя. Возникающее осевое давление воспринимается под-

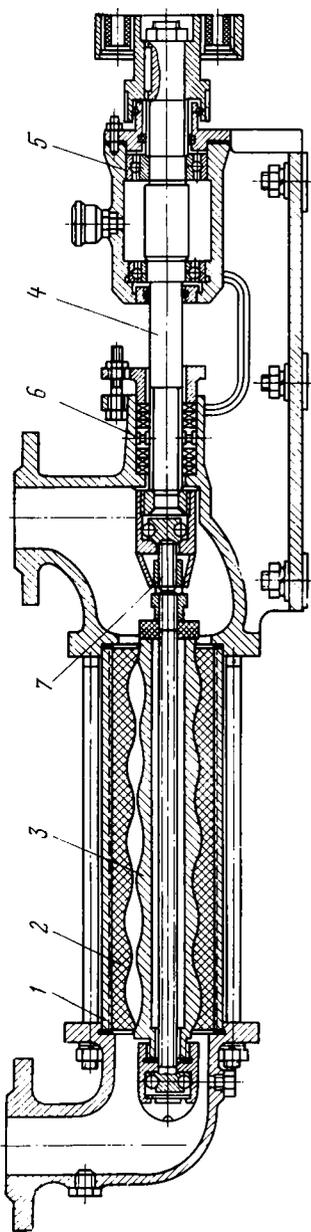


Рис. 8-4. Одновинтовой насос.

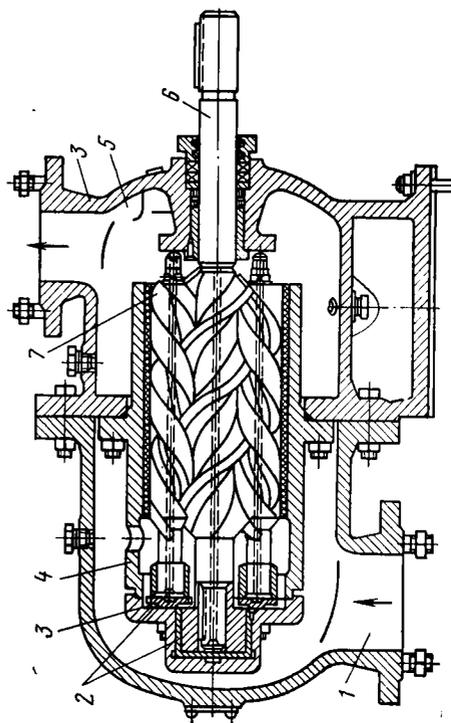


Рис. 8-5. Трехвинтовой насос.
 1 — камера всасывания; 2 — подпятники; 3 — корпус; 4 — обойма; 5 — камера нагнетания; 6 — ведущий винт; 7 — ведомые винты.

пятниками. При работе насоса жидкость захватывается ведомыми винтами из камеры всасывания, заполняет полости между нарезкой ведомых винтов и обоймой и подается в камеру нагнетания. Трехвинтовые насосы имеют подачу до 800 м³/ч и давление нагнетания до 24,5 МПа.

Струйные насосы имеют простую конструкцию, в которой отсутствуют какие-либо движущиеся части. Работа их основана на передаче энергии от рабочей жидкости к перекачиваемой.

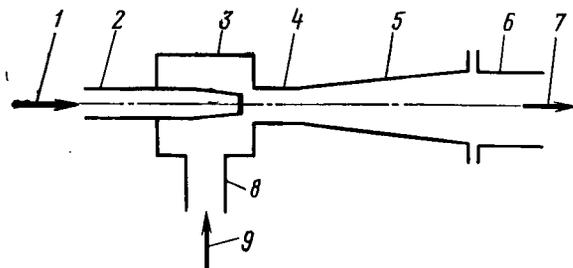


Рис. 8-6. Струйный насос.

1 — вход рабочей жидкости; 2 — сопло; 3 — камера всасывания; 4 — камера смешения; 5 — диффузор; 6 — нагнетательный трубопровод; 7 — выход смеси; 8 — всасывающий трубопровод; 9 — поступление перекачиваемой жидкости.

Рабочая жидкость (рис. 8-6) подается по трубе к соплу насоса, где вследствие сужения струи скорость ее увеличивается, а давление падает. Из сопла струя жидкости с пониженным давлением поступает в камеру всасывания. В камеру всасывания с пониженным давлением засасывается также перекачиваемая жидкость, которая увлекается в камеру смешения и далее в диффузор.

В камере смешения рабочая и перекачиваемая жидкость смешиваются и обмениваются энергией. При прохождении жидкости по диффузору происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную. Повышается давление жидкости.

Струйные насосы по виду рабочей и перекачиваемой жидкости могут быть жидкостно-жидкостными, газожидкостными и газовыми. Коэффициент полезного действия струйных насосов не превышает 0,3.

Поршневые насосы различаются по роду действия, устройству поршня, расположению цилиндров и способу соединения поршня с двигателем.

По роду действия: насосы одинарного (простого), двойного, тройного, четверного действия и дифференциальные.

По устройству поршня: собственно поршневые и плунжерные (скальчатые).

По расположению цилиндров: горизонтальные и вертикальные.

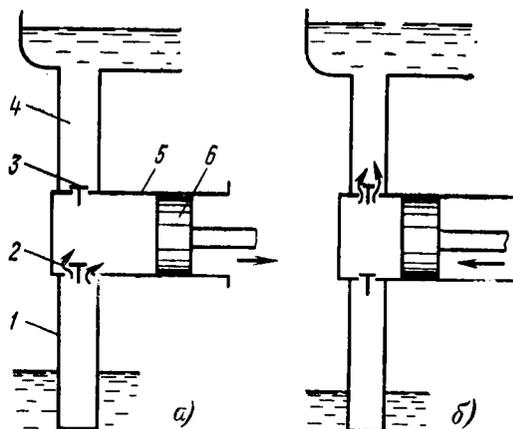


Рис. 8-7. Поршневой насос одинарного действия.

а — всасывание; *б* — нагнетание.

По способу соединения с двигателем: приводные и прямодействующие. В приводных насосах поршень соединен с двигателем посредством передачи. В прямодействующих насосах поршень непосредственно соединен со штоком двигателя (паровой машины).

Поршневой насос одинарного действия работает следующим образом. В цилиндре насоса поршень (или плунжер) совершает возвратно-поступательное движение (рис. 8-7). При движении поршня *б* слева направо в цилиндре *5* образуется разрежение, под действием которого жидкость из водоема поднимается по всасывающей трубе *1*, открывается всасывающий клапан *2* и

жидкость поступает в цилиндр насоса 5, заполняя пространство, освобожденное поршнем. Нагнетательный клапан 3 при этом закрыт и препятствует поступлению жидкости из напорного трубопровода 4 в цилиндр насоса. При обратном движении поршня (рис. 8-7,б) давление в цилиндре возрастает, в результате чего всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный открывается и жидкость вытесняется в нагнетательный трубо-

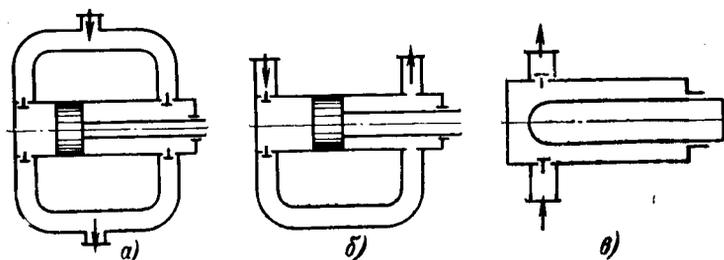


Рис. 8-8. Типы поршневых насосов.

а — двойного действия; *б* — дифференциальный; *в* — плунжерный.

провод 4. Таким образом, за один оборот вала двигателя (двойной ход поршня) в насосе происходит один раз всасывание и один раз нагнетание.

Недостатком поршневого насоса является неравномерность работы, так как при всасывании жидкость в нагнетательный трубопровод не поступает и двигатель насоса работает почти без нагрузки.

Насос двойного действия (рис. 8-8,а) отличается от насоса одинарного действия тем, что он имеет две пары клапанов. В то время как в одной половине насоса происходит нагнетание, в другой — всасывание. Это в значительной степени повышает равномерность работы насоса.

Насос тройного действия — три насоса одинарного действия, приводимые в движение от общего коленчатого вала. Насос четверного действия состоит из двух насосов двойного действия, приводимых в движение от общего коленчатого вала.

Дифференциальный насос (рис. 8-8,б) представляет собой по устройству промежуточную конструкцию между насосами одинарного и двойного действия. Напорный трубопровод, идущий от нагнетательного клапана, со-

единен в насосе с полостью цилиндра, в котором скользит поршень. Поэтому при всасывании, когда нагнетательный клапан закрыт, во второй полости цилиндра происходит вытеснение некоторого количества жидкости, определяемого разностью диаметров поршня и штока. При обратном движении поршня в напорный трубопровод попадает только часть жидкости, а другая часть за-

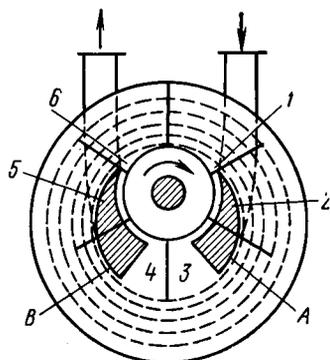


Рис. 8-9. Схема водокольцевого насоса.

1—3 — всасывающие камеры; 4—6 — нагнетательные камеры; А — входное отверстие; В — выходное отверстие.

полняет освободившееся при прямом ходе поршня пространство рабочей камеры. Если площадь сечения штока будет вдвое меньше, чем площадь поршня, то количество подаваемой жидкости за каждый ход поршня окажется равным.

В плунжерном насосе (рис. 8-8, в) вместо дискового поршня применен плунжер (скалка), имеющий форму цилиндра. Плунжер не соприкасается со стенками цилиндра насоса и поэтому цилиндр насоса не нуждается в обработке. Уплотнения зазора в месте выхода плун-

жера из цилиндра насоса достигают при помощи сальника, что значительно проще и надежнее, чем уплотнение поршня. Поэтому плунжерные насосы чаще всего применяют для получения высокого давления.

На рис. 8-9 представлена схема водокольцевого насоса. На вал насоса насажено звездообразное колесо, расположенное эксцентрично по отношению к цилиндрическому корпусу насоса. При таком расположении колеса жидкость касается его втулки. Камеры насоса разделяются на всасывающие и нагнетательные. При вращении колеса объемы всасывающих камер 1, 2 и 3 увеличиваются и в них создается пониженное давление. Вследствие этого из всасывающего трубопровода через серповидный вырез А в торцовой крышке корпуса поступает воздух.

Во второй половине окружности объемы нагнетательных камер 4, 5, 6 уменьшаются, происходит сжатие воздуха и он вытесняется через вырез В в нагнетатель-

ный трубопровод. Для работы насоса перед пуском он обязательно заливается жидкостью.

Контрольные вопросы

1. Нарисуйте схему и поясните принцип действия вихревого насоса.
2. Укажите преимущества и недостатки вихревых насосов.
3. Укажите области применения вихревых насосов.
4. Нарисуйте схему и объясните принцип действия шестеренного насоса.
5. Перечислите достоинства шестеренных насосов.
6. Каков принцип действия винтовых насосов?
7. В чем преимущества винтовых насосов по сравнению с шестеренными?
8. Изобразите схематически конструкцию струйного насоса и поясните принцип его действия.
9. Перечислите достоинства и недостатки струйных насосов.
10. По каким признакам различаются поршневые насосы?
11. Изобразите схему и поясните принцип действия поршневого насоса одинарного действия.
12. Укажите преимущества насосов двойного, тройного и четверного действия по сравнению с насосом одинарного действия.
13. Изобразите схематически конструкцию дифференциального поршневого насоса и объясните принцип его работы.
14. Каковы достоинства плунжерного насоса?
15. Изобразите схематически конструкцию водокольцевого насоса и поясните принцип его действия.

Глава девятая

НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

9-1. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС И ЕЕ НАСОСНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Принципиальная тепловая схема тепловой электрической станции (ТЭС) — это структурная схема электростанции, характеризующая процессы преобразования энергии пара и использования его тепла для выработки электрической и тепловой энергии¹.

Разберем принципиальную схему конденсационной электростанции (КЭС) с турбиной К-100-90, представленную на рис. 9-1.

Пар из котлоагрегата 1 по паропроводу свежего пара 2 поступает в турбину 3 и далее в конденсатор 4.

¹ Подробно тепловые схемы ТЭС рассматриваются в курсе «Тепловые электростанции».

Из конденсатора конденсат откачивается конденсатным насосом 5 и через подогреватели эжекторов ПЭ, сливной подогреватель СП и группу подогревателей низкого давления П1, П2, П3 поступает в деаэратор Д. После деаэрата питательный насос 6 подает питательную воду через группу подогревателей высокого давления П4, П5 в парогенератор. Конденсат греющего

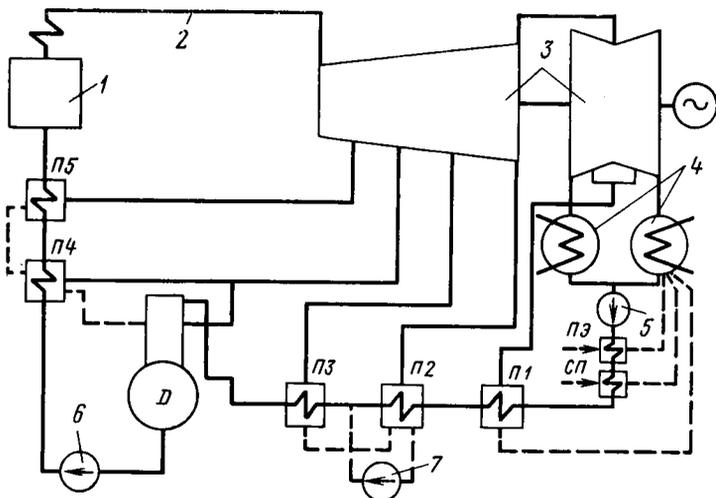


Рис. 9-1. Принципиальная схема КЭС с турбиной К-100-90.

пара из подогревателя П2 откачивается сливным насосом 7 в линию основного конденсата. Циркуляционная (охлаждающая) вода подается циркуляционными насосами (на схеме не показаны) в конденсатор 4.

Такая тепловая схема в значительной мере является типовой и принципиально не меняется при изменении начальных параметров пара и единичной мощности агрегата.

Насосное оборудование по установленной мощности, а также по сложности и многообразию конструкций занимает ведущее место среди вспомогательного оборудования ТЭС.

Для обеспечения полного энергетического цикла (котел — турбина — генератор и вспомогательное оборудование) используется около 20 различных видов насосов.

По назначению, характеру работы, роду перекачиваемой жидкости и параметрам на ТЭС используются центробежные, осевые, возвратно-поступательные, роторные и струйные насосы различной конструкции. Это центробежные насосы низкого, среднего, высокого давлений, одноступенчатые насосы с односторонним и двусторонним входом, многоступенчатые насосы для чистой воды, масла, мазута и т. д.

По своему назначению насосы ТЭС можно разделить на следующие группы.

1. Основные насосы, т. е. насосы, тесно связанные с работой основного эксплуатационного оборудования ТЭС и являющиеся поэтому особо ответственными механизмами: 1) питательные; 2) циркуляционные; 3) конденсатные; 4) вакуумные (воздушные); 5) сетевые; 6) маслонасосы систем смазки и регулирования турбины и генератора; 7) мазутные и другие топливные насосы, подающие топливо к форсункам котлов; 8) насосы охлаждения трансформаторов; 9) основные насосы химической водоочистки; 10) багерные насосы для удаления золы гидравлическим способом.

2. Насосы вспомогательных циклов работы: 1) испарительной установки; 2) подачи жидкого топлива к бакам хранения и рециркуляции; 3) промливневой и фекальной канализации; 4) масляного хозяйства; 5) дренажные насосы различного назначения; 6) вспомогательные насосы химической водоочистки, насосы-дозаторы; 7) технического водоснабжения.

3. Насосы специального назначения: 1) пожарные; 2) хозяйственные; 3) разные.

К наиболее ответственным насосам, непосредственно влияющим на надежность и экономичность работы электростанции, относятся питательные, конденсатные и циркуляционные.

Питательные насосы на современных мощных электростанциях приравниваются к основному тепломеханическому оборудованию, так как отключение питательного насоса приводит к снижению нагрузки основного оборудования или его полной остановке.

К насосному оборудованию предъявляются высокие требования по надежности, простоте в обслуживании и ремонте, по к. п. д., по высоте всасывания и продолжительности эксплуатации,

Таким образом, насосы для ТЭС должны:

- 1) удовлетворять требованиям надежности и долговечности в работе;
- 2) быть экономичными в эксплуатации;
- 3) быть удобными в монтаже и демонтаже;
- 4) обладать минимальным количеством деталей и обеспечивать их взаимозаменяемость;
- 5) иметь по возможности минимальный вес и габариты;
- 6) допускать в широком диапазоне изменение характеристик при изменении нагрузки агрегатов ТЭС;
- 7) работать с возможно меньшей величиной подпора;
- 8) обеспечивать надежную параллельную работу насосных агрегатов;
- 9) обеспечивать минимальное эксплуатационное обслуживание при высокой степени автоматизации и дистанционности контроля.

9-2. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ АГРЕГАТЫ ДЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДОКРИТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды (обычно после термического деаэратаора) в парогенератор. Как правило, это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с относительно высокой температурой (более 100°C).

На большинстве ТЭС Советского Союза в тепловой схеме (рис. 9-1) подогреватели низкого давления размещают между конденсатными насосами и деаэратором, а подогреватели высокого давления—за питательными насосами.

Конструкция питательных насосов должна отвечать следующим основным требованиям:

- 1) обеспечивать полную герметичность как внешне, так и внутреннюю;
- 2) предусматривать свободное температурное расширение отдельных узлов и деталей без нарушения их взаимной центровки;
- 3) обеспечивать динамическую устойчивость во всем диапазоне работы насоса;
- 4) обеспечивать удобство монтажа, ремонта и обслуживания;

5) обеспечивать длительную эксплуатацию (не менее 20 000 ч) без замены основных деталей и заметного ухудшения параметров;

6) вибрация на корпусах подшипников насоса не должна превышать 0,05 мм;

7) конструкция насоса должна предусматривать возможность автоматического управления, контроля, защиты и сигнализации.

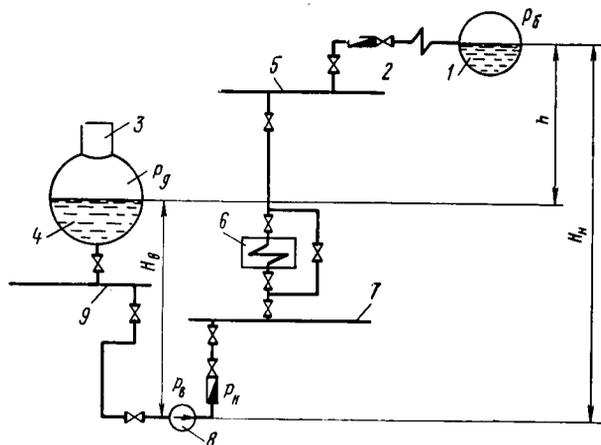


Рис. 9-2. Определение напора питательного насоса на электростанции с барабанными котлами.

1 — барабан; 2 — экономайзер; 3 — деаэратор; 4 — питательный бак; 5 — питательная магистраль; 6 — регенеративные подогреватели высокого давления; 7 — нагнетающий коллектор; 8 — питательный насос; 9 — всасывающий коллектор.

В комплект насосной установки на $p_n = 14,3$ МПа и выше входят кроме собственно насоса следующие узлы: электродвигатель; соединительная муфта; обратный клапан с запорным вентилем и дросселирующим устройством для линии рециркуляции; защитная сетка на входном трубопроводе; оборудование и арматура масляной установки; местные щиты с приборами автоматического управления, контроля, защиты и сигнализации; запасные части, а также гидромуфта (при поставке насоса для работы с регулированием частоты вращения).

Расчетный напор, создаваемый питательным насосом, можно определить по схеме, изображенной на рис. 9-2. Давление в выходном патрубке p_n питательного насоса при барабанных котлах складывается из наибольшего

возможного давления в барабане котла p_6 , из давления, необходимого для подъема воды от уровня оси насоса до уровня воды в барабане, и из суммы сопротивлений $\Sigma \Delta p_n$ в напорных трубопроводах, запорной и регулирующей арматуре, измерительных устройствах, подогревателях высокого давления и водяном экономайзере котла.

Таким образом, давление в выходном патрубке насоса для барабанных котлов будет, МПа:

$$p_n = p_6 + \frac{H_n \gamma_n}{1,02 \cdot 10^5} + \Sigma \Delta p_n, \quad (9-1)$$

где γ_n — средний удельный вес воды в напорных линиях, кг/м³.

Расчетное давление на входе в питательный насос p_v определяется давлением в деаэраторе p_d , высотой столба воды от уровня в деаэрационном баке до оси насоса и величиной гидравлического сопротивления всасывающих трубопроводов $\Delta p_{вс}$:

$$p_v = p_d + \frac{H_v \gamma_v}{10,2 \cdot 10^5} - \Delta p_{вс}. \quad (9-2a)$$

Повышение давления воды, создаваемое питательным насосом, составляет:

$$p_{п.н} = p_n - p_v = p_6 - p_d + \frac{H_n \gamma_n}{1,02 \cdot 10^5} - \frac{H_v \gamma_v}{10,2 \cdot 10^5} + \Delta p_d + \Delta p_{вс}. \quad (9-2b)$$

Приняв $\gamma_n = \gamma_v = \gamma$ и обозначив высоту подъема $h = H_n - H_v$, а суммарное сопротивление напорной и всасывающих линий $\Delta p = \Delta p_n - \Delta p_{вс}$, получим:

$$\Delta p_{п.н} = p_{6a} - p_d + \frac{h \gamma}{1,02 \cdot 10^5} + \Delta p. \quad (9-3)$$

В случае проточных котлов:

$$p_{п.н} = p_0 + \Delta p_{ка} - p_d + \frac{h \gamma}{1,02 \cdot 10^5} + \Delta p, \quad (9-4)$$

где p_0 — давление перегретого пара перед турбиной; $\Delta p_{ка}$ — гидравлическое сопротивление котлоагрегата и паропроводов.

Уравнения (9-3) и (9-4) представляют собой гидравлическую характеристику пароводяного тракта энергоблока котел — турбина.

Питательные насосы, используемые в теплоэнергетике, имеют две разновидности привода — электрический и турбопривод.

Питательные насосы с электроприводом — центробежные, горизонтальные, многоступенчатые насосные агрегаты с непосредственным приводом или через гидродинамическую муфту от электродвигателя с частотой вращения около 3000 об/мин.

Питательные насосы, предназначенные для питания водой парогенераторов с абсолютным давлением пара 13,7; 9,8; 3,92 МПа (соответственно 140, 100 и 40 кгс/см²), изготавливаются согласно ГОСТ 7363-65. Основные технические данные этих насосов приведены в табл. 9-1, рабочие характеристики ряда насосов — в прил. 4.

Таблица 9-1

Основные технические данные питательных насосов

| Типы насосов | Подача, м ³ /ч | Давление p_H | | Напор, м | К. п. д., % | Мощность, кВт | Температура воды, поступающей в насос, °С | Подпор на входе, м |
|--------------|---------------------------|---------------------|------|----------|-------------|---------------|---|--------------------|
| | | кгс/см ² | МПа | | | | | |
| ПЭ720-200 | 720 | 200 | 19,6 | 2190 | 80 | 4900 | 160 | 15 |
| ПЭ720-185 | 720 | 185 | 18,1 | 2030 | 80 | 4540 | 160 | 15 |
| ПЭ580-200 | 580 | 200 | 19,6 | 2190 | 78 | 4050 | 160 | 15 |
| ПЭ580-185 | 580 | 185 | 18,1 | 2030 | 78 | 3740 | 160 | 15 |
| ПЭ500-180 | 500 | 180 | 17,7 | 1975 | 78 | 3150 | 160 | 15 |
| ПЭ380-200 | 380 | 200 | 19,6 | 2190 | 77 | 2690 | 160 | 12 |
| ПЭ380-185 | 380 | 185 | 18,1 | 2030 | 77 | 2500 | 160 | 12 |
| ПЭ250-180 | 250 | 180 | 17,7 | 1975 | 75 | 1640 | 160 | 12 |
| ПЭ270-145 | 270 | 145 | 14,3 | 1580 | 74 | 1440 | 160 | 11 |
| ПЭ150-145 | 150 | 145 | 14,3 | 580 | 70 | 845 | 160 | 8 |
| ПЭ100-56 | 100 | 56 | 5,5 | 580 | 66 | 232 | 100 и | 4 |
| ПЭ150-56 | 150 | | | | 70 | 328 | | 5 |
| ПЭ65-56 | 65 | | | | 63 | 158 | | 4 |
| ПЭ35-56 | 35 | | | | 50 | 107 | | 3 |

В обозначении типоразмеров насосов буквы ПЭ означают: питательный насос с электродвигателем, цифры после тире — подача, м³/ч и давление p_H , создаваемое насосом в напорном патрубке, кгс/см² (без учета давления во входном патрубке).

Пример обозначения питательного насоса с подачей 500 м³/ч и давлением 180 кгс/см² (17,7 МПа): ПЭ500-180.

Согласно ГОСТ насосы, рассчитанные на $p_H = 145$ кгс/см² (14,3 МПа) и выше, должны поставляться

по требованию заказчика с гидромурфтой для плавного регулирования подачи от 30% до номинальной.

Питательные насосы должны допускать работу при закрытой напорной задвижке и перепуске воды до 30% номинальной подачи через линию рециркуляции.

Насосы должны иметь плавную постоянно падающую характеристику в интервале подач от 30% до номинальной.

Питательные насосы на $p_n=17,7$ МПа и выше должны допускать отбор воды до 10% подачи насоса с давлением 3,9—4,9 МПа.

9-3. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Рассмотрим конструкцию и общий вид питательного насоса ПЭ580-200 (рис. 9-3, 9-4).

Основные технические данные этих насосов представлены в табл. 9-2.

Таблица 9-2

Технические данные насосных установок
ПЭ580-185 и ПЭ580-200

| Параметры насоса | Тип насоса | |
|--|------------|-----------|
| | ПЭ580-185 | ПЭ580-200 |
| Подача, м ³ /ч | 580 | |
| Давление на выходе из насоса, МПа | 18,8 | 20,2 |
| Давление на входе в насос, МПа | 0,65 | |
| Частота вращения, об/мин | 2900 | |
| Мощность насоса, кВт | 3740 | 4050 |
| К. п. д. насоса, % | 78 | |
| Масса насоса, кг | 11 295 | |
| Температура питательной воды, °С | 160 | |
| Подпор на входе сверх упругости паров, м | 15 | |
| Число рабочих ступеней | 10 | 11 |

Насос ПЭ580-185(200) предназначен для питания водой стационарных парогенераторов ТЭС и представляет собой центробежный горизонтальный двухкорпусный секционный насос с гидравлической пятой, подшипниками скольжения, принудительной смазкой, концевыми уплотнениями щелевого типа, с подводом запирающего (уплотняющего) конденсата.

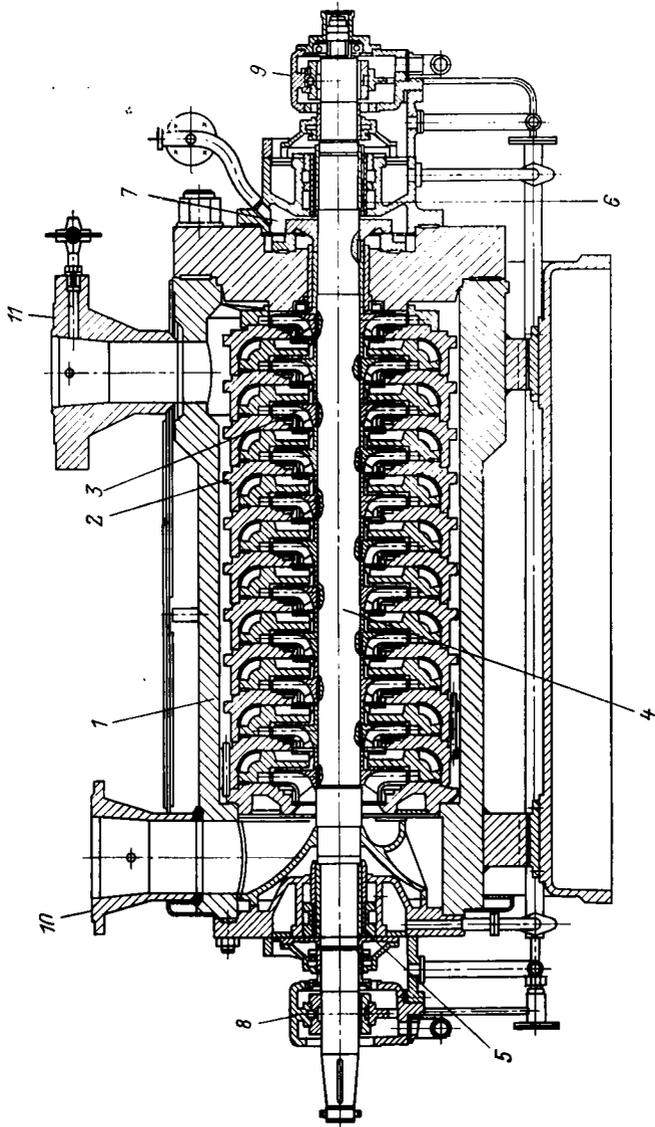


Рис. 9-3. Питательный насос ПЭ580-200 (продольный разрез).

1 — наружный корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — рабочее колесо; 4 — вал; 5 — переднее концевое уплотнение; 6 — заднее концевое уплотнение; 7 — камера гидропаты; 8 — передний подшипник; 9 — задний подшипник; 10 — входной патрубок; 11 — выходной патрубок.

Уплотнение рабочих колес для предотвращения протечек по валу осуществляется за счет металлического контакта по всей площади торцов ступиц. Рабочее колесо первой ступени имеет специальную конструкцию, обеспечивающую повышенную всасывающую способность. Уплотнения рабочих колес промежуточных ступеней двухщелевые с зубом, а для первой ступени — однощелевые гладкие. Межступенчатые уплотнения однощелевые ступенчатые.

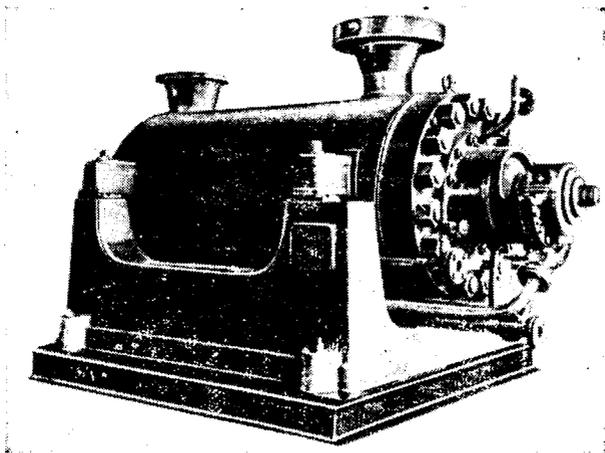


Рис. 9-4. Общий вид питательного насоса ПЭ580-200.

Между комплектом рабочих колес и торцом втулки гидروطы предусмотрен зазор (0,5—1 мм) для компенсации теплового расширения деталей ротора. Соединение секций внутреннего корпуса осуществляется на цилиндрических заточках при помощи шпилек. Уплотнение стыков секций достигается за счет металлического контакта уплотняющих поясков. В качестве дополнительной уплотнения устанавливаются кольца из термостойкой резины.

Питательная вода из деаэратора поступает во входной патрубке главного насоса. Пройдя через спиральный или кольцевой подвод, предназначенный для создания условий, наиболее благоприятных для обтекания потоком вращающегося вала, вода поступает в рабочее колесо первой ступени. В питательных насосах необхо-

можно получить максимальное приращение потенциальной энергии давления, поэтому жидкость после рабочего колеса поступает в лопаточный отвод, в диффузорных каналах которого происходит превращение части кинетической энергии в потенциальную. Затем вода поступает к рабочему колесу второй ступени. Вода движется по каналам проточной части с большими скоростями (40—60 м/с). Эти каналы, следовательно, должны иметь благоприятную в гидравлическом отношении форму и

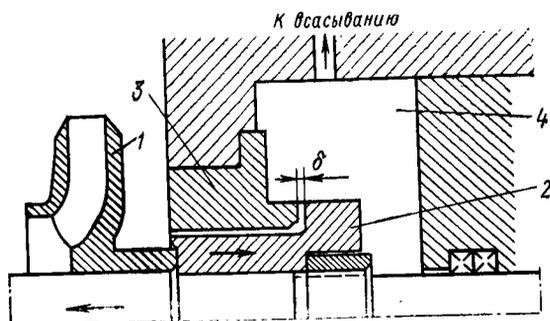


Рис. 9-5. Схема гидравлической пяты.

довольно высокую чистоту поверхности для уменьшения гидравлических потерь. Минувя последнюю ступень, вода поступает в пространство между наружным и внутренним корпусами, а оттуда в нагнетательный патрубок.

Для направленного теплового расширения в крышках насоса имеются продольные шпонки. Лапы крышки всасывания фиксируются на плите поперечными цилиндрическими штифтами. В крышках отлиты камеры для обеспечения равномерного прогрева верхней и нижней стержневых шпилек. Ротор насоса состоит из вала, комплекта рабочих колес, посаженных на вал по скользящей посадке, деталей гидравлической разгрузки, защитных втулок и зубчатой полумуфты. Все колеса, кроме первой ступени, имеют одинаковую проточную часть. Опорами ротора служат подшипники скольжения с цилиндрическими вкладышами.

Насосы ПЭ580-185(200) поставляются в комплекте с гидродинамическими муфтами типа МГ-5000.

При работе насоса на ротор действует осевое усилие, величина которого достигает нескольких десятков тонн.

Для уравнивания осевого усилия и снижения давления перед концевыми уплотнениями со стороны нагнетания предусматривается уравнивающий диск (гидравлическая пята).

На рис. 9-5 изображена схема гидравлической пяты. За рабочим колесом последней ступени 1 на валу закреплена пята 2. Между пятой 2 и неподвижной втулкой 3 корпуса насоса имеется осевой зазор δ .

Если ротор насоса сдвинется под влиянием осевой силы, например, влево, осевой зазор δ уменьшается, что влечет за собой уменьшение пропуска воды в разгрузочную камеру 4 и снижение давления в ней, что приводит к прекращению движения ротора влево.

Когда осевая сила ротора направлена вправо, осевой зазор начинает увеличиваться, в результате чего утечка в разгрузочную камеру увеличивается, давление в ней возрастает и дальнейшее продвижение ротора также прекращается.

Гидравлическая разгрузка является наиболее ответственным узлом насоса, определяющим его надежность. Поэтому при эксплуатации необходимо большое внимание уделять ее правильной работе.

Разгрузочный диск питательного насоса кованый из хромистой нержавеющей стали. Торцевая поверхность его имеет высокую твердость благодаря специальной термообработке. Диск посажен на вал по скользящей посадке и имеет собственный упор. Для предотвращения перетоков под разгрузочным диском предусмотрено уплотнение из термостойкой резины.

Ответственными узлами питательных насосов являются также концевые уплотнения, основное назначение которых заключается в предотвращении утечек питательной воды вдоль вала и охлаждение вала в районе подшипников насосного агрегата.

Концевое уплотнение, применяемое в питательных насосах, имеют две основные разновидности — щелевое и сальниковое.

Пример конструкции концевого уплотнения щелевого типа приведен на рис. 9-6. Корпус уплотнения представляет собой сварно-литую деталь из углеродистой стали, в которой имеются камеры подвода и отвода конденсата. Втулки из нержавеющей стали 2, устанавливаемые в корпусе 1, образуют с вращающимися рубашками вала 3 дросселирующие щели. Уплотнение между каме-

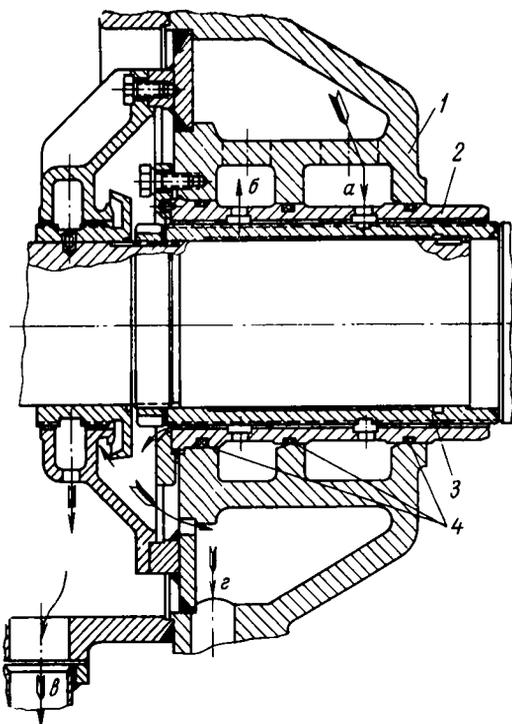


Рис. 9-6. Концевое уплотнение щелевого типа.
 а — подвод конденсата; б — к конденсатору; в — в сливную систему; з — в безнапорную емкость.

рами осуществляется кольцами из термостойкой резины 4.

Концевые уплотнения щелевого типа с подводом и отводом уплотняющего конденсата нашли широкое распространение в питательных насосах по следующим причинам:

- 1) они требуют меньшего ухода при эксплуатации, чем уплотнения с мягкой сальниковой набивкой;
- 2) долговечность работы концевых уплотнений щелевого типа практически равна долговечности основных деталей насоса;
- 3) щелевые уплотнения наиболее приемлемы для автоматизации работы насосного агрегата.

В насосах ПЭ430 и ПЭ500 вместо щелевых применены сальниковые уплотнения с мягкой набивкой (рис. 9-7).

Тонкостенные ребристые сальниковые коробки 1 устанавливаются в крышку всасывания и корпус заднего концевой уплотнения.

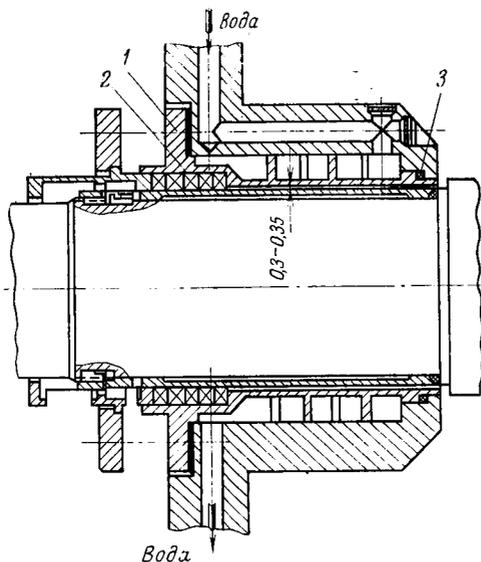


Рис. 9-7. Сальниковое уплотнение с мягкой набивкой.

Уплотнение сальниковой коробки осуществляется кольцом из термостойкой резины 3. По сверлениям в крышке всасывания и корпусе уплотнения подводится и отводится вода технического водопровода для охлаждения сальников.

Тип сальниковой набивки 2 определяется в зависимости от параметров воды в соответствии с ГОСТ 5152-66. Основные разновидности набивок приведены в табл. 9-3.

Насосы ПЭ580-185 (200) имеют постоянно падающую характеристику (рис. 9-8), что соответствует требованиям, предъявляемым к питательным насосам.

Гидродинамические муфты нашли широкое применение для регулирования частоты вращения насосов,

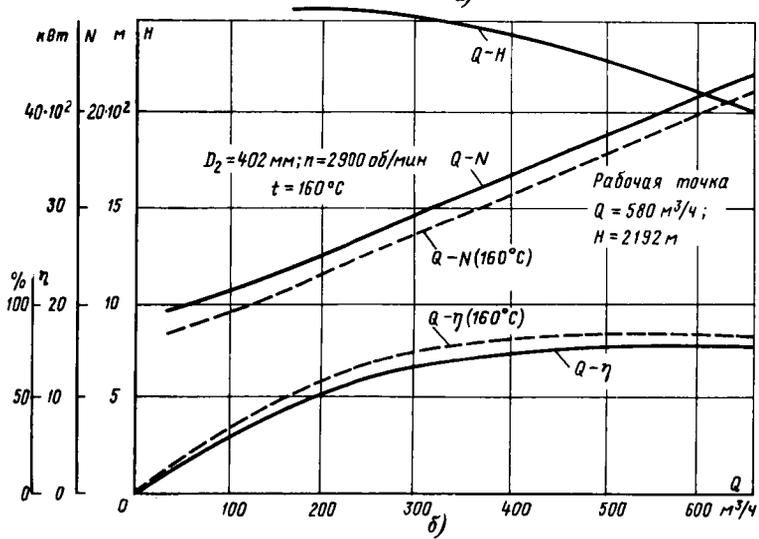
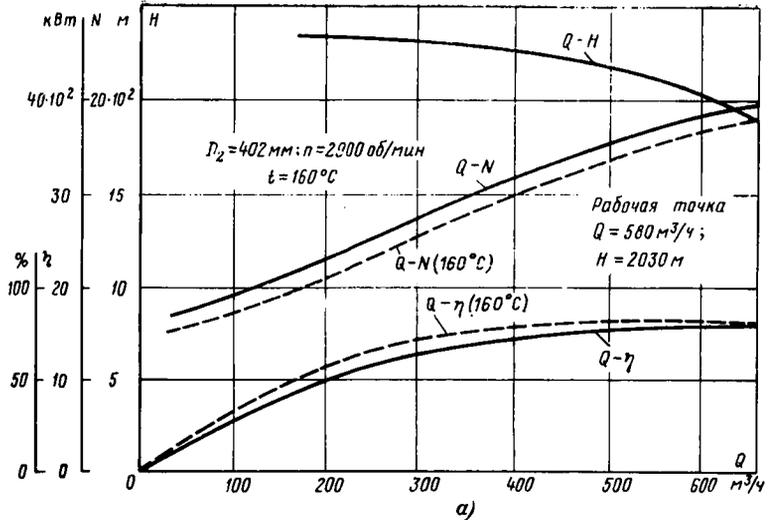


Рис. 9-8 Характеристики насосов ПЭ580-185 (а) и ПЭ580-200 (б).

Таблица 9-3

Разновидности набивок сальников

| Наименование набивок (типы и марки) | Предельное давле- ние, МПа | Предель- ная темпе- ратура, °С | Среда |
|--|-------------------------------|--------------------------------------|--|
| Асбестопроволочная (АПР) | 4,4 | 300 | Вода, нефтепродукты |
| Тальковая сухая (ТС) | 1 | 130 | Вода, пар |
| Асбестовая прорезиненная пропитанная (АПП) | 32 | 200 | Перегретая вода, пар, нефтепродукты |
| Асбестовая прорезиненная сухая (АПС) | 29 | 450 | Перегретая вода, пар, нефтепродукты |
| Асбестопроволочная про- резиненная, пропитан- ная (АПРПП) | 88 | 200 | Перегретая вода, пар, нефтепродукты |
| Асбестовая проклеенная с графитом (АГ-1) | 20 | 260 | Вода, пар |
| Асбестовая, пропитанная суспензией фтороплас- та-4 с тальком (АСТ) | 8 | 250 | Органические продук- ты |
| Прорезиненная асбесто- вая (ПА) | 10 | 400 | Перегретая вода, пар |

а следовательно, для изменения подачи при постоянной частоте вращения электродвигателя на энергоблоках мощностью 150 МВт и более. Гидромуфты повышают к. п. д. насосных агрегатов, так как потери мощности при регулировании подачи дросселированием всегда выше. Дополнительными преимуществами использования гидромуфт является увеличение долговечности насоса, арматуры и электродвигателя, а также сохранность регулирующих клапанов котла. Все это объясняется тем, что гидромуфта облегчает условия пуска питательной установки и возможность поддержания перепада давления на регулирующих клапанах питания парогенератора в оптимальных пределах.

Питательные насосы с давлением на напорной стороне менее 18 МПа имеют однокорпусное исполнение и частоту вращения около 3000 об/мин при непосредственном соединении с электродвигателем или через гидромуфту.

Основные технические данные гидромуфт питательных насосов даны в табл. 9-4.

Гидродинамическая муфта является промежуточным элементом насосного агрегата и предназначается для регулирования частоты вращения центробежных элек-

тронасосов в целях изменения их подачи и напора в соответствии с характеристикой сети. Для этого статическая регулировочная характеристика (зависимость давления, развиваемого насосом, от положения выходного элемента исполнительного механизма регулирую-

Таблица 9-4

Технические характеристики гидромуфт питательных насосов

| Параметры | Тип муфты | | | |
|---|-----------|---------|---------|--------------|
| | ГМ-580-2 | МГ-5000 | МГ-7000 | ЛМЗ-8000 кВт |
| Максимальная передаваемая мощность, кВт | 2000 | 5000 | 7000 | 8000 |
| Частота вращения ведущего вала, об/мин | 2980 | 2985 | 2970 | 2970 |
| Скольжение при номинальной мощности, % | 3 | 3 | 3 | 1,1—2 |
| Максимальное скольжение в зоне регулирования, % | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Расход масла, м ³ /ч | 25 | 42 | 70 | 70 |
| Масса, кг | 1500 | 2000 | 2100 | 2100 |

Примечание. Скольжение определяется по формуле $S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\%$.

щего органа гидромуфты) насосного агрегата с гидромуфтой должна быть прямолинейной в диапазоне изменения скольжения от 2 до 20%.

Рассмотрим конструкцию гидромуфт на примере гидромуфты ЛМЗ-8000 кВт (рис. 9-9). Основными элементами гидромуфты являются статор, ведущий и ведомый роторы. Статор представляет собой литой чугунный корпус с горизонтальным разъемом, с смонтированными в него двумя подшипниками. Передний подшипник ведущего ротора имеет самостоятельную крышку, а задние подшипники ведущего и ведомого роторов име-

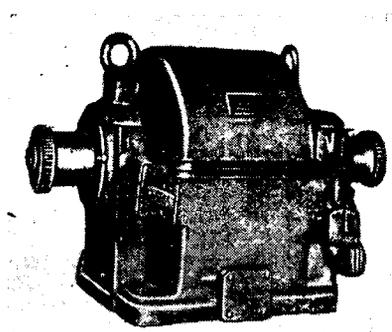


Рис. 9-9. Гидромуфта ЛМЗ-8000 кВт (общий вид).

ют общую крышку, образуя с нижней половиной корпуса камеру подвода масла в рабочие полости ротора гидромуфты. В нижней половине корпуса помещен маслосборный картер, предназначенный для предохранения стенок корпуса от омыwania потоками нагретого в гидромуфте масла и для уменьшения тепловых деформаций корпуса, которые могут вызвать расцентровку корпуса с остальными элементами агрегата. На разъеме нижней части корпуса на двух лапах подвешено маслосбросное кольцо, предназначенное для предохранения стенок корпуса и картера от эрозионного действия струй масла, для организации отвода потока масла, выброшенного ниппелями из рабочих полостей ротора гидромуфты. В нижней половине кольца имеются пазы и отверстия для слива масла в картер. Для направленного движения масла в маслосборном кольце установлены направляющие лопатки.

Регулирование работы гидромуфты производится изменением расхода подаваемого в нее масла. При стационарном режиме этот расход неизменен.

Регулирующее устройство, смонтированное на кронштейне корпуса гидромуфты и управляемое через колонку дистанционного управления, состоит из регулирующего клапана, получающего импульс от регулирующего устройства энергоблока. Ведущий (насосный) ротор гидромуфты (рис. 9-10) образован двумя коваными чащеобразными дисками (*I-II*), соединенными по наружному диаметру с помощью фланцев цилиндрической кованой проставкой 3. В торце вала *I* со стороны его крепления к диску *I* выполнено гнездо ведомого (турбинного) ротора, в котором монтируется наружная обойма роликового подшипника 4. Смазка этого подшипника осуществляется через отверстия, сообщающиеся с канавкой, выполненной в торце вала. Масло в этой канавке выдавливается через зазор между расточкой вкладыша и шейкой вала. Шейкой заднего подшипника ведущего ротора служит вал 5, прикрепленный к торцу диска *II*. Соединительная цилиндрическая проставка 3 ведущего ротора имеет шесть радиально расположенных отверстий, в которые вставляются полые стаканы 6, закрепляемые круглыми гайками 7. В боковую стенку стакана ввертывается ниппель 8 из нержавеющей стали. Выходные отверстия ниппелей направлены в сторону, противоположную направлению вращения ротора, что

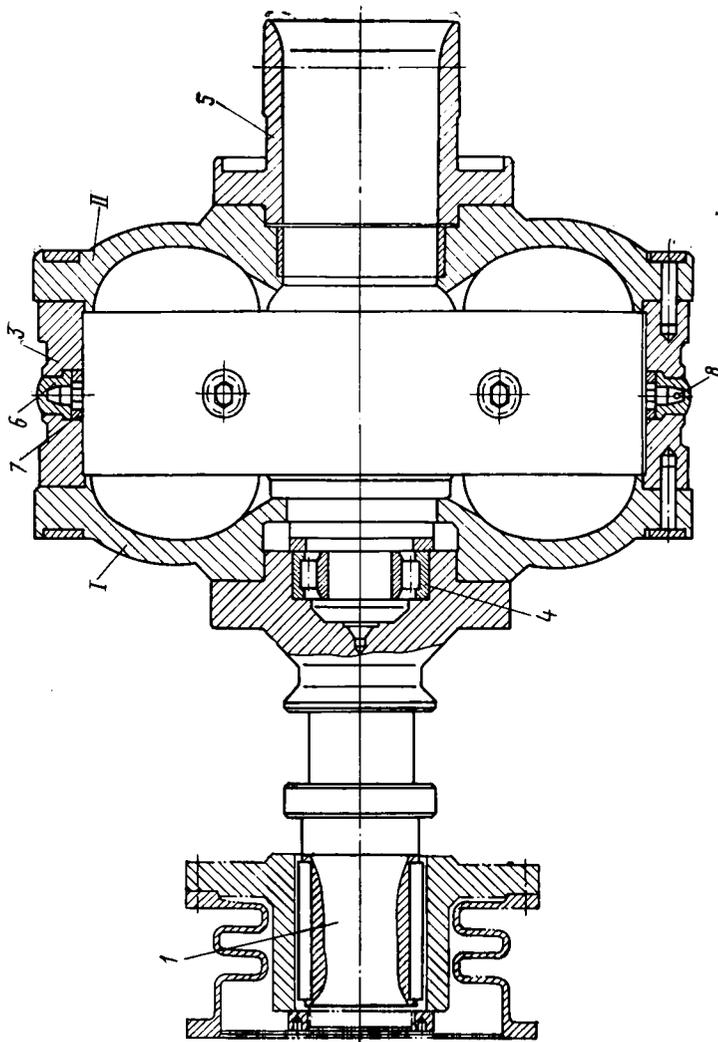


Рис. 9-10. Ведущий (насосный) ротор гидромффы.

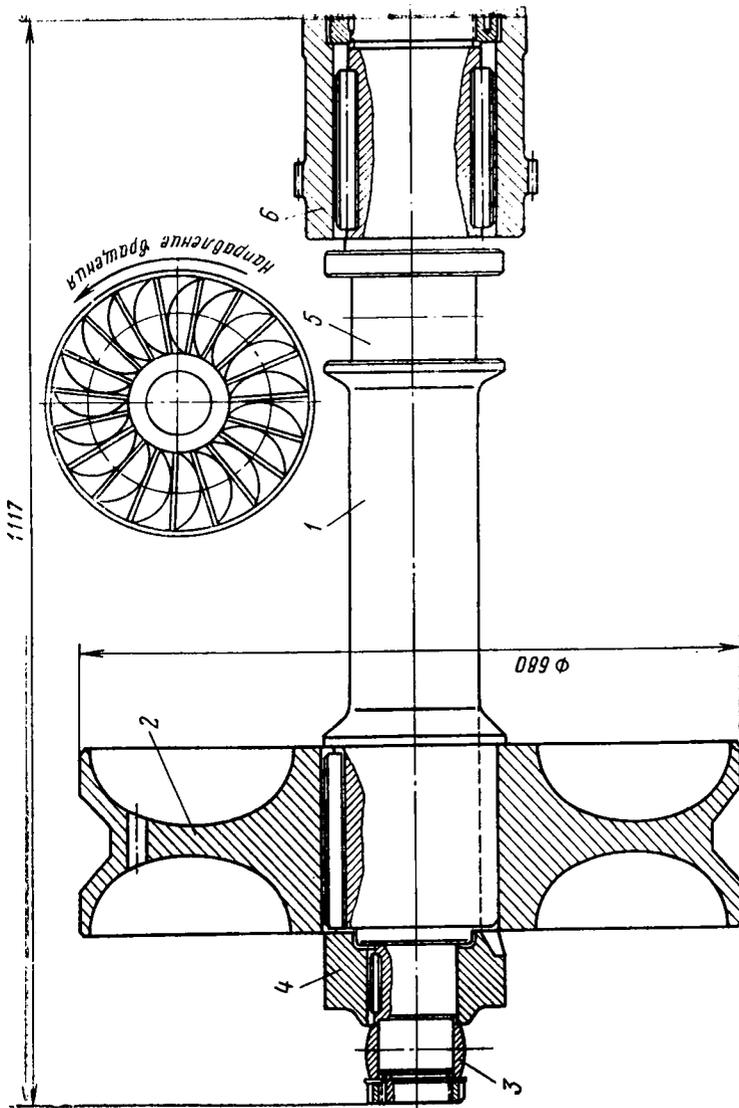


Рис. 9-11. Ведомый (турбинный) ротор гидромолы.

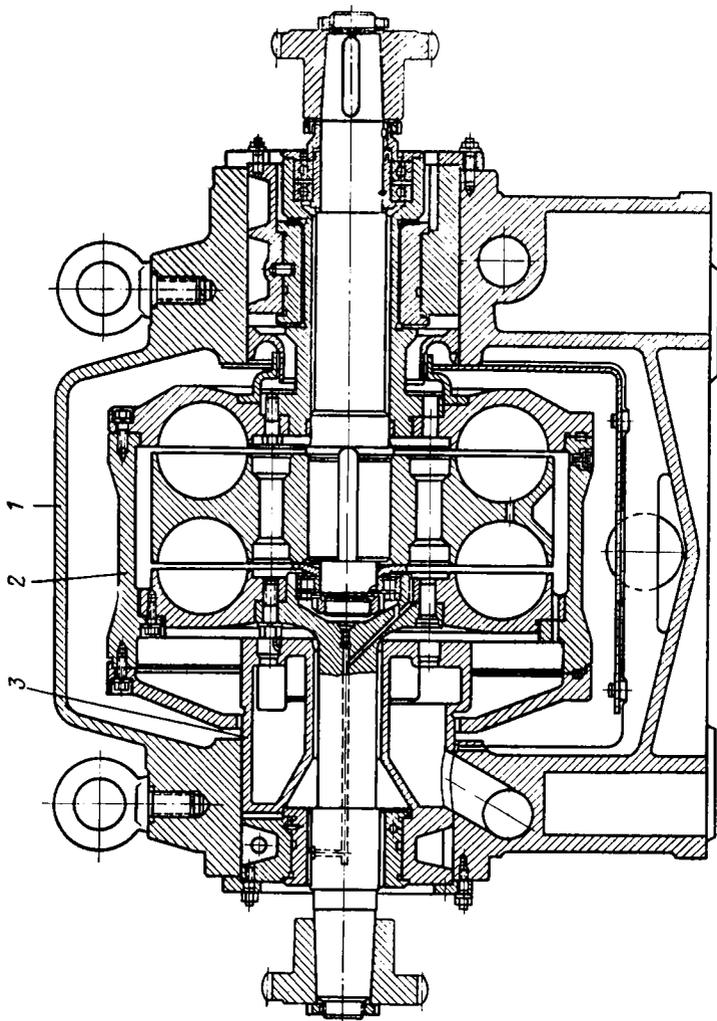


Рис. 9-12. Гидромуфта МГ-5000 питательного насосного агрегата.

позволяет использовать реактивное воздействие вытекающей струи масла при работе гидромуфты. Слив масла через ниппель обеспечивает его температуру на уровне 60—65°C.

Ведомый ротор гидромуфты (рис. 9-11) образован валом 1 с насаженным на него двусторонним турбинным диском 2, лопастная система которого выполнена аналогично насосным дискам. На передний конец ведомого вала насажена внутренняя обойма роликового подшипника 3 и уплотнительная втулка 4. С другой стороны вал имеет шейку 5 опорно-упорного подшипника скольжения и втулку зубчатой муфты 6 для соединения его с валом редуктора.

Приведенная схема регулирования работы гидромуфты носит название жиклерной.

Применяется также черпаковая схема регулирования, например, в гидромуфте МГ-5000 (рис. 9-12).

Вал электродвигателя посредством зубчатой муфты соединяется с ведущим (насосным), а вал насоса с ведомым (турбинным) ротором гидромуфты.

Насосное и турбинное колеса 2 изготавливаются из стальных поковок с приваренными прямыми радиальными лопатками. Насосный ротор на подшипниках с упором устанавливается в разъемный корпус 1. Турбинный ротор своими опорами имеет подшипник качения. Круг циркуляции гидромуфты через золотник и корпуса подшипников заполняется рабочей жидкостью — маслом от маслосистемы. Регулирование частоты вращения гидромуфты осуществляется изменением величины заполнения круга циркуляции, который через отверстия соединяется с дополнительным объемом, где формируется масляное кольцо. Изменение размера масляного кольца достигается черпаковым устройством, которое располагается в чугунном корпусе 3, установленном по плотной посадке в цилиндрической расточке корпуса.

Для предотвращения перегрева масла в круге циркуляции при нормальной работе гидромуфты на роторе установлены заглушки с отверстиями, заполненными легкоплавким металлом (сплав — 40% висмута и 60% олова). При температуре около 140°C металл расплавляется и гидромуфта опорожняется.

Схема механизма регулирования гидромуфты приведена на рис. 9-13. Черпак 1 имеет нарезанную зубча-

тую рейку и перемещается в направляющей бронзовой втулке зубчатым сектором механизма перемещения 2. Валик механизма перемещения 4 приводится в движение колонкой дистанционного управления (КДУ) посредством тяги 5. При помощи специального кулачка 3 одновременно приводится в движение валик поворотного золотника 8 через двухплечий рычаг 6 и тягу 9 с пружиной 7.

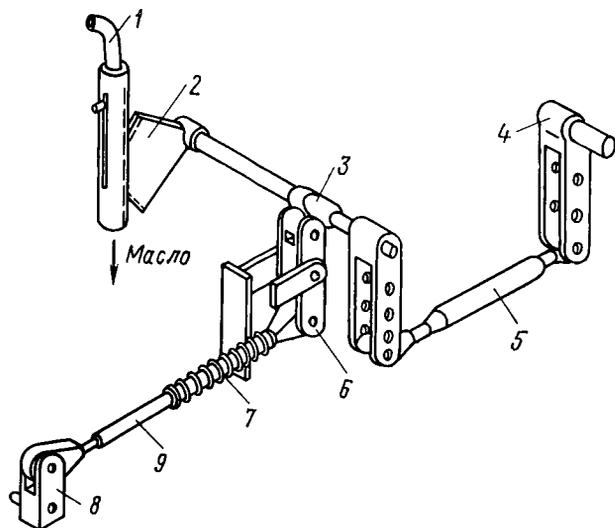


Рис. 9-13. Схема механизма регулирования гидромуфты.

Опорами ротора насоса являются подшипники скольжения с принудительной смазкой (рис. 9-14). Корпус 1 и крышки подшипников 2 чугуновые, вкладыши 5 стальные с баббитовой заливкой. Вкладыши высокооборотных насосов имеют сферическую посадку в корпусе, а у насосов с частотой вращения до 3000 об/мин — цилиндрическую. Положение подшипников на заводе-изготовителе фиксируется двумя призон-штифтами 3. Масло подается с двух сторон к середине вкладыша и сливается по краям.

Для контроля температуры вкладышей в корпусе подшипника установлены термометры сопротивления 6. Наличие смазки контролируется через смотровое окно 4.

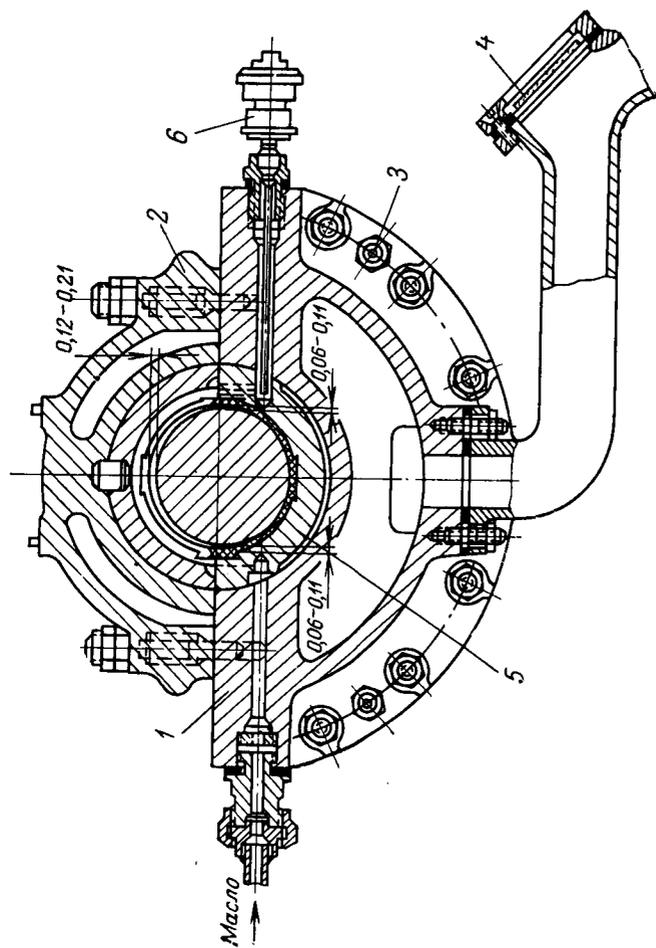


Рис. 9-14. Подшипник насоса.

9.4. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ ТЭС, РАБОТАЮЩИХ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРАХ ПАРА

В том случае, если мощность на валу питательного насоса превышает 8 тыс. кВт, в отечественной практике, как правило, применяются питательные насосы с турбинным приводом, который имеет следующие основные преимущества над электроприводом:

1) турбина приводится в действие паром, взятым из промежуточного отбора, что повышает экономичность блока;

2) увеличив частоту вращения, можно сократить количество ступеней и диаметры рабочих колес при данном напоре, а следовательно, избежать применения редуктора;

3) не требуется гидромурфта.

Такие насосы применяются главным образом в турбоустановках мощностью 300 МВт и выше. В турбоустановках до 200 МВт включительно преобладающее распространение получили питательные насосы с электроприводом.

Насосы с электроприводом получили также широкое распространение в качестве пускорезервных, т. е. обеспечивающих пусковые операции и нагружение энергоблока до 50—60% номинальной нагрузки, а также удержание нагрузки энергоблока на указанном уровне при выходе из строя главного питательного насоса с турбоприводом.

Характерной особенностью схем энергоблоков мощностью 300 МВт и более является разделение питательных насосов на основные и бустерные.

Установка бустерного насоса диктуется следующими причинами. При увеличении мощности турбин увеличивается и подача применяемых насосов. Но с увеличением частоты вращения насоса и его подачи повышается требуемый подпор на всасывающей стороне, если одновременно не снижать частоту вращения ротора. Снижение же частоты вращения уменьшает напор, развиваемый ступенью насоса по квадратичной зависимости, и увеличивает количество ступеней. Это делает насос более тяжелым, дорогим и крупногабаритным (особенно для высоконапорных насосов). Для того чтобы избежать утяжеления насоса, его как бы разделяют на два: первый, бустерный — имеет малую частоту вращения и

не требует большого подпора, а второй, основной — выполняется высокооборотным, а следовательно, более компактным, что возможно благодаря подпору, создаваемому бустерным насосом. Таким образом, конструктивные соображения вынудили ограничить число ступеней насоса и сделать его высокооборотным. Последнее в свою очередь привело к сооружению бустерного насоса.

Таблица 9-5

Основные виды питательных насосов, применяемых на мощных ТЭС

| Вид насоса или привода | К-300-240 (ХТГЭ) | К-300-240 (ЛМЗ) | К-500 (ХТГЭ) | К-800 |
|---------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------|-------------|
| Пускорезервный насос | ПЭ600-300 | СВПЭ320-550 или ПЭ600-300 | — | — |
| Бустерный насос | 12ПД-8 | 12ПД-8 | ПД1600-180 | ПД1600-180 |
| Главный насос (с турбоприводом) | ОСПТ1150 или ПН1135-340 | СВПТ340-1000 или ПН1135-340 | ПТН1500-350 | ПТН1500-350 |
| Турбопривод | ОР12ПМ | ОР12ПМ | ОК18ПУ-500 | ОК18ПУ-800 |

В табл. 9-5 приведены основные виды питательных насосов, применяемых на отечественных энергоблоках мощностью 300, 500 и 800 МВт.

Рассмотрим конструктивные особенности питательных насосных агрегатов энергоблоков, работающих на сверхкритических параметрах пара на примере турбоустановки К-300-240 (ЛМЗ).

Питательная установка такого энергоблока состоит из следующего оборудования:

1) пускорезервный питательный электронасосный агрегат СВПЭ320-550;

2) главный питательный турбонасосный агрегат СВПТ340-1000;

3) бустерные насосы типа 12ПД-8 (3 шт.).

Основные технические данные главного питательного насоса СВПТ340-1000:

Подача 3040 т/ч
 Давление на выходе насоса 33,3 МПа (340 кгс/см²)
 Давление на входе в насос 2,0 МПа (20 кгс/см²)
 Температура перекачиваемого конденсата 170°С

| | |
|--|-------------|
| Частота вращения ротора | 6000 об/мин |
| Мощность насоса | 12,500 кВт |
| Коэффициент полезного действия | 0,80 |
| Масса насоса | 22 т |

Насос центробежного типа с шестью ступенями изо-бражен на рис. 9-15.

Корпус насоса выполнен двойным для обеспечения его высокой надежности и полной герметичности в усло-виях работы при высоких параметрах перекачиваемой воды.

Внутренний корпус 3 кованный, сварной, разъемный в горизонтальной плоскости. В него закладываются литые фрезерованные направляющие аппараты. Ротор насоса представляет собой кованный вал с насаженны-ми литыми рабочими колесами. Концевые уплотнения щелевого типа без сальников обеспечивают одновремен-но охлаждение концевых участков вала уплотняющих холодным конденсатом ($p=2,5$ МПа).

Осевое усилие в насосе полностью уравновешивается разностью давлений по обеим сторонам разгрузочного диска. Контроль осевого сдвига ротора осуществляется электрическим индикатором.

Регулирование объемной подачи насоса обеспечи-вается системой регулирования — приводной турбиной типа ОР-12ПМ. Смазка подшипников насоса осуществляют-ся маслом, поступающим из системы смазки турбины К-300-240 при давлении 0,15—0,17 МПа. Слив масла от подшипников осуществляется в масляный бак этой тур-бины.

Конструкцией насоса предусмотрен отбор питатель-ной воды после первой ступени в количестве 100 т/ч при давлении около 7,0 МПа для впрыска в промежу-точный пароперегреватель.

Цилиндрическая часть кованого внешнего корпуса со стороны нагнетания закрыта кованой крышкой. Крышкой цилиндра со стороны всасывания служит присоединяемый круглым фланцем корпус переднего уплотнения.

Корпус заднего уплотнения 6 присоединяется круг-лым фланцем к крышке цилиндра со стороны нагнета-ния.

Всасывающий и напорный патрубки цилиндра на-правлены вниз.

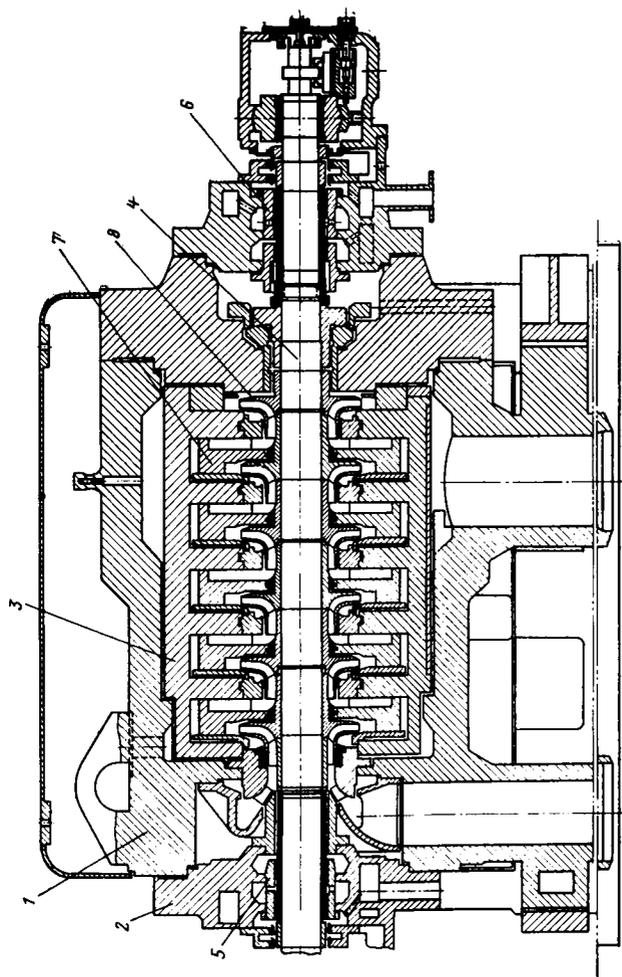


Рис. 9-15. Главный питательный турбонасос СВПТ340-1000.

1 — внешний корпус; 2 — крышка; 3 — внутренний корпус; 4 — ротор насоса; 5 — переднее концевое уплотнение; 6 — заднее концевое уплотнение; 7 — направляющие аппараты; 8 — рабочие колеса.

Турбина типа ОР-12ПМ предназначена для привода главного питательного насоса и представляет собой агрегат активного типа с противоаварийным. Основные параметры турбопривода:

| | |
|--|-------------|
| Номинальная мощность | 12 500 кВт |
| Номинальная частота вращения | 6000 об/мин |
| Номинальные параметры пара перед стопорным клапаном: | |
| давление | 1,4 МПа |
| температура | 450°С |
| Номинальное противоаварийное | 0,23 МПа |
| Общая масса турбины | 12,5 т |

Турбина имеет систему парораспределения с рычажным приводом и проточную часть, состоящую из семи ступеней давления (рис. 9-16).

Клапаны парораспределения размещены в двух клапанных коробках. Стопорный клапан расположен отдельно от турбины. Первая ступень давления состоит из сегмента сопла 5 и одноветочного рабочего колеса 6, остальные ступени — из диафрагмы 7 и одноветочного рабочего колеса на ступень.

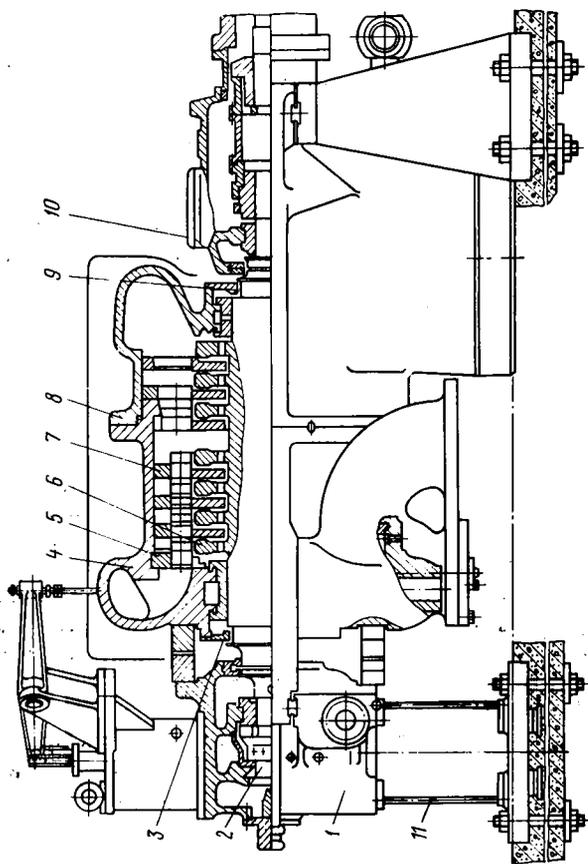
Сегмент сопла и все диафрагмы проточной части стальные, сварной конструкции, выполненные из двух половин с полным подводом пара. Направляющие лопатки всех диафрагм и сопла изготовлены из нержавеющей стали.

Передняя и задняя стороны проточной части в местах выхода концов вала ротора из корпуса турбины имеют переднее 3 и заднее 9 лабиринтовые уплотнения, обоймы которых (из двух половин) установлены в расточку корпуса турбины. Ротор 2 турбины цельнокованый, жесткий. Все диски ротора откованы заодно с валом. На валу между дисками ротора выполнены проточки под диафрагменные лабиринтовые уплотнения. На переднем конце вала ротора заодно с ним выполнено рабочее колесо масляного насоса-регулятора. На заднем конце вала ротора насажена зубчатая полумуфта для соединения с полумуфтой ротора питательного насоса.

Турбина передней частью опирается на переднюю фундаментную плиту через гибкие опоры, установленные под корпусом переднего подшипника 1, а лапами выхлопной части корпуса опирается непосредственно на заднюю фундаментную плиту.

Рис. 9-16. Турбина паровая типа ОР-12П (продольный разрез).

1 — корпус переднего подшипника; 2 — ротор; 3 — уплотнение переднее; 4 — корпус турбины (передняя часть); 5 — сегмент сопла; 6 — одновентное рабочее колесо 1-й ступени; 7 — диафрагма; 8 — корпус выходной части турбины; 9 — уплотнение заднее; 10 — крышка; 11 — гибкая опора.



Характеристики насосных агрегатов СВПТ340-1000 и СВПЭ320-550 представлены на рис. 9-17.

Пускорезервный питательный электронасосный агрегат СВПЭ320-550 обеспечивает пуск и нагружение энергоблока до 50% номинальной нагрузки. Он приводится в действие асинхронным электродвигателем

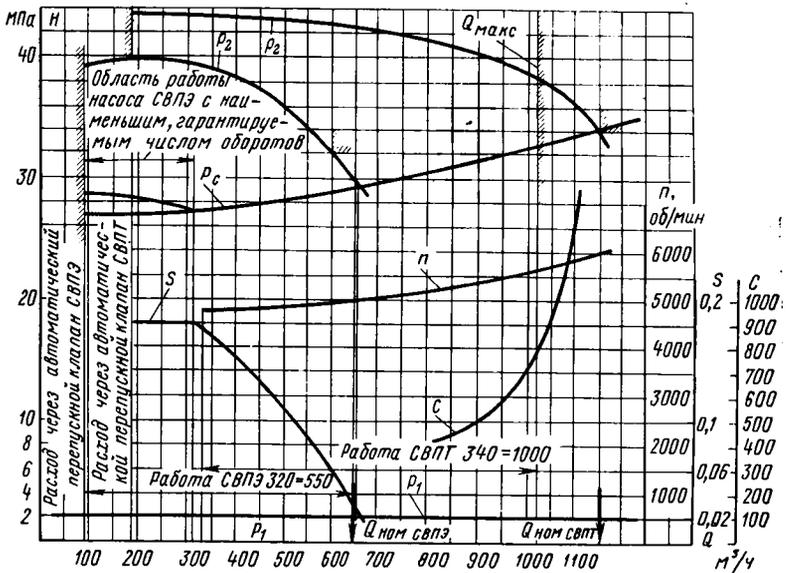


Рис. 9-17. Характеристики насосных агрегатов СВПТ 340-1000 и СВПЭ 320-550.

AV8000/6000 через гидромufту с жиклерным регулированием и повысительный зубчатый редуктор. Насос выполнен конструктивно, так же как главный насос СВПТ340-1000.

Основные технические данные пускорезервного агрегата: подача 550 т/ч; давление на выходе насоса 31,4 МПа (320 кгс/см²); давление на входе в насос 2 МПа (20 кгс/см²); температура перекачиваемого конденсата 170°C; частота вращения 7500 об/м; мощность насоса 6300 кВт; к. п. д. 0,78; масса насоса 13,2 т.

Ускоряющий редуктор имеет следующие характеристики: частота вращения высокооборотного вала

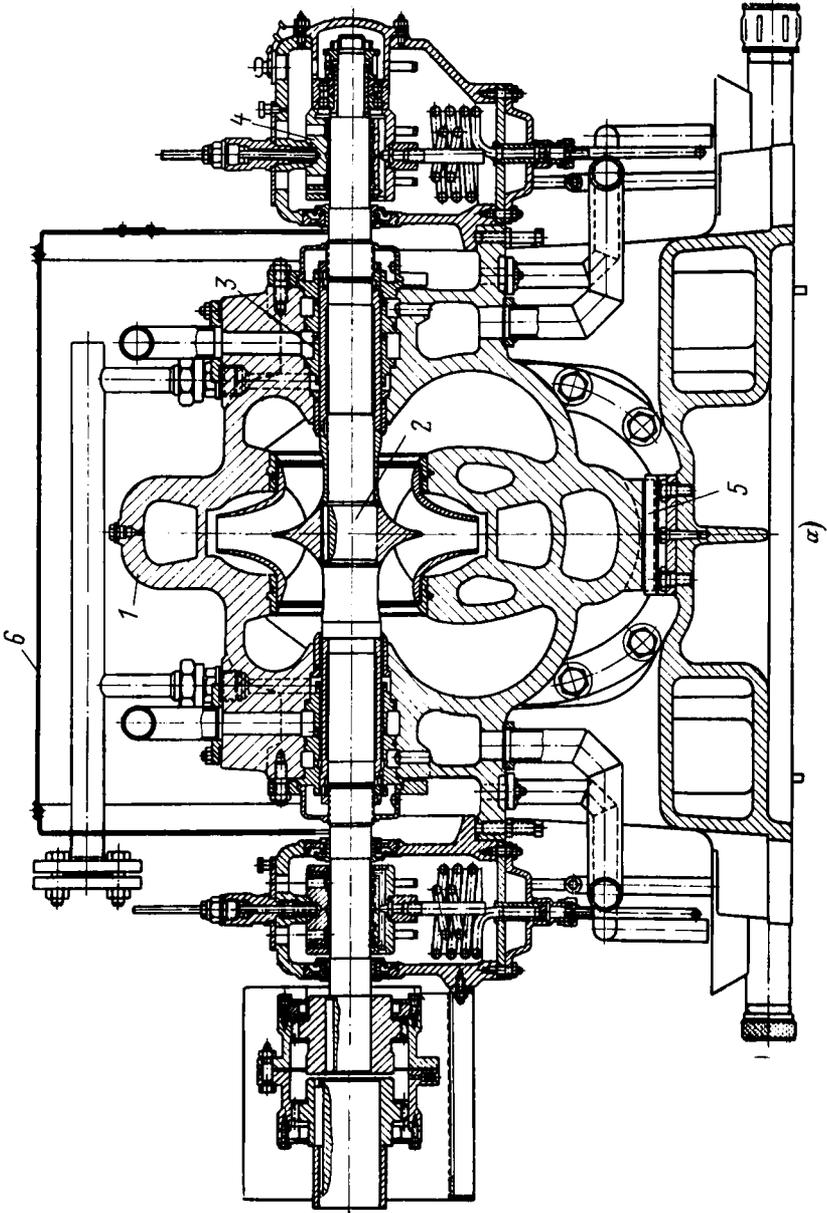
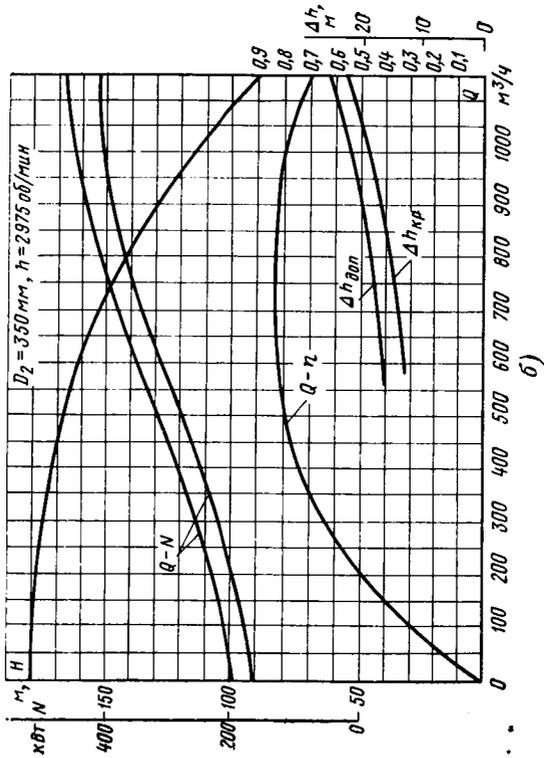


Рис. 9-18. Насос 12ПД-8:

a — общий вид. 1 — корпус; 2 — вал; 3 — уплотнение вала; 4 — подшипник; 5 — направляющая шпонка; 6 — кожух. б — характеристистика.



7500 об/м; передаваемая мощность 8000 кВт; передаточное отношение 2,58; к. п. д. 0,97.

Гидромуфта с жиклерным регулированием типа ЛМЗ-8000 кВт: частота вращения ведущего вала 2970 об/м; передаваемая мощность (наибольшая) 8000 кВт; скольжение по номинальному режиму 2—3%; максимальное скольжение 15—18%; к. п. д. 0,95; расход масла на гидромуфту 80 м³/ч;

Питательные насосы СВПТ340-1000 и СВПЭ320-550 изготавливаются на Ленинградском металлическом заводе (ЛМЗ). В тепловой схеме энергоблока 300 МВт с турбиной К-300-240 ХТГЗ в качестве главного насоса используется насос ОСПТ-1150 завода «Экономайзер», а пускорезервного — насос ПЭ600-300 Сумского насосного завода (СНЗ).

Бустерный насос 12ПД-8 представляет собой горизонтальный одноступенчатый центробежный насос двустороннего выхода с электродвигателем АЗ-500/6000. Его основные технические данные: подача 650 м³/ч; напор 1,55 МПа (15,8 кг/см²); давление на вход в насос 0,76 МПа (7,8 кг/см²); температура воды 165°C; частота вращения 2975 об/м; к. п. д. 0,76; мощность 350 кВт; масса 1780 кг.

Общий вид насоса и техническая характеристика показаны на рис. 9-18, а, б.

9.5. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

В связи с тем, что питательные насосы являются таким же основным оборудованием мощных блочных электростанций, как парогенераторы и турбоагрегаты, конструкция их должна обеспечивать длительный срок службы в условиях частых пусков и переменных нагрузок блока ТЭС.

Наиболее распространенными нестационарными режимами работы питательных насосов являются: пуск из холодного и неостывшего состояний; работа в режиме холостого хода; снижение давления на стороне всасывания насоса.

Холодный пуск насоса. Под холодным пуском понимают введение питательного насоса в работу в короткий промежуток времени, причем до пуска насос находился в резерве, в холодном состоянии.

Горячая вода, поступающая в насос, быстро прогревает его детали, находящиеся в непосредственном соприкосновении с перекачиваемой средой. Таким образом, при расчете и конструировании питательных насосов учитывается возможность колебаний температуры питательной воды.

Работа насоса в режиме холостого хода. При пуске и отключении насоса, а также в процессе работы, требующей кратковременного режима при закрытой задвижке, насос сильно разогревается. Мощность при нулевой подаче не падает до нуля, а составляет приблизительно 30—40% номинальной мощности. Эта энергия превращается в тепловую.

Вызванное этим повышение температуры может очень быстро достигнуть недопустимо высоких величин. Как следствие может произойти «запаривание» насоса, при котором нарушается устойчивая его работа, происходит повреждение рабочих колес, подшипников и разгрузочного устройства.

Чтобы избежать аварии, предусматривается защита холостого хода. При достижении минимально допустимой подачи включается клапан холостого хода (автоматической разгрузки), через насос пропускается необходимое количество жидкости, которая поступает в деаэра-тор.

Минимально необходимая подача жидкости обеспечивается установкой линии рециркуляции. На рис. 9-19 показана схема автоматического клапана, установленного за насосом в напорном трубопроводе. В корпусе клапана имеется собственно клапан 1 в двух втулках 2, запрессованных в корпусе. Поток воды, идущим из насоса, клапан поднимается вверх, обеспечивая нормальное рабочее состояние насоса. Соединительная тяга 3 снабжена вилкой, охватывающей клапан на

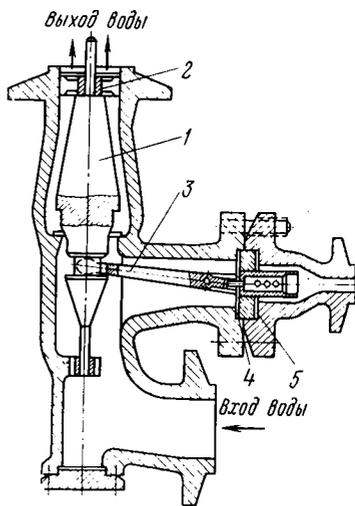


Рис. 9-19. Схема автоматического перепускного клапана.

одном конце, и золотником 4 на другом. Когда клапан отжат вверх, тяга занимает положение, при котором золотник закрывает отверстие дроссельной шайбы 5 и препятствует потоку воды через рециркуляционную линию. Когда количество подаваемой насосом питательной воды уменьшится настолько, что подъемная сила, создаваемая потоком, станет меньше веса клапана, последний опустится, при этом золотник откроет отверстие дроссельной шайбы 5 и вода будет перетекать через трубопровод рециркуляционной линии.

Снижение давления на входе в насос. Падение давления на входе питательного насоса может подвергать опасности насос, так как во входной воронке рабочего колеса первой ступени может образоваться пар. Если пара образуется много, это может вызвать «запаривание» насоса и прекращение подачи воды. Чтобы избежать запаривания питательного насоса, рассчитывают допустимую максимальную скорость снижения давления в деаэраторе, а следовательно, и на входе в насос.

9-6. АВТОМАТИКА, ЗАЩИТА И СИГНАЛИЗАЦИЯ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Питательные насосные установки поставляются с комплектом щитов аппаратуры автоматики, предназначенной для управления, контроля, защиты и сигнализации. Щиты устанавливаются в непосредственной близости от насосов, датчики — в местах контроля.

На современных питательных насосах система автоматики предусматривает защиту агрегата в следующих случаях:

- 1) при снижении давления масла в системе смазки;
- 2) при снижении давления в выходном патрубке;
- 3) при повышении разности температур воды в перепускной трубе за гидронятой и на всасывающей стороне насоса выше допустимой величины;
- 4) при снижении расхода охлаждающего конденсата через ротор и статор электродвигателя;
- 5) при снижении давления воды во входном патрубке насоса;
- 6) при осевом сдвиге ротора насоса выше допустимого.

При отключении питательного насоса от действия защит на релейном щите выпадает соответствующий блинкер, позволяющий установить, какая защита сработала.

Пускорезервный насос включается автоматически при снижении давления воды в питательной магистрали, причем пуск этого агрегата возможен только при наличии давления в системе смазки и открытом вентиле рециркуляции. Релейная аппаратура обеспечивает автоматическое управление пуском, работой и остановкой питательного насоса.

На электростанциях с поперечными связями предусматривается автоматическое включение находящихся в резерве насосов (АВР) при снижении давления в питательной магистрали.

Во всех случаях срабатывания защит или отклонения параметров от нормальных на местном щите загорается табло, а на блочный щит подается звуковой сигнал и загорается световое табло «Неисправность питательного насоса».

Предусматриваются предупредительные сигналы в следующих случаях:

- 1) при повышении температуры подшипников;
- 2) при снижении уровня масла в маслобаке;
- 3) если вентиль рециркуляции не открылся или не закрылся в заданное время;
- 4) если напорная задвижка не открылась или не закрылась.

У высокооборотных насосов предусматривается также сигнал при повышенной вибрации.

Пуск, остановка и регулирование объемной подачи питательных насосов осуществляется на энергоблоках из помещения блочного щита, а на ТЭС с поперечными связями из группового щита управления.

9-7. ОБСЛУЖИВАНИЕ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Долговечность и надежность питательных насосных агрегатов зависят не только от хорошей конструкции и тщательного исполнения, но в значительной степени от правильной эксплуатации оборудования и выполнения основных требований по уходу за ним.

Разберем основные операции, имеющие место при эксплуатации питательных насосов.

Подготовка агрегата к пуску (горячий резерв). Внешним осмотром проверяется исправность оборудования. Производится включение аппаратуры автоматики и проверяется исправность и правильность показаний приборов. Включается в работу маслосистема агрегата. Масло должно быть подогрето до температуры 25—40°С. Затем подается охлаждающая вода и конденсат на концевые уплотнения. На насосных агрегатах, имеющих электродвигатели с водяным охлаждением ротора и статора, подается вода на их охлаждение. Открывается и пломбируется ремонтная задвижка на трубопроводе разгрузки из камеры гидроляты в деаэратор. Медленным открытием задвижки на всасывающей стороне насоса последний заполняется водой и прогревается открытием вентиля прогрева. Насос считается прогретым, если температура выходящей воды равна 110—120°С. Если насос включается в параллельную работу с другим работающим насосом, то открывается задвижка на нагнетательной стороне. При пуске на незаполненные водой питательные магистрали пуск осуществляется при закрытой задвижке на нагнетательной стороне.

Пуск агрегата. Пуск и остановка агрегата осуществляются с блочного или группового щита. При индивидуальной системе смазки после поступления импульса от ключа управления или АВР включается в работу пусковой маслонасос. Когда в конце масляной магистрали будет создано давление около 0,07 МПа (0,7 кгс/см²) по импульсу от контактного манометра включается масляный выключатель приводного электродвигателя.

Пуск насосного агрегата с гидромуфтой производится при полном заполнении маслом гидромуфты. В этом случае нагрузка на черпак будет минимальной.

После выхода электродвигателя на номинальную частоту вращения по показаниям контрольно-измерительных приборов необходимо убедиться в нормальной работе насоса. На действующем насосе следует прослушать работу его узлов и убедиться в отсутствии стуков, шумов и т. п. При пуске на незаполненный трубопровод следует, постепенно открывая байпас напорной задвижки, вытеснить воздух и создать давление на нагнетательном трубопроводе, после чего открыть напорную задвижку.

Во время работы агрегата контроль за работой агрегата осуществляют по приборам на щите управления и путем визуального осмотра узлов, уделяя особое внимание подшипникам, гидромуфте и электродвигателю.

Остановка агрегата. Кроме плановой остановки агрегата, которая осуществляется с блочного щита, системой автоматики предусмотрена аварийная остановка, которая может быть произведена также кнопкой экстренного останова, расположенной непосредственно у насоса, на местном щите. После отключения приводного электродвигателя автоматически включается пусковой маслонасос, который работает в течение 5 мин.

После остановки необходимо проверить отсутствие обратного вращения и убедиться в полном закрытии обратного клапана. Вентиль рециркуляции закрывается в случае вывода насоса из «горячего резерва».

Аварийная остановка агрегата производится кнопкой экстренной остановки или с блочного щита в следующих случаях:

- 1) при появлении дыма из подшипников;
- 2) при появлении искр или запаха горящей изоляции из электродвигателя;
- 3) при прорыве фланцев высоконапорных соединений;
- 4) при «запаривании» насоса;
- 5) при предельном сдвиге ротора;
- 6) при появлении «металлических стуков» или сильной вибрации;
- 7) при несчастном случае;
- 8) при прекращении подачи конденсата на уплотнения.

Вывод в ремонт. На остановленном агрегате разбирается электрическая схема электродвигателя. Задвижками и вентилями насос отключается от всех присоединительных трубопроводов. Все задвижки закрываются на замки. Вывешиваются плакаты «Не включать — работают люди». Из насоса сливается вода.

9-8. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ

Конденсатные насосы предназначены для откачки холодного конденсата (с температурой до 60°C) из конденсатора и подачи его через регенеративные подогре-

ватели низкого давления в деаэрактор. Параметры ряда конденсатных насосов приведены в табл. 9-6, рабочие характеристики — в прил. 5.

Пример условного обозначения конденсатного горизонтального насоса с подачей 20 м³/ч и напором 110 м: Кс20-110 (ГОСТ 6000-69).

В паровом пространстве конденсаторов паросиловых установок достигается вакуум 95—98%. Образующийся в этих условиях конденсат имеет температуру 22—33°C.

Таблица 9-6

Технические характеристики конденсатных насосов

| Тип насоса | Подача, м ³ /ч | Напор, м | Частота вращения, об/мин | Допустимый кавитационный запас, м | Мощность, кВт | Температура жидкости, °С |
|------------|---------------------------|----------|--------------------------|-----------------------------------|---------------|--------------------------|
| Кс12-50/2 | 12 | 50 | 3000 | 1,6 | 3,6 | 125 |
| Кс20-110/4 | 20 | 110 | 3000 | 1,8 | 12,5 | |
| Кс5-30 | 5 | 30 | 3000 | 1,6 | 0,9 | |
| Кс125-140 | 125 | 140 | 1500 | 1,6 | 77,0 | |
| КсВ200-85 | 200 | 5 | 1500 | 2,0 | 63,5 | |
| КсВ200-220 | 200 | 220 | 1500 | 2,0 | 164,0 | |
| КсВ320-100 | 320 | 100 | 1500 | 2,0 | 117,0 | |
| КсВ500-150 | 500 | 155 | 1500 | 2,5 | 272,0 | |
| КсВ500-85 | 500 | 85 | 1000 | 1,6 | 154,0 | |
| КсВ1000-95 | 1000 | 95 | 1000 | 2,5 | 342,0 | |
| КсВ1600-90 | 1600 | 90 | 1000 | 2,8 | 515,0 | 60 |

Хотя температура конденсата невысока, он вследствие глубокого вакуума находится в состоянии, близком к кипению (степень переохлаждения конденсата находится обычно в пределах 0,5—1,5°C).

Поэтому конденсатный насос должен располагаться ниже уровня в конденсаторе, и поступление конденсата в насос должно осуществляться с некоторым подпором. По условиям установки конденсатосборник всегда располагается в нижней части турбоустановки. Следовательно, создание сколько-нибудь удовлетворительных подпоров для конденсатных насосов связано со значительными строительными затратами. Поэтому конденсатный насос должен забирать близкую к точке кипения воду из области с глубоким вакуумом при технически возможном подпоре 0,5—1,5 м.

Таким образом, основными требованиями, предъявляемыми к конденсатным насосам, являются:

- 1) надежная, долговечная работа в условиях наличия частичной кавитации в насосе;
- 2) обеспечение надежного резерва и параллельной работы насосов в общую сеть;
- 3) отсутствие подсоса воздуха через неработающий насос.

На ТЭС с турбоустановками мощностью не более 100 МВт применяются горизонтальные насосы.

Наибольшее распространение в энергетике получили вертикальные конденсатные насосы серии КсВ. Колесо первой ступени в таких насосах располагается в самой нижней части агрегата, что обеспечивает максимально возможный по условиям установки подпор и наиболее благоприятные кавитационные условия. Такая компоновка позволяет отказаться от сальника и внешнего подшипника со стороны всасывания, заменив их внутренним подшипником, работающим на водяной смазке.

На рис. 9-20 изображен разрез насоса КсВ500-150. Насос центробежный, двухкорпусный, вертикальный, спирального типа. Основными узлами насоса являются: наружный корпус 1, внутренний корпус 2, ротор 3, верхний и нижний подшипники 4 и 5, упругопальцевая муфта 6.

С помощью четырех лап насосный агрегат крепится к металлическому постаменту.

Удаление воздуха из внутренних полостей насоса осуществляется в воздушное пространство конденсатора по специальной трубке с вентилем.

Конденсат из всасывающего патрубка по полуспиральному подводу поступает на вход рабочего колеса первой ступени. Затем по водопроводящим каналам, отлитым во внутреннем корпусе, проходит последовательно группы рабочих колес. Для уравнивания осевого усилия рабочие колеса сгруппированы и повернуты всасывающими воронками в разные стороны.

Наружный корпус является базовой деталью насоса. Внутренний корпус имеет разъем вдоль оси насоса. На верхнем торце внутреннего корпуса устанавливается узел опорного подшипника.

Кольцевые стыки между внутренним и наружным корпусами уплотняются резиновым шнуром диаметром 10 мм.

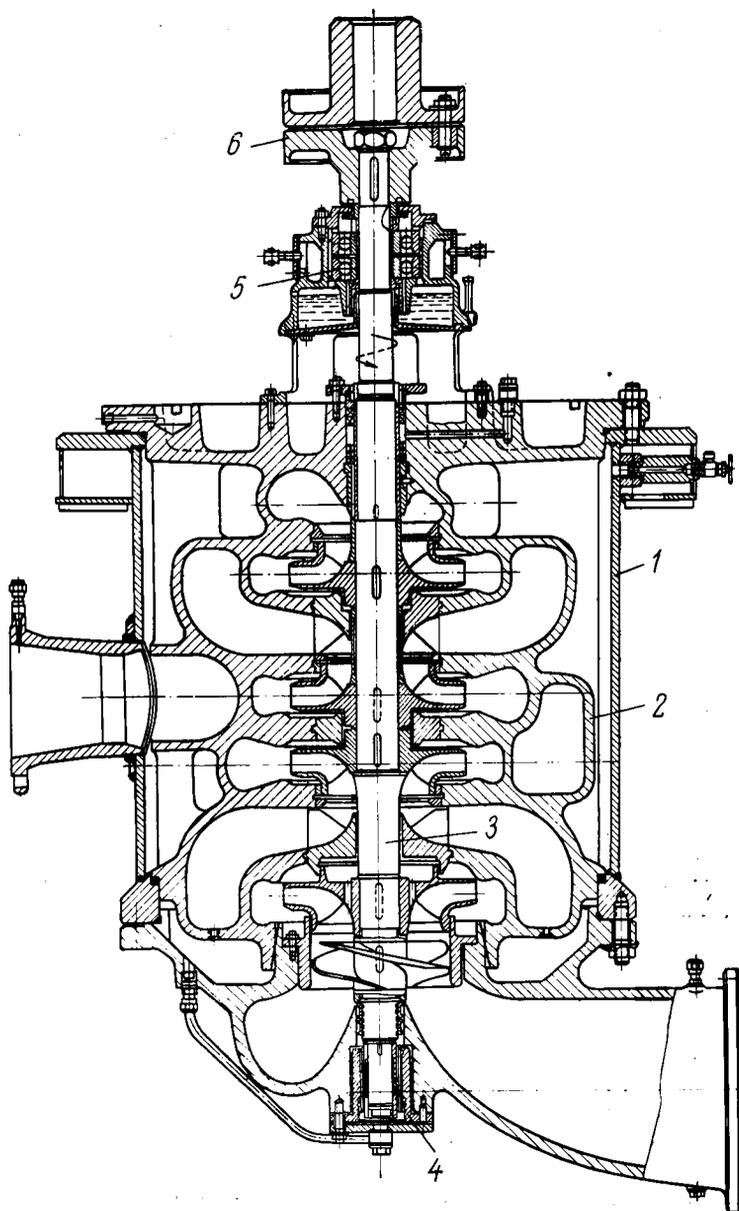


Рис. 9-20. Конденсатный насос КсВ500-150.

Ротор насоса представляет собой отдельный сборочный узел. Рабочие колеса посажены на шпонках. Комплект рабочих колес от второй до пятой ступеней в осевом направлении фиксируется втулкой и гайкой. Рабочее колесо первой ступени также посажено на отдельную шпонку и прижимается к борту вала втулкой и гайкой.

Рабочее колесо первой ступени, работающее в наиболее тяжелых условиях, изготовлено из нержавеющей стали. Для повышения кавитационной стойкости предусмотрен специальный режим термообработки. С целью облегчения работы насоса первой ступени на валу 3 установлен подпорный винт. Рабочие колеса промежуточных ступеней чугунные.

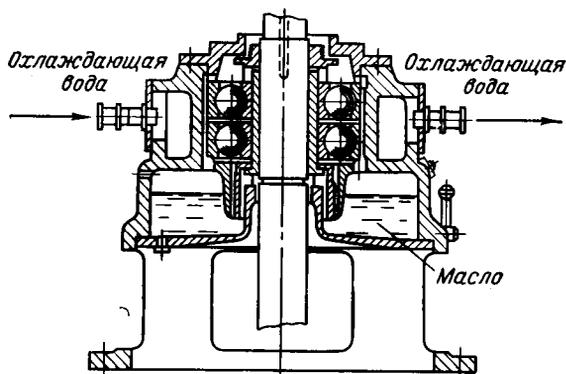


Рис. 9-21. Опорно-упорный подшипник.

Опорами ротора служат два подшипника: верхний — опорно-упорный и нижний — опорный.

Опорно-упорный подшипник (рис. 9-21) предназначен для восприятия массы и неуравновешенных осевых усилий ротора. Сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники установлены в корпусе подшипника и фиксируются в нем в торцевой крышке. Вращающейся втулкой с винтовой нарезкой масло из масляной ванны подается на подшипники, а затем самотеком через отверстия сливается обратно. В корпусе подшипника предусмотрено отверстие для установки термометра сопротивления.

Нижний опорный подшипник резино-металлический. Смазка и охлаждение подшипника осуществляются перекачиваемым конденсатом.

Уплотнение ротора осуществляется мягкой сальниковой набивкой (рис. 9-22). Для предотвращения подсоса воздуха через сальник неработающего насоса между набивкой установлено металлическое кольцо, к которому по специальному каналу подводится конденсат с давлением 1,5—2,5 кгс/см².

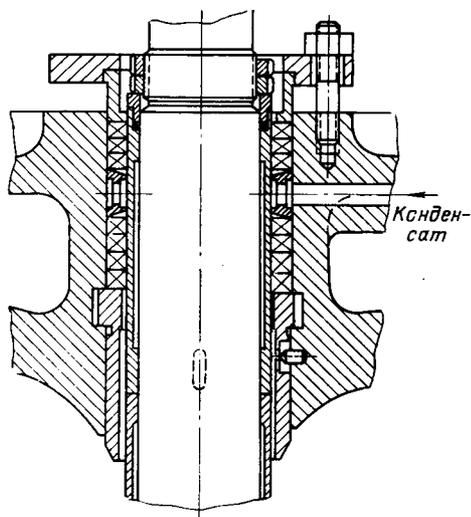


Рис. 9-22. Сальниковое уплотнение ротора конденсатного насоса.

На тепловых электростанциях применяются насосы для откачки конденсата греющего пара из подогревателей низкого давления в линию основного конденсата. Для этой цели используются конденсатные насосы. Указанные насосы обеспечивают перекачку дренажа с температурой до 125°С.

Приемление для этих целей конденсатных насосов объясняется тем, что по условиям работы подогревателей давление в них изменяется от глубокого вакуума до незначительного избыточного в зависимости от нагрузки основной турбины.

Конденсат, проходя из конденсатосборника во всасывающие патрубки конденсатных насосов, «насыщается кислородом», попадающим через неплотности фланцевых соединений арматуры и насосов.

В свою очередь наличие кислорода в основном конденсате приводит к коррозии всего конденсатного тракта, вплоть до деаэратора.

Правилами технической эксплуатации электрических станций и электрических сетей установлен максимальный предел содержания кислорода в конденсате турбин, в частности для блоков с закритическими параметрами пара — 20 мкг/кг.

Для достижения такого показателя ликвидируются фланцевые соединения трубопроводов и арматуры, находящихся под вакуумом, а также применяется гидроуплотнение сальников арматуры.

Конденсатные насосы предназначены для откачки холодного конденсата из конденсатора, следовательно, система автоматики, регулирующая объемную подачу указанных насосов, настраивается по уровню воды в конденсаторе. Регулирующий клапан устанавливается обычно перед первым подогревателем низкого давления.

Напор конденсатных насосов определяется по формуле, м:

$$H_{к.н} = H_r + \frac{102(p_d - p_k)}{\gamma} + H_c, \quad (9-5)$$

где H_r — высота подъема воды от уровня в конденсаторе до деаэратора; H_c — суммарное гидравлическое сопротивление во всасывающей и нагнетательной линиях, включая сопротивление регенеративных подогревателей низкого давления и других теплообменников; p_d и p_k — соответственно давления в деаэраторе и конденсаторе.

9-9. СЕТЕВЫЕ НАСОСЫ

Сетевые насосы сетевой подогревательной установки предназначены для питания теплофикационных сетей и обслуживания сетевой подогревательной (бойлерной) установки. Они монтируются либо непосредственно на электростанции, либо на промежуточных перекачивающих насосных станциях. В зависимости от теплового режима сети насосы должны надежно работать при значительных колебаниях температуры перекачиваемой воды в широком диапазоне подач. Параметры выпускае-

Таблица 9-7

Технические характеристики сетевых насосов

| Тип насоса | Подача, м ³ /ч | Напор, м | Подпор на входе, м | Частота, об/мин | Мощность, кВт | К. п. д. на- соса, % |
|------------------------|------------------------------|----------|-----------------------|--------------------|------------------|-------------------------|
| СЭ 500-70 (10СД-6) | 500 | 70 | 10 | 3000 | 120 | 82 |
| СЭ 800-60 (12СД-9) | 800 | 60 | 5,5 | 1500 | 150 | 81 |
| СЭ1250-70 (14СД-9) | 1250 | 70 | 7,5 | 1500 | 295 | 82 |
| СЭ2500-180 (18СД-13) | 2500 | 180 | 28 | 3000 | 1460 | 84 |
| СЭ2500-60 (24СД-15) | 2500 | 60 | 12 | 1500 | 475 | 86 |
| СЭ 800-100 (12СД-10×2) | 800 | 100 | 5,5 | 1500 | 275 | 80 |
| СЭ1250-140 (14СД-10×2) | 1250 | 140 | 7,5 | 1500 | 589 | 82 |

мых сетевых насосов даны в табл. 9-7. Рабочие характеристики нескольких насосов приведены в прил. 6.

Первая цифра перед буквами — диаметр входного патрубка, уменьшенный в 25 раз; СД — сетевой насос с рабочими колесами двустороннего входа; первая цифра после букв — коэффициент быстроходности, уменьшенный в 10 раз; вторая цифра — число рабочих колес (для одноступенчатых опускается).

Сетевые насосы серии СД центробежные, спирально-горизонтального типа, горизонтального исполнения, с рабочими колесами двустороннего входа. В качестве примера на рис. 9-23 приведен продольный разрез одноступенчатого насоса 24СД-15, а на рис. 9-24 — двуступенчатого насоса 12СД-10×2.

Базовой деталью насоса является чугунный корпус с горизонтальным разъемом. Входной и выходной патрубки расположены в нижней части корпуса, что дает возможность производить разборку насоса без демонтажа трубопроводов. Патрубки направлены горизонтально в противоположные стороны. По разьему корпуса устанавливается паранитовая прокладка. Шпильки по разьему затягиваются колпачковыми гайками для предупреждения просачивания горячей воды по резьбе шпилек.

На патрубках предусмотрены сверления для подсоединения манометров. В верхней части корпуса имеются заглушенные пробками отверстия для выпуска воздуха, в нижней — для слива воды из насоса. В корпусе имеются камеры для сальниковых уплотнений и фланцы для крепления подшипников. В нижней части корпуса вы-

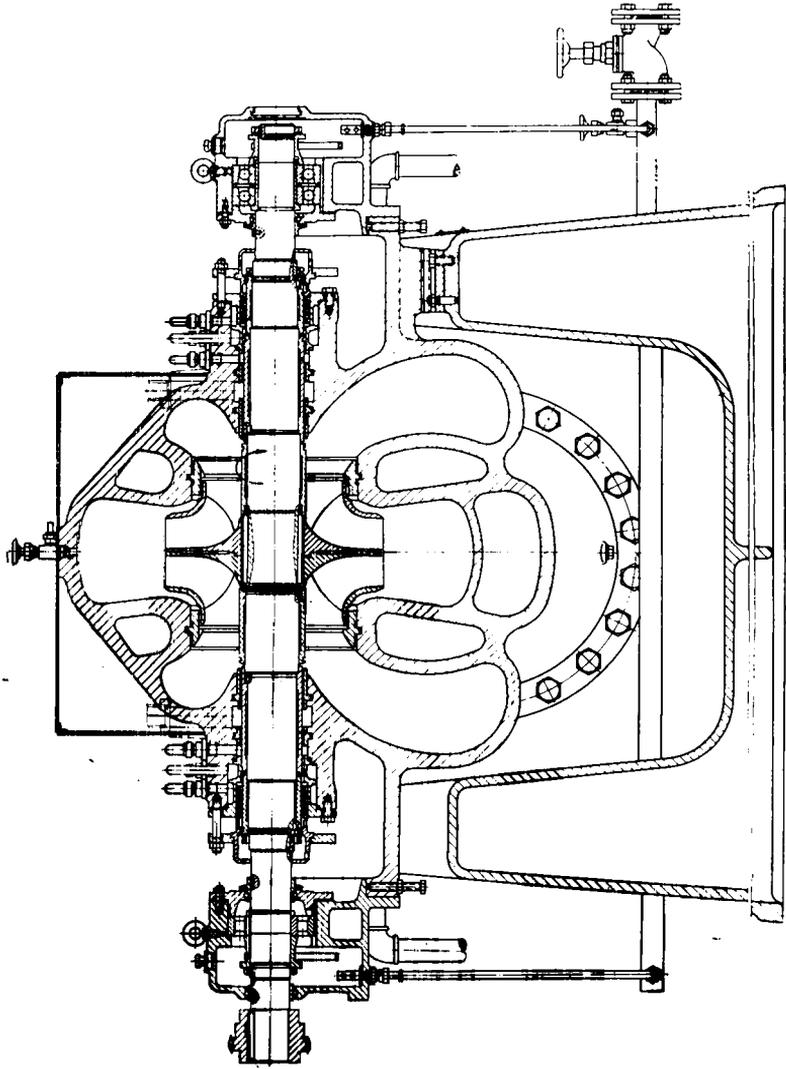


Рис. 9-23. Сетевой одноступенчатый насос 24СД-15.

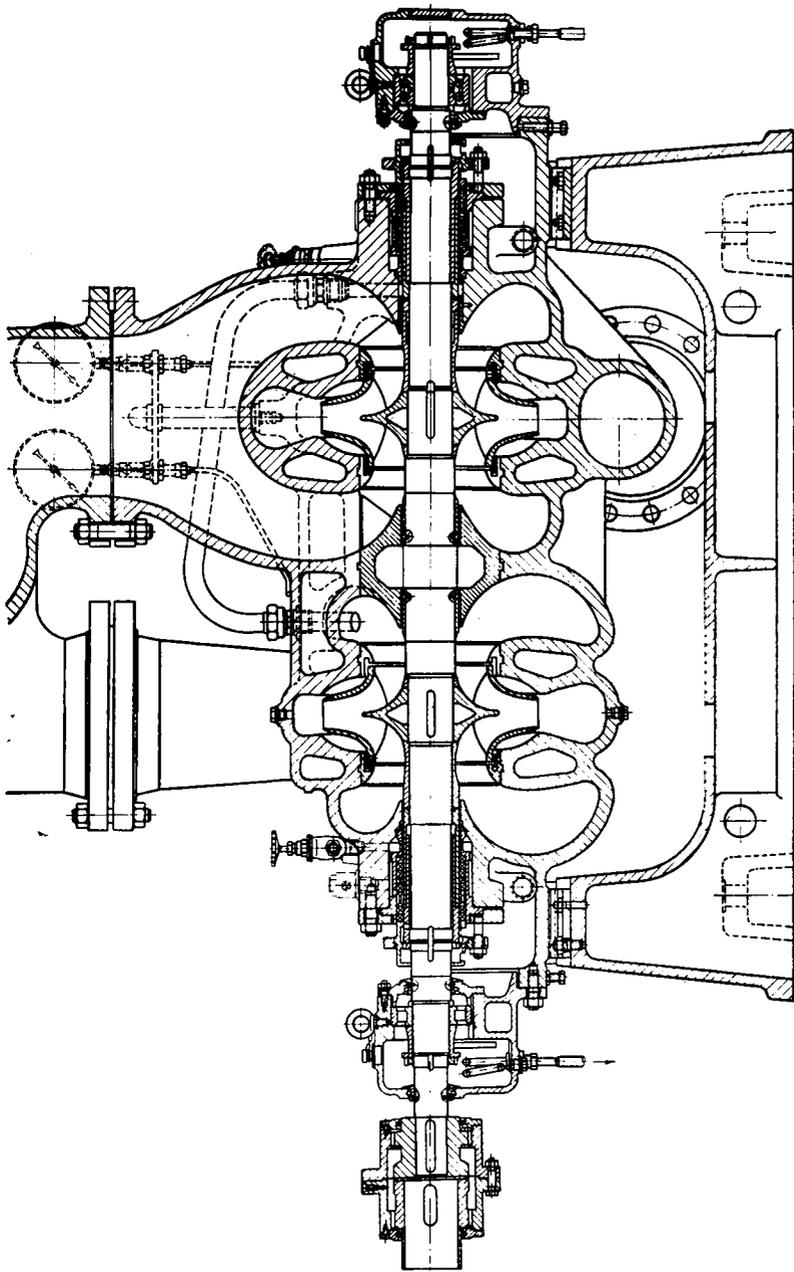


Рис. 9-24. Сегевой двухступенчатый насос 12СД-10x2.

полнены две продольные шпонки, которыми корпус фиксируется на фундаментной плите.

Ротор насоса представляет собой самостоятельный узел. Рабочие колеса фиксируются в выступах вала и зажимаются в осевом направлении через втулки круглыми гайками. В местах уплотнений на валу располагаются защитные втулки из нержавеющей стали. Втулки сальников фиксируются шпонками от проворачивания.

Ротор разгружен от осевых усилий применением рабочих колес двустороннего входа.

Подшипники. Опорами ротора служат подшипники качения.

Опорный подшипник со стороны привода роликовый.

Опорно-упорный подшипник, воспринимающий остаточные осевые усилия, возникающие от неравномерного износа уплотнений, состоит из двух радиально-упорных подшипников. Смазка подшипников кольцевая.

Сальники (рис. 9-25). Уплотнение ротора осуществляется мягкой сальниковой набивкой. Общим у всех сальников сетевых насосов является наличие системы охлаждения. Отработанная охлаждающая вода сливается в дренаж.

Соединительная муфта. Насос соединяется с электродвигателем зубчатой муфтой, которая может компенсировать небольшие расцентровки агрегата.

Фундаментная плита. Сетевые насосы поставляются на индивидуальных фундаментных плитах. Для уменьшения возможных вертикальных температурных перемещений корпуса лапы его максимально приближены к оси ротора. Для сохранения горизонтального положения оси насоса на корпусе предусмотрены две продольные шпонки.

Особенностью эксплуатации сетевых насосов является сезонность их работы. В подшипники заливается масло «турбинное 22». Перед пуском насос заполняется водой, полностью вытесняется воздух, после чего насос прогревается выпуском воды через воздушник. Пуск насоса рекомендуется производить при закрытой задвижке на нагнетательной стороне.

При длительной остановке насоса (например, на летний сезон) необходимо закрыть задвижки на напорном и всасывающем трубопроводах. Через сливные отверстия нужно слить воду из насоса.

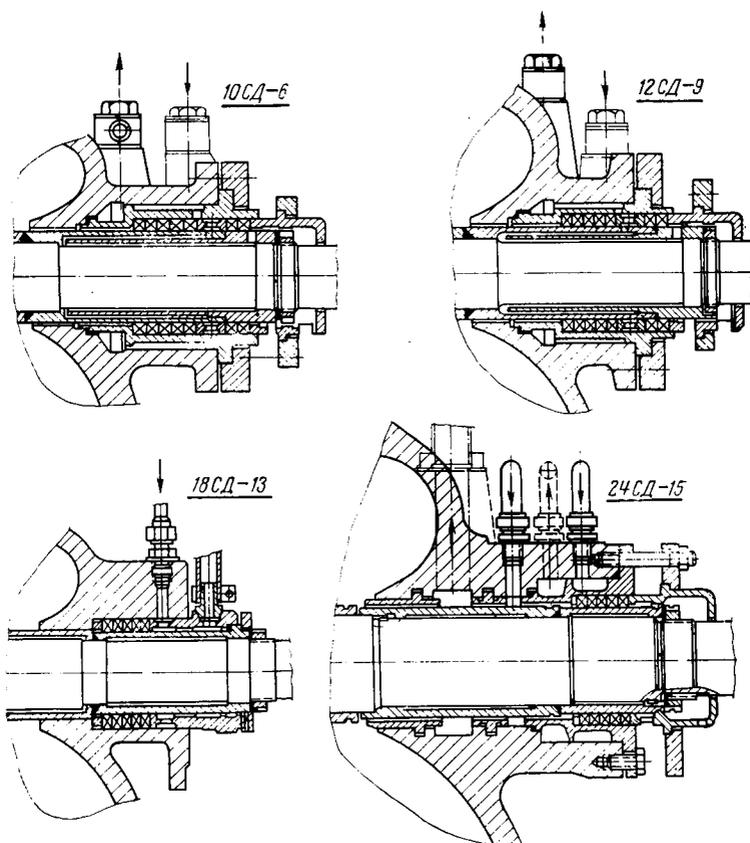


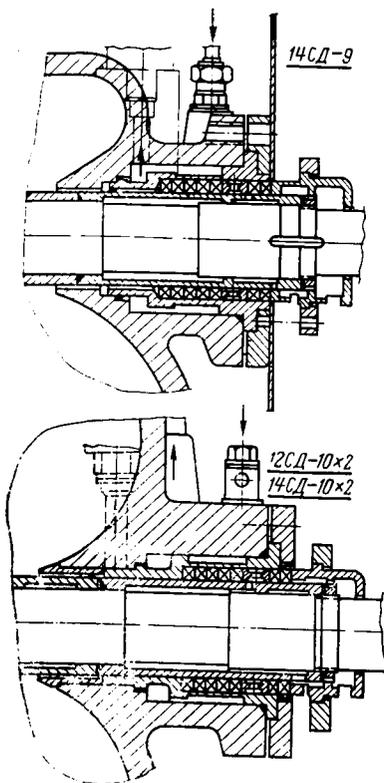
Рис. 9-25. Сальники

9-10. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ

Циркуляционные насосы служат для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбин и для различных технических целей.

По условиям работы циркуляционные насосы должны подавать большие количества воды при относительно небольшом давлении. Для этих целей наиболее подходят одноступенчатые центробежные насосы с рабочим колесом двустороннего всасывания, крупные вертикальные центробежные и осевые насосы.

Центробежные насосы Д (рис. 9-26) предназначены для подачи воды с температурой до 100°C . Диапазон



сетевых насосов.

объемной подачи этих насосов колеблется от 90 до 12 500 м³/ч при напоре от 10 до 130 м.

Чугунный корпус насоса 1 состоит из двух половин и имеет горизонтальный разъем, уплотняемый паранитовой прокладкой. Крышка крепится к корпусу шпильками. К корпусу насоса подсоединяются корпуса подшипников 2, 3. На стальном валу 4 насоса на шпонке устанавливается рабочее колесо, изготовленное из чугуна. Уплотнение рабочего колеса осуществляется сменными уплотняющими кольцами 5, установленными в корпусе. Смазка подшипников кольцевая. Уплотнение ротора осуществляется сальником с мягкой набивкой 6. Для предотвращения подсоса воздуха при разрежении на всасывающей стороне между набивкой установлено гидравлическое кольцо, к

которому подводится по трубкам вода от напорной спирали. Соединение насоса с приводом осуществляется посредством упругой муфты 7.

Центробежные одноступенчатые горизонтальные насосы типа Д выпускаются согласно ГОСТ 10272-73.

Центробежные вертикальные насосы серии В (рис. 9-27) предназначены для подачи холодной воды в количестве от 3200 до 65 000 м³/ч при напоре от 18 до 88 м.

На фундаменте плит 1, 14 устанавливается литой чугунный корпус 5, который закрывается верхней крышкой 13. Чугунное рабочее колесо 4 крепится на валу 9 приз-

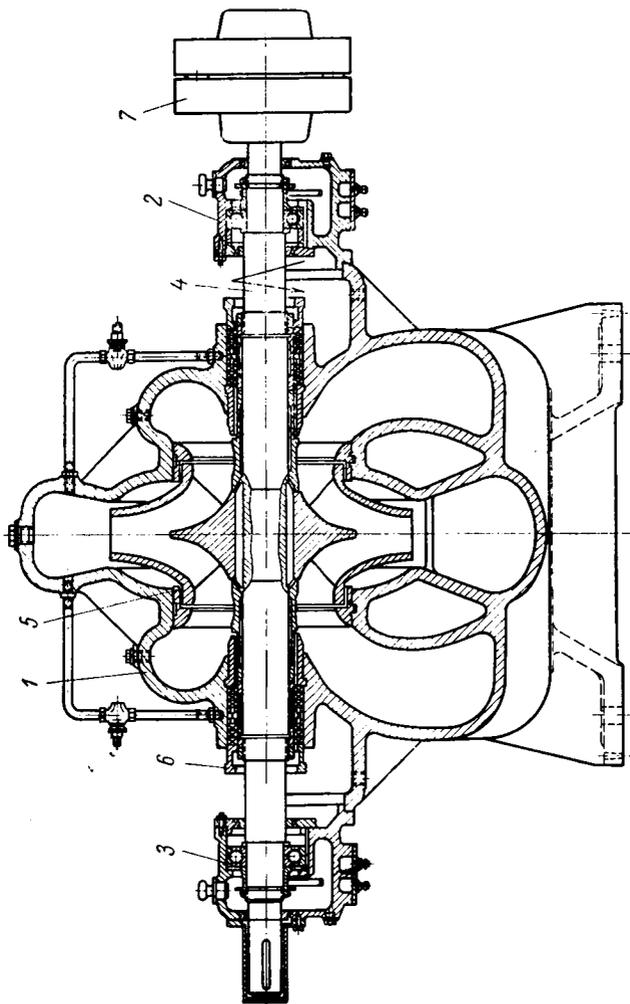


Рис. 9-26. Центробежный насос двустороннего входа типа Д.

Таблица 9-8

Технические характеристики осевых насосов

| Тип насоса | Подача, м ³ /с | Напор, м | К. п. д., % | Максимальная мощность, кВт |
|------------|------------------------------|-------------|----------------|-------------------------------|
| ОВ5-47 | 0,70 | 4,5 | 85 | 50 |
| ОВ6-55 | 0,94 | 4,5 | 84 | 65 |
| ОВ8-55 | 1,18 | 17,0 | 86 | 285 |
| ОПВ2-87 | 3,00 | 13,6 | 86 | 550 |
| ОПВ3-87 | 3,25 | 21,0 | 86 | 880 |
| ОПВ5-87 | 3,2 | 9,7 | 85 | 470 |
| ОПВ2-110 | 5,00 | 15,0 | 86 | 1000 |
| ОПВ3-110 | 5,20 | 22,0 | 86 | 1400 |
| ОПВ5-110 | 5,35 | 10,5 | 85 | 780 |
| ОПВ6-110 | 5,00 | 7,5 | 84 | 550 |
| ОПВ10-145 | 9,3 | 17,0 | 86 | 2150 |
| ОПВ5-185 | 15,2 | 10,7 | 85 | 2400 |
| ОПВ10-260 | 37,0 | 26,0 | 86 | 12 500 |
| ОПВ11-260 | 40,5 | 19,3 | 86 | 10 000 |

се. Осевые насосы изготавливаются согласно ГОСТ 9366-71.

Параметры наиболее распространенных осевых насосов серий ОВ и ОПВ приведены в табл. 9-8.

Осевые насосы выпускаются в следующих модификациях: Г — с горизонтальным расположением вала; В — с вертикальным расположением вала; К — с камерным подводом; МК — малогабаритные с камерным подводом; МБК — моноблочные с камерным подводом; Э — с электроприводом разворота лопастей; ЭГ — с электроприводом разворота лопастей; КЭ — с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей; МЭ — малогабаритные с электроприводом разворота лопастей; МКЭ — малогабаритные с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей.

Пример условного обозначения насоса серии ОПВ, вертикального исполнения, модели 11 с диаметром рабочего колеса 2600 мм, с электроприводом разворота лопастей: ОПВ11-260Э (ГОСТ 9366-71).

Устройство насоса серии ОПВ показано на рис. 9-28. На закладное фундаментное кольцо 1 устанавливается камера рабочего колеса 2, состоящая из двух половин. Дальше на фланцах подсоединяются направляющий аппарат 4 и отвод 7. Последний имеет самостоятельные опоры на фундамент. Рабочее колесо 3, имеющее от двух до шести лопастей, подсоединяется к фланцу вала 8.

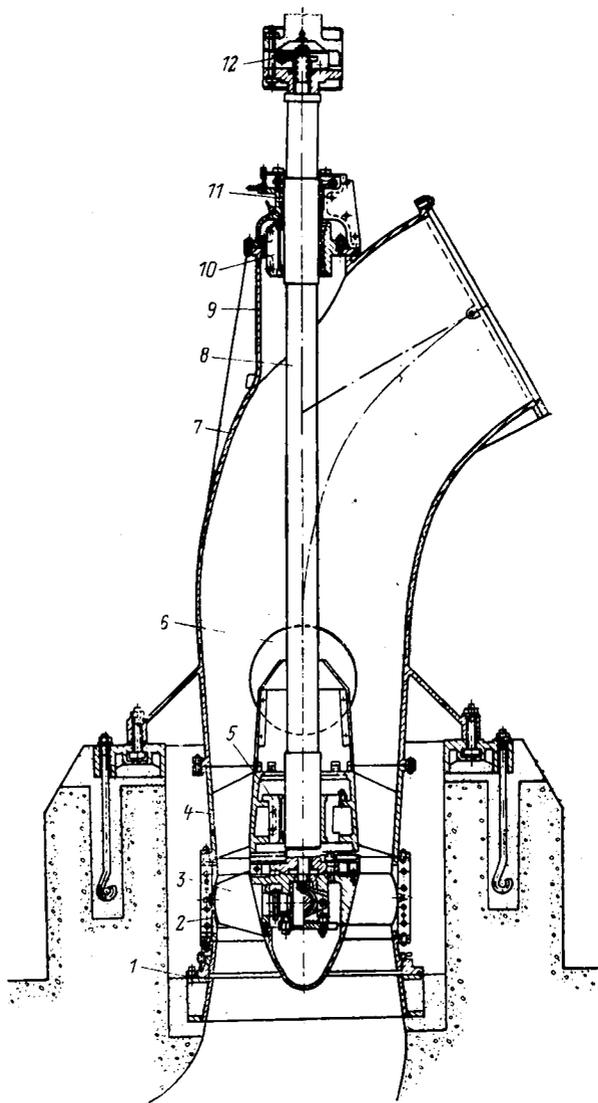


Рис. 9-28. Осевой вертикальный насос типа ОПВ.

Внутри корпуса рабочего колеса помещается механизм поворота лопастей, работающий от привода 12. Снизу корпус рабочего колеса закрывается обтекателем. Механизм поворота лопастей, расположенный внутри втулки рабочего колеса, состоит из рычагов, укрепленных в цапфах лопастей, и крестовины, соединенной серьгами с концами рычагов. Осевое перемещение крестовины приводит к повороту рычагов и лопастей. Это перемещение задается штоком, проходящим через центральное сверление основного вала. Механизм привода штока расположен внутри жесткой муфты, соединяющей валы насоса и двигателя. Если он выполняется с ручным управлением, то поворот лопастей осуществляется только при остановленном насосе. В крупных насосах типа ОПВ механизм поворота выполняется с дистанционным управлением.

Стальной кованый вал вращается в двух подшипниках скольжения 5 и 10 с резиновыми или лигнофолевыми вкладышами. Перед пуском насоса к верхнему подшипнику 10 необходимо подводить воду от технического водопровода. При работе смазка обеих подшипников осуществляется перекачиваемой жидкостью. Для контроля за нижним подшипником в отводе предусмотрен люк 6. Уплотнение вала осуществляется мягким сальником 11, корпус которого смонтирован на опорном узле отвода 9. Валы насоса и электродвигателя соединяются непосредственно фланцами или через промежуточный вал. Масса ротора и осевое усилие воспринимаются пятой электродвигателя.

На электростанциях применяются два основных вида систем циркуляционного водоснабжения — блочный и общестанционный. В первом случае каждый циркуляционный насос работает только на свой энергоблок. Во втором случае все циркуляционные насосы работают на общестанционный коллектор. Практика показала преимущества блочной схемы, так как в этом случае отпадает необходимость в обратных клапанах и задвижках на нагнетательной стороне.

Трасса циркуляционного водоснабжения состоит из следующих элементов: подводящий канал, всасывающая камера, насос, напорный циркуляционный водовод, конденсатор турбины, сливной водовод и сливной канал¹.

¹ Более подробно системы водоснабжения рассматриваются в курсе «Тепловые электрические станции».

Для обеспечения бескавитационного режима работы осевых насосов проточная часть всасывающей камеры должна обеспечивать однородное поле скоростей перед входом в рабочее колесо насоса.

Для уменьшения мощности, затрачиваемой для перекачки воды в системе циркуляционного водоснабжения, используется эффект сифона. С этой целью при заполнении циркуляционной системы водой из верхней части конденсатора отсасывают воздух, а при работе постоянно удаляют неконденсирующиеся газы.

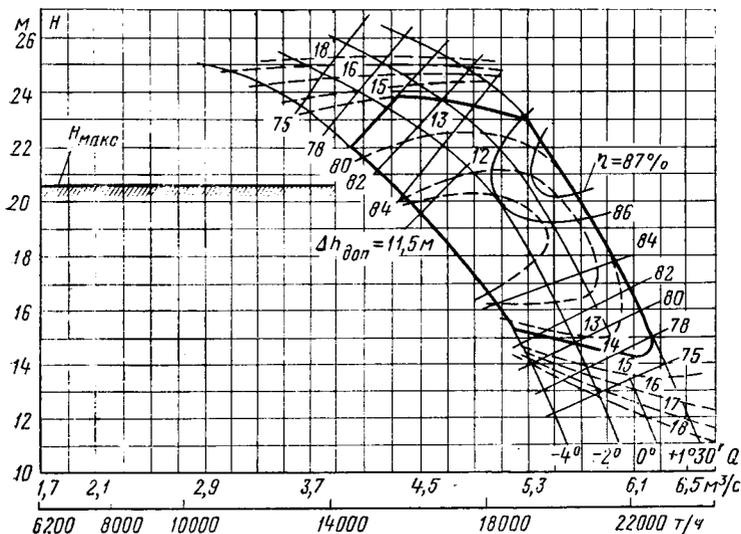


Рис. 9-29. Универсальная характеристика насоса ОПВ3-110.

Все насосы серии ОП имеют высокие энергетические качества в широком диапазоне регулирования подачи. Максимальный к. п. д. насосов 82—88.

На рис. 9-29 дана универсальная характеристика насоса ОПВ3-100. Нормальная эксплуатация осевого насоса допускается в рабочей части характеристики (на графике обведена жирной линией).

Экономичность и надежность конденсационной установки, а следовательно, и энергоблока в целом зависят от работы не только циркуляционных насосов, но и ряда вспомогательных устройств, к числу которых принадлежат и вакуумные насосы.

Вакуумные насосы используются в основном для двух целей: отсоса воздуха для заполнения циркуляционной системы охлаждения конденсатора и удаления воздуха из парового пространства конденсатора турбины.

Наибольшее распространение для указанных целей получили водоструйные и пароструйные эжекторы¹.

9-11. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Здание насосной станции служит для размещения основного гидромеханического, силового и вспомогательного оборудования, коммуникаций всасывающих и нагнетательных трубопроводов.

Насосные станции, установленные на берегу водохранилища или реки, называют береговыми станциями.

Тип и конструкция здания насосной станции с водозаборным сооружением зависят от типа и конструкции циркуляционных насосов и двигателей, режима водоисточника, гидрогеологических условий в месте расположения здания и климатических условий.

Насосные (береговые) станции могут быть центральными, т. е. обеспечивать охлаждающей водой все энергетические установки электростанции из общего водовода, и блочными, когда каждый циркуляционный насос снабжает водой только один конденсатор паровой турбины.

Насосные станции в свою очередь могут быть следующих типов: 1) шахтно-блочные; 2) камерные с сухой камерой; 3) шахтно-камерные с сухой камерой; 4) с мокрой камерой с затопленным насосом; 5) незаглубленные (рис. 9-30).

На береговых насосных станциях для блочных агрегатов устанавливаются, как правило, осевые насосы серии О или ОП с вертикальным валом и реже центробежные насосы серии В, причем рабочее колесо располагается ниже минимального уровня воды (рис. 9-31).

Для осуществления ремонта подводной части насоса предусмотрена шандора 4. На электростанциях, кроме сороудерживающей решетки 5, предусматривают допол-

¹ Их конструкции рассматриваются в курсе «Паровые и газовые турбины».

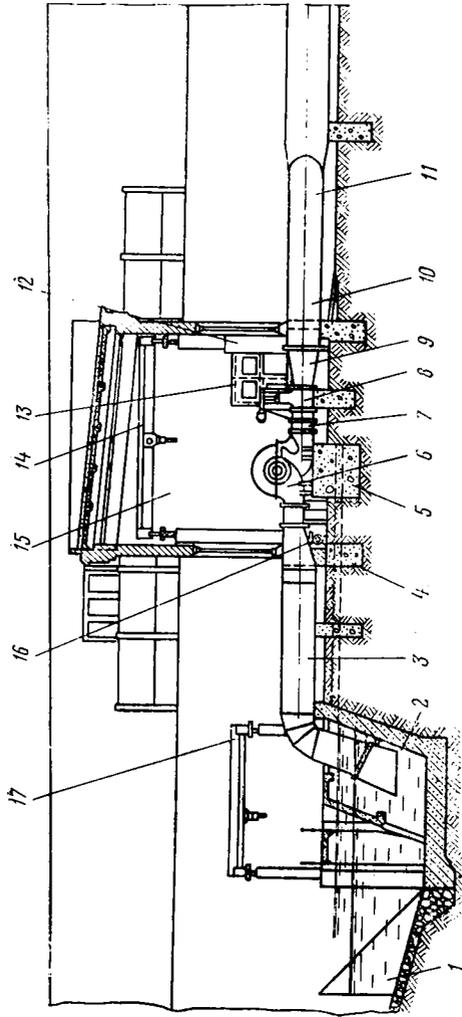


Рис. 9-30. Поперечный разрез здания насосной станции незаглубленного типа.

1 — аванкамера; 2 — водоприемное сооружение; 3 — всасывающая труба; 4 — ленточный фундамент; 5 — фундамент под агрегат; 6 — центробежный насос 22НДС; 7 — монтажная вставка; 8 — задвижка диаметром 500 мм; 9 — диффузор; 10 — ребристый патрубок; 11 — напорный трубопровод; 12 — шкаф управления агрегатом; 13 — силовой распределительный пункт; 14 — ручной мостовой кран; 15 — здание насосной станции оскаркасного типа; 16 — вакуум-насос; 17 — ручной мостовой кран для обслуживания водоприемного сооружения.

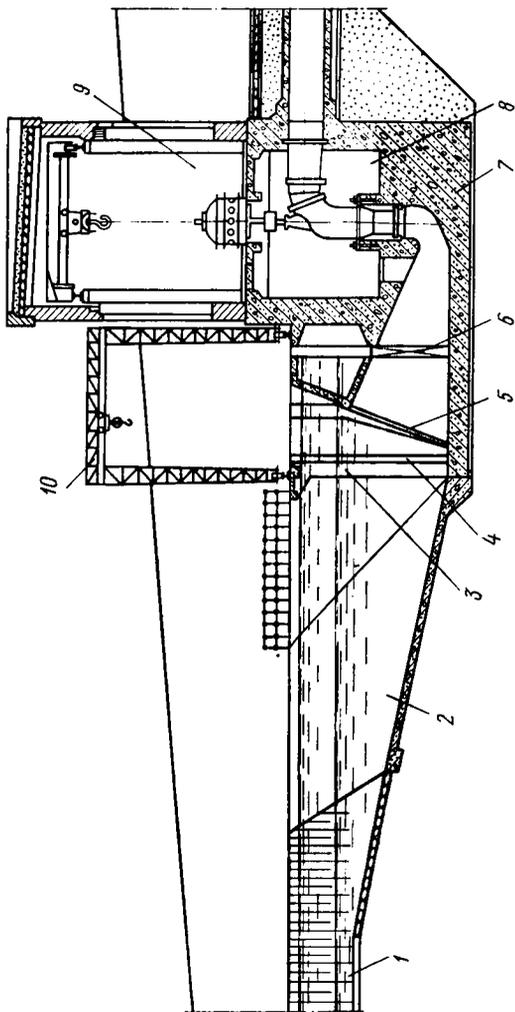


Рис. 9-31. Поперечный разрез здания насосной станции блочного типа.

1 — подводящий канал; 2 — аванкамера; 3 — водозаборное сооружение; 4 — паз для шандор; 5 — сороудерживающая решетка; 6 — плоский затвор; 7 — блок подземной части здания; 8 — ствол шахты подземной части здания; 9 — надземная часть здания; 10 — козловой край.

нительно вращающиеся сетки, которые устанавливаются после шандор.

Согласно нормам технологического проектирования резерв циркуляционных насосных агрегатов не предусматривается.

Ремонт насосов приурочивается к срокам ремонта основного оборудования.

9-12. НАСОСЫ ХИМИЧЕСКОЙ ВОДООЧИСТКИ

В химических цехах электростанций используется ряд насосов, предназначенных для перекачки жидкостей (воды и химических реагентов), растворения химических реагентов в воде, разгрузки и перекачки кислоты, щелочи и коагулянта, а также насосы-дозаторы.

Наибольший интерес из перечисленной группы насосов представляют насосы для перекачки агрессивных сред.

Основные данные о таких насосах приведены в ГОСТ 10168-68, в соответствии с требованиями которого центробежные насосы для химических производств изготавливаются шести типов:

X — химический консольный на отдельной стойке; AX — химический консольный для перекачивания жидкостей с твердыми включениями; ХГ — химический герметичный моноблочный с электродвигателем; ХП — химический погружной; ХПА — химический погружной для перекачивания жидкостей с твердыми включениями; ПХП — химический погружной с выносными опорами.

Детали проточной части этих насосов выполнены из коррозионно-стойких материалов (нержавеющих сталей марок X28, X18H9T; титана; пластмассы). Кроме того, для покрытия этих деталей иногда применяются резины, эмаль, синтетические смолы и т. д.

Наибольшее применение в химических цехах нашли насосы серии X. Это консольные одноступенчатые насосы с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу. Насосы такого типа рассчитаны на подачу от 6 до 180 м³/ч при напоре 20—35 м.

Характерной особенностью насосов серии X является наличие специального импеллера, устроенного на заднем диске рабочего колеса. Этот импеллер, по форме напоминающий рабочее колесо низкой быстроходности, предназначен для создания вакуума в области сальника,

чтобы предотвратить утечки через него перекачиваемой жидкости.

Для перекачивания агрессивных жидкостей промышленность выпускает также многоступенчатые насосы серии МСК (например, 4МСК-10×4, 9МСК-7×6 и т. д.). Эти насосы способны развивать напор до 200—300 м.

Для перекачивания больших расходов агрессивных жидкостей применяются двусторонние насосы серии НДв в химически стойком исполнении НДв-х. Промышленность выпускает насосы 6НДв-х и 8НДв-х производительностью до 700 м³/ч.

9-13. МАСЛЯНЫЕ НАСОСЫ И НАСОСЫ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОСНАБЖЕНИЯ

Ответственным оборудованием на тепловой электростанции являются масляные насосы. Масляные насосы предназначены для маслоснабжения системы смазки турбины и генератора и системы регулирования.

Рассмотрим конструкции масляных насосов на примере маслосистемы турбоагрегата мощностью 300 МВт.

В системе смазки устанавливаются два насоса 9МД-16×1 (рабочий и резервный) с электродвигателями переменного тока и два насоса 7МД-17×1 (насосы аварийного резерва) с электродвигателями постоянного тока, подключенными к независимым источникам электроэнергии. Насосы должны работать с подпором на входном патрубке порядка 10 м сверх давления паров масла.

Технические данные маслоснасосов.

| | 9МД-16×1 | 7МД-17×1 |
|--|----------|------------|
| Подача, м ³ /ч | 400 | 250 |
| Напор, м | 40 | 28 |
| Число оборотов, об/м | 2955 | 3000 |
| Марка электродвигателя | A101-2B3 | ME27-17-95 |
| Масса насосного агрегата, кг | 1813 | 1060 |

Насосы предназначены для перекачивания турбинного масла марки 22 или синтетических жидкостей: Иввиоль, ОМТИ и др. с температурой 25—65°С.

Конструкции насосов и насосных агрегатов аналогичны. Агрегат состоит из одноступенчатого насоса и установленного на нем вертикального электродвигателя.

Насос (рис. 9-32) центробежного типа, вертикальный, с рабочим колесом двустороннего всасывания. Чугунный корпус 1 закрывается торцовыми крышками 2 и 3, в которых отлиты подводящие каналы. Стыки крышек

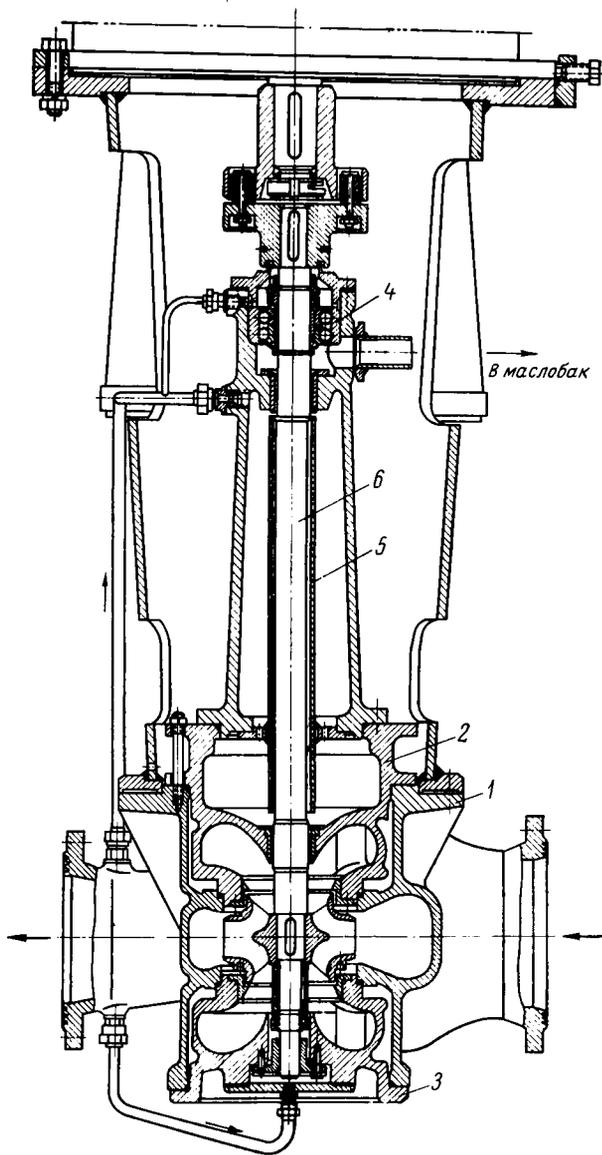


Рис. 9-32. Масляный электронасос 9МД-16×1.

уплотняются кольцами из маслостойкой резины. Нагнетательный и всасывающий патрубки корпуса расположены в горизонтальной плоскости и направлены в противоположные стороны. В верхней крышке устанавливается бронзовая уплотнительная втулка, в нижней — подшипник, к которому от напорного патрубка подводится масло для смазки.

На верхней крышке смонтирован корпус опорно-упорного подшипника 4. Во внутреннюю полость крышки подводится масло от напорного патрубка для создания гидрозатвора и предотвращения подсоса воздуха. Для уменьшения закрутки масла предусмотрена защитная труба 5. Ротор насоса 6 состоит из вала с рабочим колесом и полумуфты. Соединительная муфта упругая, пальцевая. Верхняя полумуфта крепится на валу электродвигателя гайкой. В нижней полумуфте выполнена проточка для создания лабиринта, защищающего камеру подшипника от попадания грязи.

В системах смазки питательных насосов, дымососов и другого оборудования электростанций используются шестеренные и винтовые насосы. Наибольшее применение нашли шестеренные насосы.

Шестеренные насосы изготавливаются согласно ГОСТ 19027-73 в следующих исполнениях: Ш — с внутренними опорами на лапах; ШФ — с внутренними опорами фланцевые; ШВ — с выносными опорами на лапах; ШГ — с внутренними опорами, с обогревом или охлаждением корпуса; ШВГ — с выносными опорами, с обогревом или охлаждением корпуса.

Шестеренные насосы выпускаются с подачей до 58 м³/ч и давлением на нагнетательной стороне до 2,5 МПа (25 кгс/см²).

Пример условного обозначения шестеренного насоса с внутренними опорами на лапах с подачей 1,4 м³/ч и давлением на нагнетательной стороне 2,5 МПа (25 кг/см²); ШГ-25 (ГОСТ 19027-73).

На всех ТЭС, сжигающих мазут или другое жидкое топливо, в схеме топливоснабжения используются насосы для перекачки нефтепродуктов. Основное требование, предъявляемое к этим насосам, — полная внешняя герметичность. Наиболее полно этому требованию соответствует двухкорпусная конструкция, которая и нашла наибольшее распространение для насосов такого типа.

9-14. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ НА АЭС

На рис. 9-33,а показана принципиальная одноконтурная технологическая схема атомной электростанции (АЭС), где теплоноситель является одновременно рабочим телом теплового цикла. Если же тепло, полученное теплоносителем в реакторе, передается рабочему телу в предусмотренном для этого теплообменнике (рис. 9-33,б), то АЭС называется двухконтурной.

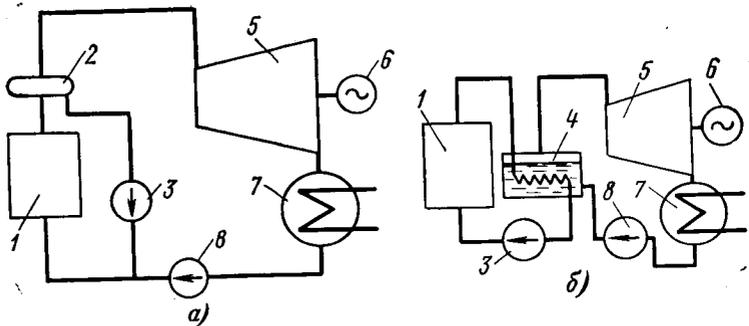


Рис. 9-33. Технологические схемы АЭС.

а — одноконтурная; б — двухконтурная; 1 — реактор; 2 — барабан-сепаратор; 3 — циркуляционный насос; 4 — парогенератор; 5 — турбина; 6 — генератор; 7 — конденсатор; 8 — питательный насос теплоносителя.

На современных одноконтурных АЭС теплоносителем является перегретая вода. По такой схеме выполнен второй блок Белоярской АЭС.

Одноконтурная схема атомной электростанции позволяет снизить стоимость установленного киловатта мощности, так как ликвидирует парогенераторы и упрощает остальное оборудование главного циркуляционного контура. Кроме того, давление в реакторной схеме при этом близко к рабочему давлению пара. Однако наличие радиоактивности на станции при такой схеме является существенным недостатком и вынуждает пока еще применять также двухконтурные схемы.

Циркуляционные насосные агрегаты ядерных реакторов являются важнейшим оборудованием атомных энергетических установок, существенно влияющим на стоимость капитальных и эксплуатационных затрат АЭС. Они в большой степени определяют надежность и устойчивость эксплуатации реакторов. Энергетическая мощ-

ность, потребляемая циркуляционными насосами, также велика. В зависимости от конструкции и схемы реакторной установки она составляет на номинальном режиме от 1 до 4% мощности реактора. Например, для реакторов ВВЭР мощностью 1000 МВт электроприводы всех

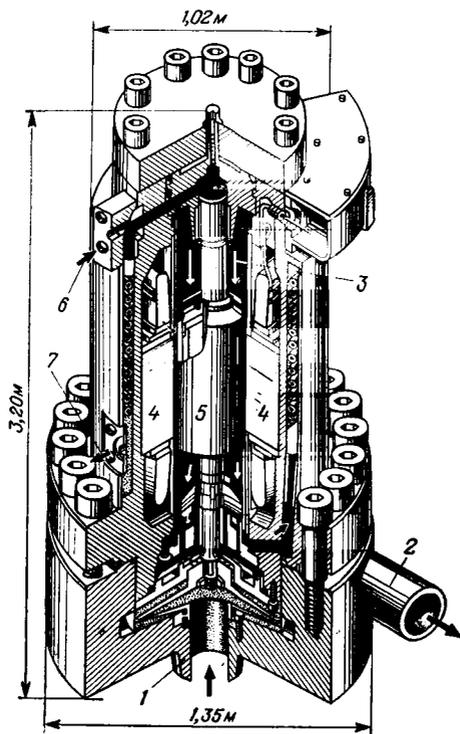


Рис. 9-34. Бессальниковый герметичный насос с подачей 3600 м³/ч.
 1 — всасывающий патрубок; 2 — нагнетательный патрубок; 3 — циркуляция охлаждающей воды внутри насоса; 4 — статор; 5 — ротор мотора; 6 и 7 — ввод и вывод охлаждающей воды.

циркуляционных насосов первого контура требуют около 25 000 кВт. Масса одного насосного агрегата достигает 100 т.

Конкретные требования к конструкции и параметрам циркуляционных насосов зависят от типа и конструктивных особенностей реактора, от принятой для него схемы

теплоотвода и генерирования пара, а также от компоновок собственного реактора и парогенератора. Недопустимость утечки из насоса перекачиваемой жидкости во внешнюю среду — основное требование, выполнение которого должно быть гарантировано. С этой целью соз-

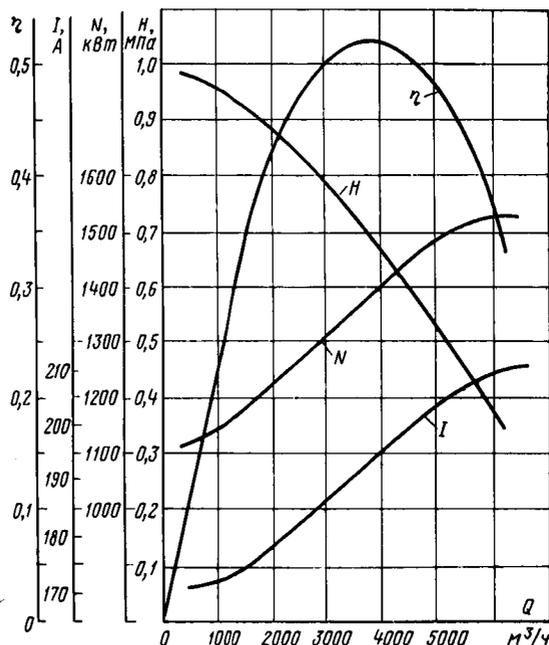


Рис. 9-35. Характеристика циркуляционного насоса ЦЭН-138 на горячем режиме ($t=250^{\circ}\text{C}$).

даны и применяются на АЭС бессальниковые циркуляционные насосы как полностью герметичные, так и с контролируемыми протечками.

Отечественные бессальниковые насосы в герметизированном исполнении для главных циркуляционных контуров атомных станций изготавливают как центробежные одноступенчатые вертикального типа с рабочим колесом двустороннего всасывания. На верхнем конце ротора насажено вспомогательное рабочее колесо для прокачки воды первого контура по вспомогательному контуру через холодильник на охлаждение подшипников насоса.

Циркуляционные насосы предназначены для работы на высоких давлениях. В целях снижения расхода элек-

троэнергии на собственные нужды электродвигатель циркуляционного насоса имеет две ступени скорости, отвечающие номинальной мощности и режимам пуска и расхолаживания.

На рис. 9-34 показан пример выполнения бессальникового главного циркуляционного насоса в герметизированном исполнении. Такой насос оказался надежным в эксплуатации. Основными недостатками его являются:

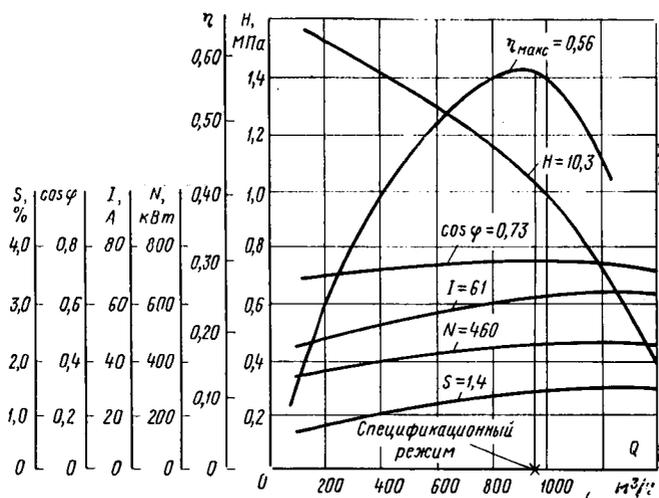


Рис. 9-36. Характеристика циркуляционного насоса ЦЭН-133 при температуре воды на всасывающей стороне 310°C и давлении 15 МПа.

(H — напор; η — к. п. д., N — потребляемая мощность; I — ток, S — скольжение.

существенно меньший к. п. д. (60—65% по сравнению с 80—82% для сальниковых насосов) и высокая стоимость. Ремонт и обслуживание этого насоса также сложнее, чем сальникового.

Вертикальный циркуляционный насос ЦЭН-138 установлен на первом блоке Нововоронежской АЭС. Это один из первых, наиболее крупных бессальниковых насосов, разработанных и освоенных в СССР.

На рис. 9-35 и 9-36 показаны характеристики циркуляционных насосов ЦЭН-138 и ЦЭН-133.

Насосы ЦЭН-133, установленные на первом блоке Белоярской АЭС, выполнены для работы на более вы-

соких параметрах перекачиваемой воды, чем насосы ЦЭН-138. Они обеспечивают циркуляцию дистиллята при давлении на всасывающей стороне до 16 МПа и температуре до 315°C.

Другим, новым типом циркуляционных насосов являются бессальниковые насосы с механическим уплотнением вала и контролируемыми протечками. Такие бессальниковые насосы с механическими уплотнениями валов и контролируемыми протечками, так же как и сальниковые насосы, имеют внешний электропривод.

На рис. 9-37 показан общий вид циркуляционного насоса бессальникового типа с механическим уплотнением вала.

Основное отличие этих насосов от насосов сальникового типа состоит в применении в них не сальниковых набивок, а механических, вращающихся и невращающихся уплотнений вала, которые обеспечивают контролируемые малые протечки воды по валу во внешнюю среду.

Циркуляционные бессальниковые насосы с механическим уплотнением валов обеспечивают утечки ограниченные, относительно стабильные и контролируемые в эксплуатации. Запирающая чистая нерадиоактивная вода подается в уплотнение извне под некоторым избыточным давлением с тем, чтобы полностью предотвратить протечки по валу из корпуса насоса в атмосферу радиоактивной воды реакторного контура.

Основные преимущества бессальниковых насосов с ограниченными протечками по сравнению с герметичными насосами:

1) стоимость насоса с механическим уплотнением составляет 60% стоимости герметичных насосов;

2) насосы с уплотнением вала позволяют применять как электрический, так и паровой привод. Электродвигатель не находится в контакте с радиоактивной средой, при неисправности может легко заменяться и ремонтироваться в обычных условиях;

3) к. п. д. насосов с механическим уплотнением на 15—20% выше к. п. д. герметичных насосов (отсутствие потерь в перегородке, потерь трения ротора в воде);

4) насос с уплотнением вала позволяет осматривать и менять уплотнения или ремонтировать их на месте, без возврата насоса на завод-изготовитель;

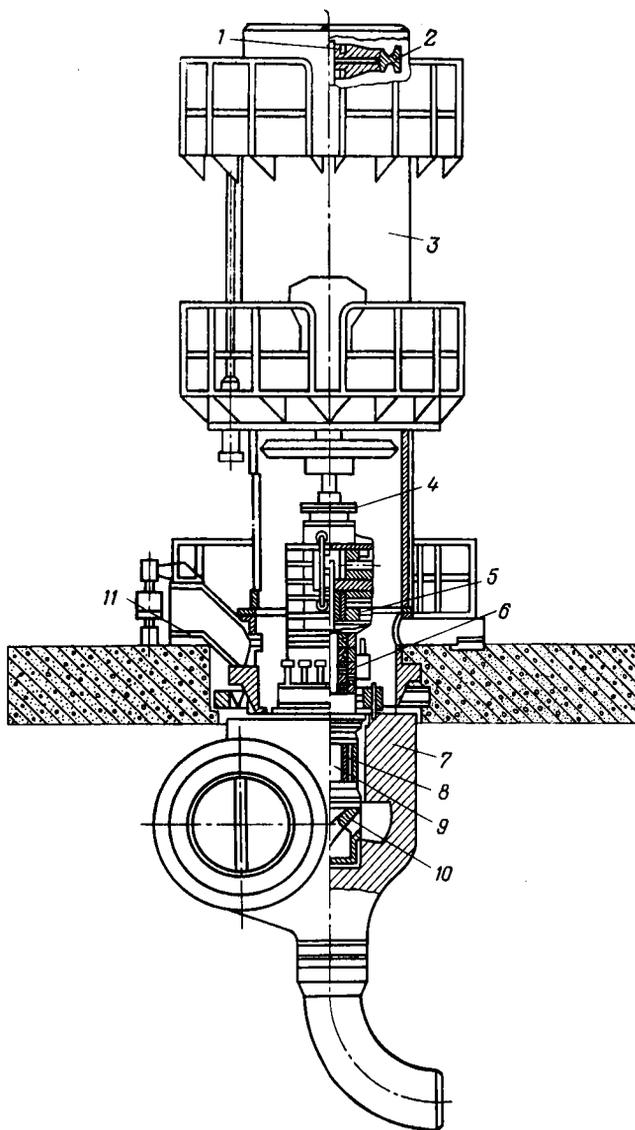


Рис. 9-37. Циркуляционный насос большой производительности бессальникового типа с механическим уплотнением вала (подача — 19 000 м³/ч).

1 — вал электродвигателя; 2 — маховик; 3 — электродвигатель; 4 — соединительная муфта; 5 — радиально-упорный подшипник; 6 — узел уплотнения; 7 — корпус; 8 — нижний радиальный гидростатический подшипник; 9 — вал насоса; 10 — рабочее колесо; 11 — опорные лапы.

5) имеется возможность применения подшипников любого подходящего типа.

Недостатком насосов с контролируруемыми утечками является то, что они требуют большего количества вспомогательных систем и более сложной автоматики, чем герметичные насосы.

Опыт работы АЭС показал, что питательная вода даже одноконтурных станций не требует дорогих и неэкономичных бессальниковых насосов, так как ее радиоактивность невелика и доступность насоса для эксплуатационного персонала в процессе работы определяется отнюдь не протечками, а радиоактивностью питательной воды.

На одноконтурных АЭС питательные насосы снабжаются двойными сальниками с отводом протечек из промежуточной полости в дренажный бак, откуда вода после очистки возвращается в цикл.

Питательные центробежные насосы выбираются на полный расход. Все насосы должны быть однотипными. Для каждой установки обязателен один резервный питательный насос.

Критерии выбора типа привода питательных насосов на АЭС те же, что на ТЭС. Турбопривод для атомных станций имеет еще одно преимущество. В случае аварийного обесточивания питания реактора продолжается почти до его полного расхолаживания за счет снабжения приводной турбины свежим паром. Положительными качествами турбопривода являются также экономическое регулирование объемной подачи насосов, непосредственный привод насоса без редуктора и неограниченная мощность.

Все остальные насосы АЭС (технического водоснабжения, масляные, вакуумные, насосы химической доочистки и т. п.) не имеют принципиальных отличий от рассмотренных выше конструкций насосов, используемых на ТЭС.

9-15. ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ НАСОСОВ ТЭС И АЭС

Повышение мощности и начальных параметров энергетических установок привело к увеличению сложности обслуживания насосного оборудования электростанций. При обслуживании насосов должны строго соблюдаться все правила техники безопасности. Обслуживающий пер-

сонал должен быть одет в хорошо подогнанную спецодежду, не имеющую развевающихся частей, которые могут быть захвачены вращающимися деталями насосов.

Обслуживающий персонал не имеет права производить на работающем агрегате или агрегате, находящемся в резерве, какие-либо ремонтные работы.

При обтирке насосов и их электродвигателей нельзя наматывать обтирочные тряпки на руки.

Персоналу, обслуживающему насосы, категорически запрещается:

1) снимать и устанавливать во время работы насоса ограждения валов и муфт;

2) снимать защитные заземления с электродвигателя независимо от того, работает насос или нет. Защитное заземление может быть отсоединено только после вывода электродвигателя в ремонт, снятия с него напряжения и отсоединения питающего кабеля;

3) касаться руками или с помощью каких-либо предметов вращающихся частей установки.

Запрещается допускать к насосам лиц, не имеющих право на обслуживание этих насосов.

При обнаружении свищей через фланцы, сварные стыки и т. д. должны быть приняты меры к ограждению опасной зоны, должны быть вывешены плакаты: «Опасная зона». Размеры опасной зоны должен определить начальник смены цеха.

В опасной зоне должны быть прекращены все виды работ, приняты меры по удалению из нее персонала, необходимо доложить об этом вышестоящему оперативному лицу.

Подготовка к ремонту насосов должна выполняться согласно условиям работ, указанным в наряде. При этом механизм должен быть остановлен, его запорная арматура (задвижки и вентили) установлены в положение, обеспечивающее безопасное проведение работы.

Приводы арматуры, отключающей насос, должны быть заперты на замки при помощи цепей или других устройств, исключающих ошибочные действия персонала.

На отключенных приводах и пусковом устройстве механизма должны быть вывешены запрещающие плакаты, а на месте производства работы плакат: «Работать здесь».

При необходимости одновременной работы на насосе и электродвигателе производитель работ должен произвести расцепление полумуфт механизма и электропривода.

При несчастном случае или возникновении опасности персонал, производящий ремонт и обслуживание оборудования, обязан немедленно оказать пострадавшему первую помощь или принять меры по предупреждению несчастного случая (остановить насосный агрегат, снять напряжение, отключить подачу пара на турбонасос и т. п.), вызвать старшего по смене или руководителя ремонтных работ и в дальнейшем действовать по его указанию.

При обслуживании и ремонте насосного оборудования АЭС все перечисленные требования правил техники безопасности сохраняют свою силу.

Насосное оборудование, расположенное в радиоактивной зоне, должно иметь пробоотборные точки для проведения анализов на радиоактивность.

Насосы, расположенные в «чистой» зоне, которые при аварийных режимах могут подвергаться радиоактивному загрязнению, должны периодически контролироваться.

Порядок допуска для обслуживания насосов первого контура регламентируется «Правилами техники безопасности при эксплуатации теплосилового оборудования электростанций» и указаниями отдела или службы радиационной безопасности.

9-16. КАТАЛОГИ НА НАСОСЫ

Типы насосов, количество их типоразмеров и параметры работы устанавливаются соответствующими государственными стандартами (ГОСТ).

ГОСТ 8337-57 устанавливает два типа консольных одноступенчатых насосов: К — с горизонтальным валом и отдельной стойкой; КМ — с горизонтальным валом, моноблочные, с электродвигателем (корпус насоса крепится к корпусу двигателя).

Насосы серий К и КМ общего назначения для подачи чистой воды с температурой до 105°C. Подача консольных насосов изменяется в пределах 0,0125—0,1 м³/с, а напор — 18,5—288 м.

Шифр насосов начинается с цифры, обозначающей диаметр входного патрубка (мм), деленный на 25, затем

после буквы (К или КМ) через черту следует цифра, обозначающая удельное число оборотов, деленное на 10 (в системе МКС — с числовым коэффициентом 3,65). Например, насос $1\frac{1}{2} K=6$ — консольный с диаметром входного патрубка $1,5 \times 25 = 37,5$ мм и частотой вращения $n_s = 60$.

Насосы типов К и КМ используются на электростанциях как вспомогательные, для откачки, различных дренажей, подпиточные и т. п.

ГОСТ 10272-73 устанавливает ряд и параметры работы насосов с двусторонним подводом жидкости. Шифр насосов составлен так же, как и для консольных насосов, только с буквой Д.

Подача насоса с двусторонним подводом изменяется от 0,03 м³/с (насос 6Д-6) до 3,6 м³/с (насос 48Д-22). ГОСТ регламентирует также к. п. д. насосов от 0,73 для 6Д-6 до 0,88 для 48Д-22.

Последние номера насосов (например, 48Д-22) применяются на ТЭС в качестве циркуляционных насосов.

Как уже отмечалось ранее, ГОСТ 6000-69 определяет две серии конденсатных насосов — Кс и КсВ.

Шифр насосов, кроме букв, включает три цифры: первая означает подачу, м³/ч; вторая — напор, м. Например, насос Кс20-60 — горизонтальный, с односторонним подводом, с подачей 20 м³/ч, с напором 60 м, числом ступеней две.

Имеются также стандарты на многоступенчатые насосы (ГОСТ 10407-63); питательные насосы с электроприводом (ГОСТ 7363-65); насосы осевые общего назначения (ГОСТ 9366-71); шестеренные (ГОСТ 19027-73); центробежные вертикальные (ГОСТ 19740-74); центробежные для химических производств (ГОСТ 15110-69); фекальные насосы (ГОСТ 11379-73); вакуумные механические (ГОСТ 14707-69); сетевые (ГОСТ 6438-66).

Изготавливаются насосы на следующих отечественных заводах: питательные насосы для мощных энергоблоков на Ленинградском металлическом заводе (ЛМЗ), Сумском насосном заводе (СНЗ) и ленинградском заводе «Экономайзер». Конденсатные насосы — на СНЗ и Щелковском насосном заводе; небольшие питательные насосы типов ПЭ270-150 и ПЭ500-180, а также консольные выпускает бердянский завод «Южгидромаш». Завод «Уралгидромаш» выпускает осевые циркуляционные на-

сосы. Насосы-дозаторы изготавливаются на рижском заводе «Ригахиммаш», а центробежные насосы с двусторонним подводом производят СНЗ и московский насосный завод им. М. И. Калинина.

В каталогах-справочниках на насосы указаны основные технические данные и оптовые цены выпускаемых нашей промышленностью насосов. Имеются также необходимые технические данные электродвигателей к насосам. Поэтому выбор требуемого насоса производится по каталогам-справочникам.

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования предъявляются к насосам ТЭС?
2. Назначение питательного насоса в тепловой схеме ТЭС.
3. Как осуществляется разгрузка осевого усилия ротора питательного насоса?
4. Перечислите основные преимущества турбинного привода питательного насоса над электроприводом.
5. Чем обусловлено разделение питательного насоса на бустерный и основной? В каких случаях это делается?
6. Назовите виды концевых уплотнений питательных насосов.
7. Назначение гидромуфт питательных установок.
8. Требования, предъявленные к конденсатным насосам.
9. Основные особенности работы насосов циркуляционного водоснабжения.
10. Какие насосы используются для перекачки химически агрессивных жидкостей?
11. Основные типы береговых насосных станций.
12. Каковы особенности работы насосов АЭС?
13. Принципиальные отличия конструкции главного циркуляционного насоса АЭС.
14. Порядок вывода насосной установки в ремонт.
15. Назовите основные данные, перечисленные в каталогах на насосы.

Глава десятая

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Программа лабораторных работ в соответствии с объемом излагаемого курса включает:

- 1) определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера;
- 2) снятие пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения;
- 3) определение числа Рейнольдса по опытным данным при ламинарном и турбулентном режимах движения; определение критической скорости и критического числа Рейнольдса;

4) экспериментальное определение коэффициента линейного гидравлического сопротивления и коэффициентов местных сопротивлений;

5) исследование истечения жидкости через различные отверстия и насадки; определение коэффициента расхода при истечении из отверстия;

6) снятие характеристики центробежного насоса.

10-1. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ ПРИ ПОМОЩИ ВИСКОЗИМЕТРА ЭНГЛЕРА

Вискозиметр Энглера¹ (рис. 10-1) состоит из латунного цилиндрического сосуда 1, помещенного в водяную ванну 2. К сферическому дну сосуда 1 припаяна латунная цилиндрическая трубка 3, в которую вставлена платиновая трубочка-насадок 4.

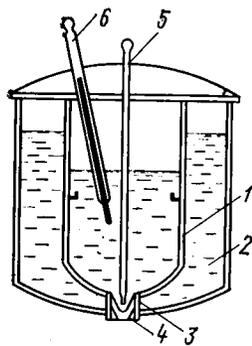


Рис. 10-1. Схема вискозиметра Энглера.

Перед проведением опыта отверстие насадки закрывают стопорным стержнем 5 и в резервуар 1 наливают 200 см³ исследуемой жидкости. Подогревая или охлаждая водяную ванну, можно получить необходимую температуру исследуемой жидкости (измеряемую термометром 6), при которой определяется вязкость. Эта температура во время опыта поддерживается постоянной. Затем поднятием стопорного стержня открывают отверстие насадка и по секундомеру отмечают время t истечения всего объема исследуемой жидкости. Таким же образом определяют время t_c истечения 200 см³ стандартной жидкости — дистиллированной воды при температуре 20°C (часто эта величина указывается в паспорте вискозиметра).

Отношение t/t_c , как отмечалось в § 1-3, характеризует величину вязкости жидкости и называется относитель-

¹ Следует отметить, что еще в 1752 г. М. В. Ломоносов изобрел «инструмент для исследования вязкости жидких материй по числу капель». Идея вискозиметра Энглера по существу не отличается от идеи прибора, предложенного М. В. Ломоносовым.

ной вязкостью. Эта вязкость выражается в так называемых условных градусах Энглера ($^{\circ}E$).

По стандарту единица измерения относительной вязкости называется градусом условной вязкости (обозначается $^{\circ}BU$), который численно равен градусу Энглера.

Для перевода вязкости, измеренной в градусах Энглера, в кинематическую пользуются формулой (1-12).

Таблица 10-1

Таблица пересчета условной вязкости в кинематическую

| Условная вязкость, $^{\circ}BU$ | Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, m^2/c | Условная вязкость, $^{\circ}BU$ | Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, m^2/c | Условная вязкость, $^{\circ}BU$ | Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$, m^2/c |
|---------------------------------|--|---------------------------------|--|---------------------------------|--|
| 1,00 | 1,0 | 2,80 | 18,7 | 6,00 | 43,8 |
| 1,10 | 2,0 | 3,00 | 20,4 | 6,50 | 47,6 |
| 1,20 | 3,0 | 3,20 | 22,0 | 7,00 | 51,5 |
| 1,40 | 5,1 | 3,60 | 25,3 | 8,00 | 59,0 |
| 1,50 | 6,2 | 3,80 | 26,9 | 8,50 | 62,8 |
| 1,60 | 7,3 | 4,00 | 28,4 | 9,00 | 66,6 |
| 1,70 | 8,3 | 4,25 | 30,4 | 9,50 | 70,2 |
| 1,80 | 9,4 | 4,50 | 32,4 | 10,0 | 74,0 |
| 1,90 | 10,4 | 4,75 | 34,2 | 11,0 | 81,0 |
| 2,00 | 11,4 | 5,00 | 36,2 | 12,0 | 89,0 |
| 2,20 | 13,5 | 5,50 | 40,0 | 13,0 | 96,0 |
| 2,40 | 15,2 | — | — | 14,0 | 104,0 |
| 2,60 | 17,0 | — | — | 15,0 | 111,0 |

В табл. 10-1 приведены рекомендованные стандартом значения кинематической вязкости в зависимости от условной вязкости ($^{\circ}BU$).

Для перевода более высоких значений условной вязкости применяют формулу $\nu = 7,4 \cdot 10^{-6} \cdot ^{\circ}BU$, где ν — в m^2/c .

10-2. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.

СНЯТИЕ ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКОЙ И НАПОРНОЙ ЛИНИИ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ

Лабораторная установка состоит (рис. 2-14) из напорного бачка и круглой трубы, составленной из труб различного сечения с диаметрами d_1 , d_2 и d_3 и площадями S_1 , S_2 и S_3 . Из каждого сечения выведены по две трубки: пьезометрическая и Пито (см. § 2-4). Выводы от всех пьезометрических трубок и трубок Пито смонтированы над трубой на общем щите с миллиметровой

Форма записи ре

| № сечения | z , м | Показания пьезометров $p/\rho g + z$, м | Показания трубки Пито, м | Объем жид- кости в мер- нике V , м ³ | Время напол- нения мерни- ка t , с |
|-----------|---------|--|--------------------------------|---|--|
| | | | | | |

шкалой для отсчета высоты уровня в трубках. Все трубки имеют общий нуль отсчетов.

Расход в трубе регулируется или краном в конце трубы, или поддержанием постоянного уровня в напорном бачке путем постоянного открытия регулирующего приток крана.

Значение расхода определяется наполнением мерника объемом V или взвешиванием на весах объема в мернике, поступившего за время t (см. § 2-5).

Учащимся задаются значения диаметров d_1 , d_2 и d_3 в трех сечениях и координаты z_1 , z_2 и z_3 центров трех рассматриваемых сечений. В процессе опыта снимаются показания пьезометрических трубок и показания трубок Пито во всех трех сечениях; показания трубок Пито сопоставляются с их теоретическим значением $p/\rho g + z + \omega^2/2g$.

По данным $p/\rho g$, z и показаниям трубок Пито строится пьезометрическая линия и линия скоростных напоров.

Все вычисления сводятся в таблицу, составленную по форме табл. 10-2.

10-3. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА ПРИ ЛАМИНАРНОМ И ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ

Лабораторная установка для демонстрации режима движения жидкости и определения числа Рейнольдса подробно описана в § 3-3, а детальная ее схема приведена на рис. 3-2.

Лабораторная работа заключается в демонстрации ламинарного и турбулентного режимов при помощи окрашенной струйки, выходящей из наконечника трубки 3. Раствор краски должен иметь плотность, близкую

результатов вычислений

| Расход $Q = V/t$, м ³ /с | Диаметр d , м | Площадь сечения S , м ² | Скорость $\omega = Q/S$, м/с | $\omega^2/2g$ | Теоретическое значение |
|---|--------------------|---|----------------------------------|---------------|--|
| | | | | | $\frac{p}{\rho g} + z + \frac{\omega^2}{2g}$ |
| | | | | | |

к плотности воды. В качестве краски применяют обычно раствор марганцевокислого калия или нигрозина.

При ламинарном режиме течения выходящая из наконечника «нить» краски течет по всей трубе ясно выраженной тонкой струйкой, не перемешиваясь, что хорошо подтверждает слоистый характер течения. Величина расхода определяется так же, как и в лабораторной работе № 2. После замера расхода воды краны 1 и 2, регулирующие расход воды, открываются больше, скорость течения в трубе увеличивается. Достигается такой режим течения, при котором краска начинает перемеши-

Таблица 10-3

Зависимость кинематического коэффициента
вязкости воды от температуры

| t , °С | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с | t , °С | $\nu \cdot 10^6$, м ² /с |
|----------|--------------------------------------|----------|--------------------------------------|
| 0 | 1,78 | 18 | 1,06 |
| 5 | 1,52 | 20 | 1,01 |
| 10 | 1,31 | 30 | 0,8 |
| 12 | 1,24 | 40 | 0,66 |
| 14 | 1,17 | 70 | 0,41 |
| 16 | 1,11 | 100 | 0,28 |

ваться в потоке по всей ширине трубы, демонстрируя беспорядочный характер течения. Наступает критический режим течения, соответствующий критическому числу Рейнольдса. При этом вторично производится замер расхода воды.

Затем расход воды увеличивается еще больше и наблюдается развитый турбулентный режим течения. При этом также замеряется расход воды.

Форма записи ре

| № опыта | Объем мерника V , м ³ | Время наполнения t , с | Расход Q , м ³ /с | Площадь сечения трубки S , м ² |
|---------|------------------------------------|--------------------------|--------------------------------|---|
| | | | | |

Поскольку критический режим течения в практических условиях опыта уловить бывает достаточно трудно, то по указанию преподавателя опыт вблизи этого расхода может быть повторен несколько раз.

При каждом установленном в опыте режиме движения по величинам V и t определяется расход $Q = V/t$. Зная внутренний диаметр стеклянной трубки d , определяют среднюю скорость течения воды по (2-11).

Замерив температуру воды в бачке по табл. 10-3, определяют кинематический коэффициент вязкости ν , после чего вычисляют число Рейнольдса по (3-1) и сопоставляют его с критическим значением числа $Re_{кр} = 2320$. Все вычисления сводятся по форме табл. 10-4.

10-4. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Лабораторная установка состоит (рис. 10-2) из центробежного насоса A , нагнетательной линии B , напорного резервуара $Г$, снабженного сливной линией $Д$, опытного участка трубопровода E , приемного резервуара $З$ и всасывающей линии $Ж$.

Во время проведения опытов жидкость насосом подается в напорный резервуар (в котором благодаря наличию сливной линии поддерживается постоянный уровень) и оттуда поступает в трубопровод E . Из трубопровода E жидкость вытекает в приемный резервуар и из него по всасывающей линии забирается насосом. Таким образом, во время опыта жидкость в системе циркулирует непрерывно.

Результаты вычислений

| Скорость течения w , м/с | Температура воды t , °С | Кинематический коэффициент вязкости ν , м ² /с | Диаметр трубки d , м | $Re = wd/\nu$ |
|----------------------------|---------------------------|---|------------------------|---------------|
| | | | | |

Измерение расхода жидкости Q осуществляется при помощи водомера Вентури B (в других случаях расход может быть замерен объемным или весовым способом, для чего между трубопроводом и приемным резервуаром вводится мерный бак).

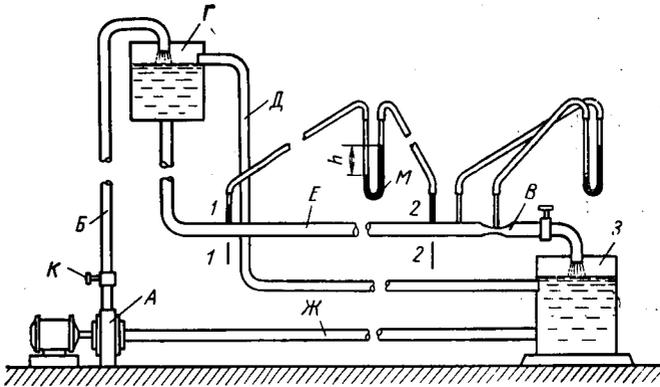


Рис. 10-2. Лабораторная установка для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений.

Потери напора в линиях определяются по показанию дифференциального ртутного манометра M . Для большей надежности измерений целесообразно установить два манометра, взаимно контролирующие друг друга. При этом следует иметь в виду, что длина опытного участка трубопровода должна быть взята достаточно большой, так как при малой длине разность уровней в коленах ртутного манометра может оказаться незначительной (в подобных случаях вместо ртутного манометра необ-

Форма записи ре

| № опыта | Разность уровней ртути h , м | Линейные потери напора $h_l = h (\rho_{рт} - \rho_1) / \rho_1$, м | Диаметр d , м | Расход по Вентури или по мернику Q , м ³ /с |
|---------|--------------------------------|---|-----------------|--|
| | | | | |

Примечание. При необходимости, по указанию преподавателя, табл. 10-5 может в табл. 10-2 и 10-4.

ходимо применять дифференциальный водяной пьезометр).

При горизонтальном трубопроводе постоянного диаметра напоры на длине l между сечениями трубопровода 1-1 и 2-2, к которым присоединен дифференциальный манометр, определяются по формуле:

$$h_l = \frac{p_1 - p_2}{\rho_1} .$$

Зная, что $p_1 - p_2 = (\rho_{рт} - \rho_1)gh$, где $\rho_{рт}$ — плотность ртути; ρ_1 — плотность движущейся по трубопроводу жидкости; h — разность уровней ртути в манометре, получаем:

$$h_l = h \frac{\rho_{рт} - \rho_1}{\rho_1} .$$

Из формулы Дарси — Вейсбаха (3-6) имеем:

$$\lambda = \frac{2gh_l d}{l_{1-2} \omega^2} ,$$

где потеря напора h_l известна, а средняя скорость ω может быть вычислена по измеренному расходу жидкости Q :

$$\omega = \frac{4Q}{\pi d^2} .$$

Расход и напор измеряют несколько раз при различных скоростях движения жидкости по трубопроводу. После этого вычисляют соответствующее значение коэффициента λ и числа Рейнольдса Re (см. лабораторную работу № 3) и строят кривую изменения коэффициента λ в зависимости от Re .

зультатов вычислений

| Скорость $w = 4Q/\pi d^2$, м/с | Коэффициент $\lambda = 2gh_1d/l_{1-2}w^3$ | $Re = \frac{wd}{\nu}$ | Местные потери напора h_m , м | Коэффициент $\zeta = 2gh_m/w^2$ |
|------------------------------------|--|-----------------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| | | | | |

быть сделана более подробной за счет введения в нее величин, [детально разобранных

Для определения коэффициентов местного сопротивления в трубопроводе на фланцах устанавливают исследуемое сопротивление (расширяющийся или суживающийся патрубков, диафрагму, задвижку и т. п.) и аналогично предыдущему определяют полную потерю напора между сечениями 1-1 и 2-2. Предварительно следует найти потерю напора в этом же трубопроводе, при той же самой скорости движения жидкости, но без местного сопротивления.

Местную потерю напора h_m определяют как разность потерь напора в обоих случаях, после чего по формуле Вейсбаха (3-20) находят коэффициент сопротивления:

$$\zeta = \frac{2gh_m}{w^2}.$$

Все вычисления сводят в таблицу по форме табл. 10-5.

**10-5. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5.
ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ
ЧЕРЕЗ РАЗЛИЧНЫЕ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ**

Лабораторная установка состоит из напорного бака 1 (рис. 10-3), напор в котором измеряется при помощи пьезометра 2 с мерной рейкой 3. В боковой стенке бака имеется специальная круглая рамка, в которую вкладываются пластинки с отверстиями различных форм или с насадком.

Во время опыта с круглым отверстием демонстрируется форма сечения струи 4, вышедшей из отверстия, замеряется напор в баке H в начале и конце опыта,

| № опыта | Форма отверстия | Напор H_1 , м | Напор H_2 , м | Напор H_0 , м |
|---------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 1 | | | | |
| 2 | | | | |
| 3 | | | | |
| 4 | | | | |

замеряется диаметр отверстия d_0 и специальным циркулем замеряется диаметр струи d_1 в ее цилиндрической части (см. § 4-1).

Объемным способом определяется расход через отверстие путем направления струи с помощью специальной трубы-отсекателя в мерный бак 5. Делая замеры

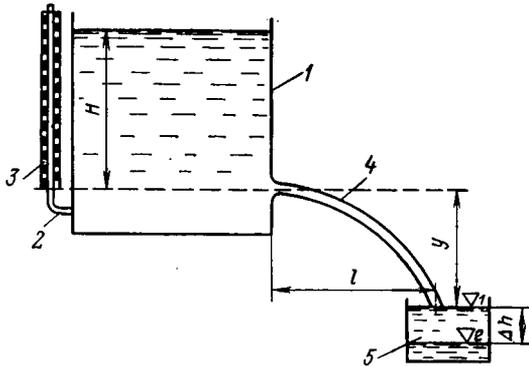


Рис. 10-3. Схема установки для излучения истечения жидкости через отверстия и насадки.

уровня жидкости в начале и конце выбранного для опыта промежутка времени, определяют объем жидкости и ее расход. Коэффициент расхода определяется из уравнения (4-7):

$$\mu = \frac{Q}{S_0 \sqrt{2gH_0}},$$

где H_0 — средний за время наполнения мерного бака напор, $H_0 = (H_1 + H_2)/2$.

Коэффициент сжатия струи определяется по (4-1), коэффициент скорости — по (4-6).

Результатов опыта

| Объем жидкости в мернике V , м ³ | Время наполнения мерника t , с | Расход $Q = V/t$, м ³ /с | μ | ν | $\varphi = \mu/\nu$ |
|---|----------------------------------|--------------------------------------|-------|-------|---------------------|
| | | | | | |

При опыте с внешним цилиндрическим насадком представляется возможным измерить величину вакуума, образующегося в начале насадка, с помощью опущенной в напорный бак пьезометрической трубки, в которой произойдет подъем уровня на высоту:

$$h_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в}}}{\rho g} = (0,75 \div 0,8) H.$$

Все записи и вычисления сводятся в таблицу по форме табл. 10-6.

**10-6. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6.
СНЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Лабораторная установка для проведения этой работы может быть использована та же, что и в лабораторной работе № 4. Дополнениями являются: манометр на нагнетательной линии B , перед регулирующим расходом вентилем K , и вакуумметр на всасывающей линии $Ж$. (Как манометр, так и вакуумметр необходимо устанавливать в непосредственной близости от нагнетательного и всасывающего патрубков насоса, чтобы избежать вли-

Таблица 10-7

Форма записи результатов опыта

| № опыта | $H_{\text{м}}$, м | $H_{\text{в}}$, м | H , м | N_0 | η_0 | N | Q , м ³ /с | η |
|---------|--------------------|--------------------|---------|-------|----------|-----|-------------------------|--------|
| | | | | | | | | |

яния на характеристики насоса потерь на трение при движении жидкости по трубопроводам).

По указанию преподавателя регулирующим вентилем M устанавливается определенный расход жидкости через насос. При этом расходе (который в данном случае удобнее замерять по водомеру Вентури) определяются: показания манометра H_M и вакуумметра H_B , мощность электродвигателя, приводящего в действие насос (см. § 7-6). Затем вычисляется потребляемая насосом мощность N и коэффициент полезного действия насоса по (7-16). По данным испытаний строятся графики, характер которых должен соответствовать графикам, изображенным на рис. 7-5.

Все записи и вычисления сводятся в таблицу по форме табл. 10-7.

Величины C , λ и K для труб круглого сечения

| d , м | C | λ | K , м ³ /с | d , м | C | λ | K , м ³ /с |
|---------|-------|-----------|-------------------------|---------|-------|-----------|-------------------------|
| 0,05 | 44,79 | 0,0391 | 0,00987 | 0,4 | 60,31 | 0,0216 | 2,397 |
| 0,075 | 47,45 | 0,0349 | 0,0287 | 0,45 | 61,35 | 0,0209 | 4,2593 |
| 0,1 | 49,46 | 0,0321 | 0,0614 | 0,5 | 62,28 | 0,0202 | 4,3242 |
| 0,125 | 51,07 | 0,0301 | 0,1108 | 0,6 | 63,91 | 0,0192 | 6,9993 |
| 0,15 | 52,42 | 0,0286 | 0,1794 | 0,7 | 65,32 | 0,0184 | 10,5173 |
| 0,2 | 54,62 | 0,0263 | 0,3837 | 0,8 | 66,58 | 0,0177 | 14,9648 |
| 0,25 | 56,4 | 0,0247 | 0,6921 | 0,9 | 67,7 | 0,0171 | 20,4295 |
| 0,3 | 57,9 | 0,0234 | 1,1206 | 1 | 68,72 | 0,0166 | 26,485 |
| 0,35 | 59,18 | 0,0224 | 1,6842 | | | | |

Приложение 2

Перевод единиц измерения, встречающихся в книге,
из системы СИ в систему МКГСС¹

Единица силы — *ньютон* (Н):

$$1 \text{ Н} = 0,102 \text{ кг} = 102 \cdot 10^{-6} \text{ Т} = 10^5 \text{ дин.}$$

Единица давления (напряжения) — *ньютон на квадратный метр*:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ кг/м} \cdot \text{с}^2 = 0,102 \text{ кг/м}^2 = 10,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг/см}^2 \text{ (ат)} = \\ = 102 \cdot 10^{-9} \text{ кг/мм}^2 = 10 \text{ дин/см}^2 = 10^{-5} \text{ бар.}$$

Единица работы и энергии — *джоуль* (Дж):

$$1 \text{ Дж} = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{м} = 0,278 \cdot 10^{-6} \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 0,239 \text{ кал} = 0,239 \times \\ \times 10^{-3} \text{ ккал} = 0,378 \cdot 10^{-6} \text{ л. с.} \cdot \text{ч} = 10^7 \text{ эрг.}$$

Единица мощности — *ватт* (Вт):

$$1 \text{ Вт} = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{м/с} = 10,2 \cdot 10^3 \text{ Гсм/с} = 0,001 \text{ кВт} = 10^{-6} \text{ МВт} = \\ = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ л. с.} = 0,86 \text{ ккал/ч} = 0,239 \text{ кал/с} = 10^7 \text{ эрг/с.}$$

Единица динамической вязкости — *ньютон-секунда на квадратный метр*:

$$1 \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2 = 1 \text{ кг} \cdot \text{с/м}^2 = 0,102 \text{ кг} \cdot \text{с/м}^2 = 10 \text{ дин} \cdot \text{с/см}^2 \text{ (пз)} = \\ = 28,3 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{ч/м}^2 = 278 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{ч/м}^2.$$

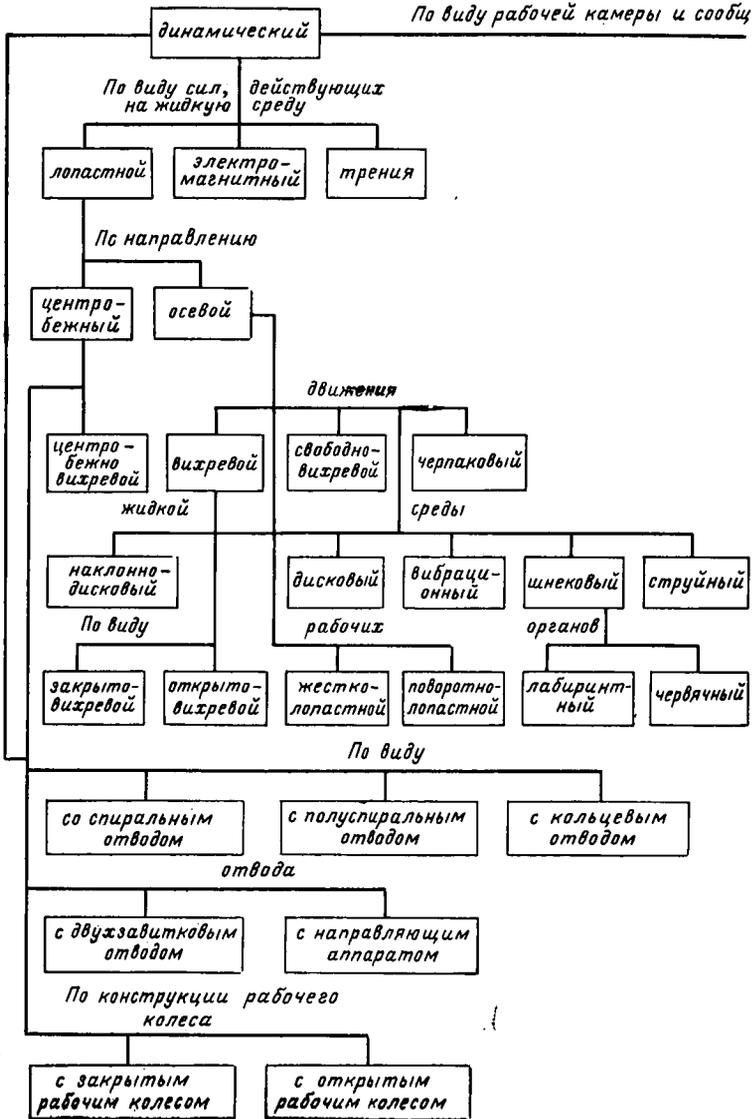
Для перевода условий вязкости (⁰ВУ) в динамическую (μ , пз) следует перевести условную вязкость в кинематическую (ν , ст), а затем использовать формулу $\mu = \nu \rho$, где ρ — плотность жидкости, г/см³.

Единица кинематической вязкости — *квадратный метр на секунду*:

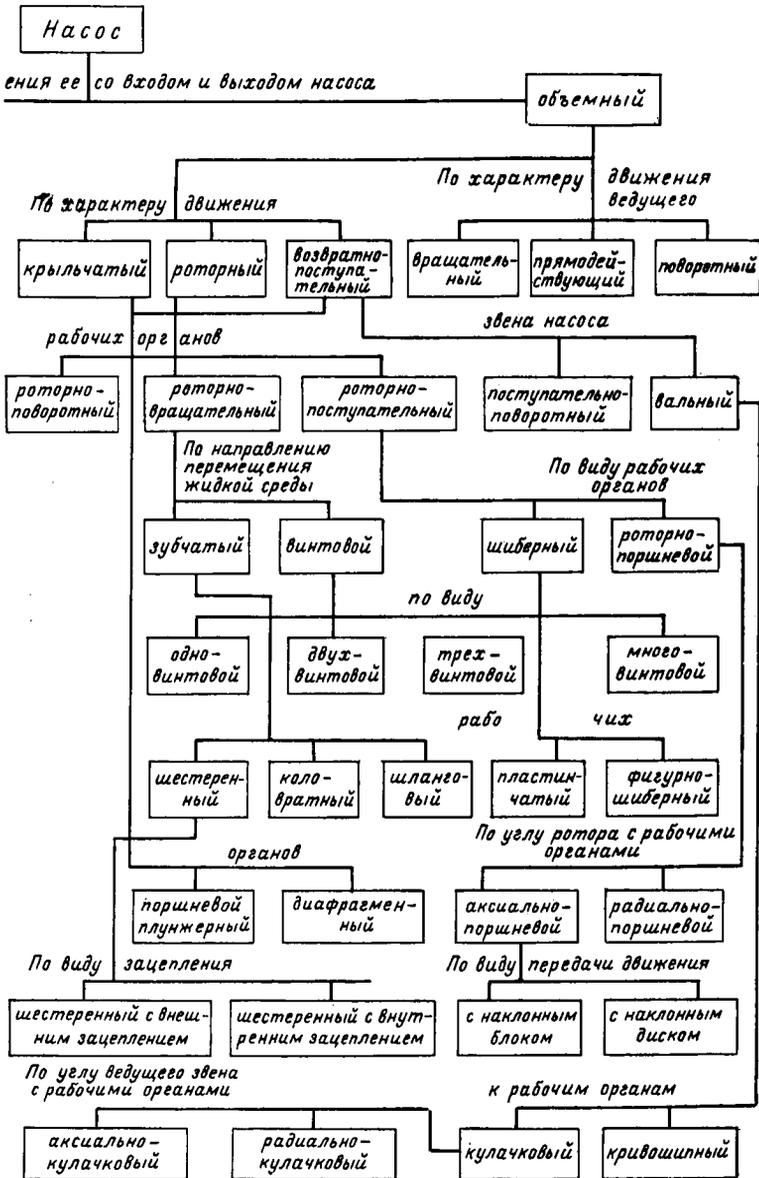
$$1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ см}^2/\text{с} \text{ (ст)} = 10^6 \text{ мм}^2/\text{с} \text{ (сст)} = 3600 \text{ м}^2/\text{ч.}$$

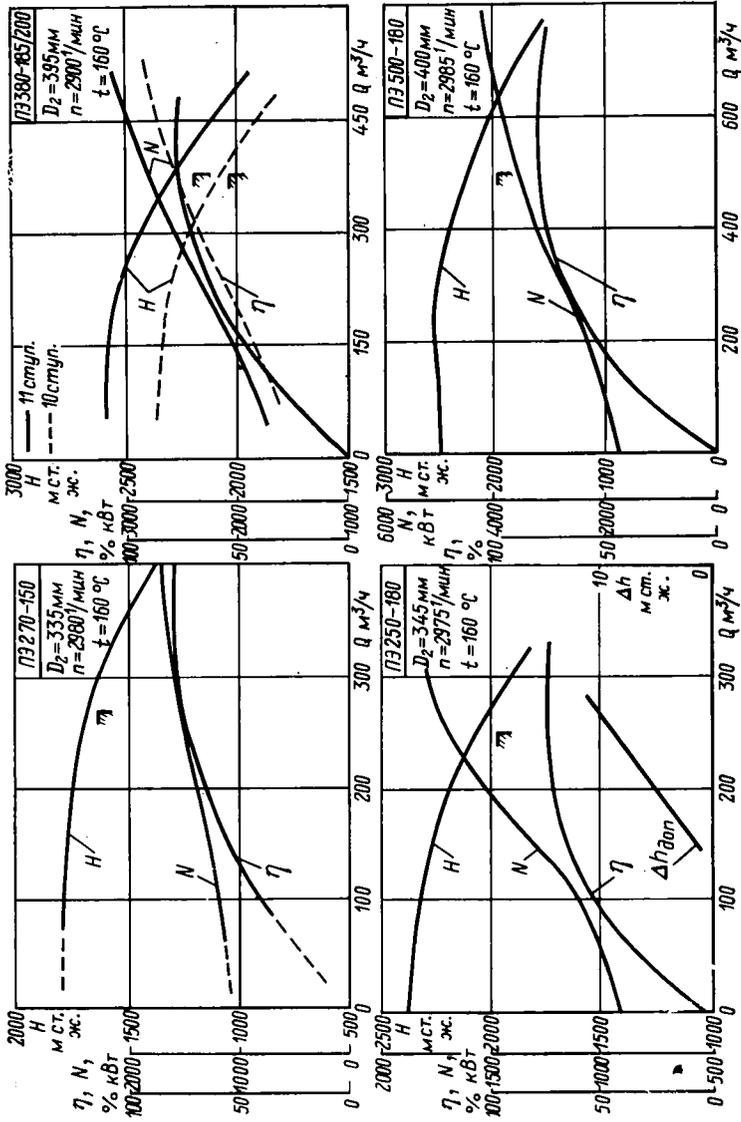
¹ Более подробные сведения о соотношениях между единицами измерения величин даны в [18].

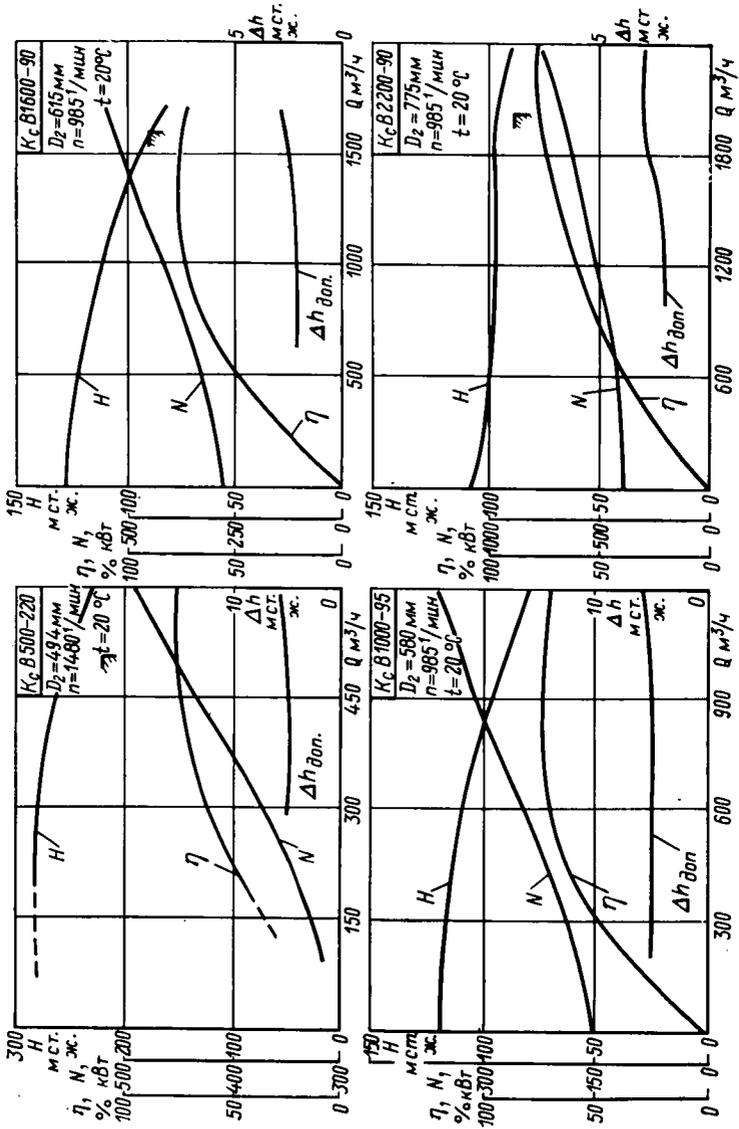
Виды насосов по



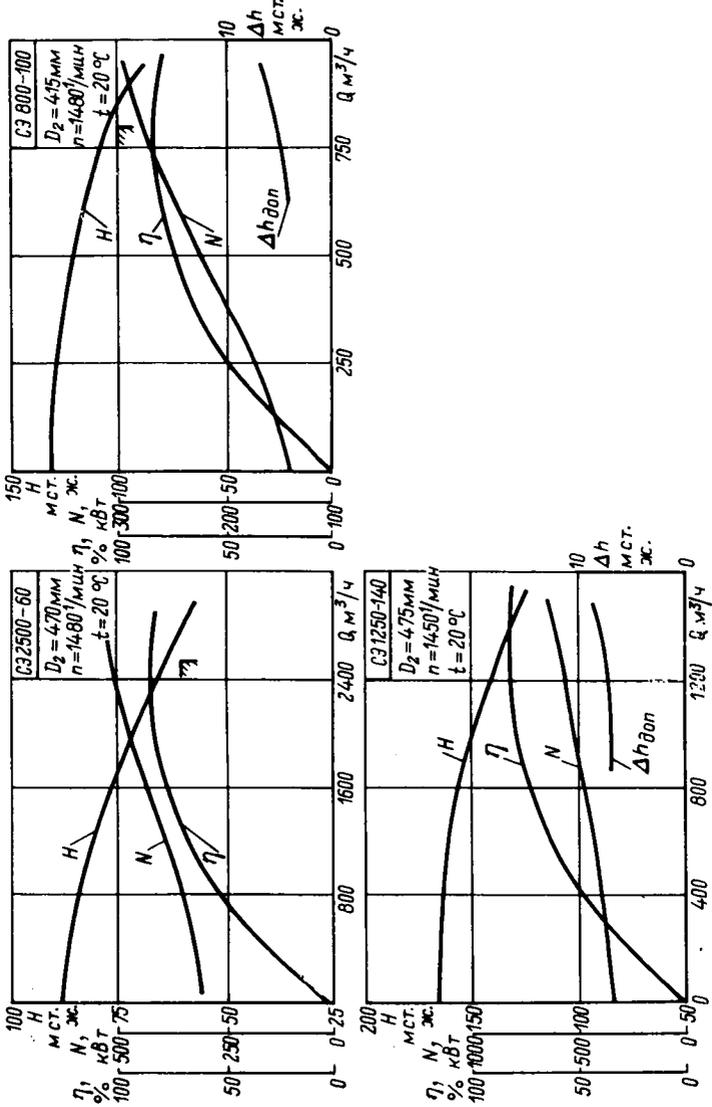
принципу действия и конструкции







Приложение 6



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Башта Т. М. (редактор) и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1970. 504 с.
- 2 Бобровский С. А., Соколовский С. М. Гидравлика, насосы и компрессоры. М., «Недра», 1972. 296 с.
- 3 Ерохин В. Г., Маханько М. Г. Сборник задач по основам теплотехники и гидравлики. М., «Энергия», 1972. 176 с.
- 4 Основы гидравлики, водоснабжения и канализации. М., Стройиздат, 1972. 381 с. Авт.: В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков, П. В. Сафонов.
- 5 Латышенков А. М. Основы гидравлики. Л., Гидрометеорологическое издательство, 1971. 245 с.
- 6 Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. М., Стройиздат, 1972. 207 с.
- 7 Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Основное насосное оборудование электрических станций. М., «Энергия», 1968. 192 с.
- 8 Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Насосное оборудование тепловых электростанций. М., «Энергия», 1975. 280 с.
- 9 Маргулова Т. Х. Атомные электрические станции. М., «Высшая школа», 1974. 360 с.
- 10 Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Конструкции и расчет на прочность центробежных насосов высокого давления. М., «Машиностроение», 1971. 304 с.
- 11 Отт А. А. Гидравлика М., Объединенное научно-техническое изд-во, Главная редакция энергетической литературы, 1937. 403 с.
- 12 Рабинович Е. З. Гидравлика. М., «Недра», 1974. 296 с.
- 13 Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. М., «Энергия», 1967. 400 с.
- 14 Рычагов В. В., Третьяков А. А. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок, М., «Колос», 1971. 320 с.
- 15 Сафонов А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. М., «Энергия», 1968. 238 с.
- 16 Синев Н. М., Удовченко П. М. Бессальниковые водяные насосы. М., Атомиздат, 1972. 496 с.
- 17 Соколов Е. Я. Струйные аппараты. М., «Энергия», 1970. 287 с.
- 18 «Единицы измерения и обозначения физико-технических величин». Справочник. М., Госоптехиздат, 1961. 255 с.
- 19 Насосы. Термины и определения. ГОСТ 17398-72. М., Изд-во стандартов, 1974. 35 с.
- 20 Насосы осевые типа О, ОП и центробежные вертикальные типа В. Каталог-справочник. М., 1970. 50 с.
- 21 Насосы объемные. Каталог. Л., 1972. 122 с.
- 22 Насосы центробежные и осевые. Справочник. М., 1972. 72 с.
- 23 Насосы. Каталог-справочник. М., 1966. 60 с.
- 24 Насосы вакуумные и газодувки. Каталог. Л., 45 с.
- 25 Насосы центробежные общего применения. Каталог. Л., 1971. 129 с.
- 26 Насосы центробежные специальные. Каталог. Л. 1971. 185 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

| | |
|---|---|
| Предисловие | 3 |
| Введение | 5 |
| 1. Содержание предмета «Гидравлика и насосы» | 5 |
| 2. Краткий исторический обзор развития гидравлики как науки | 5 |

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ГИДРАВЛИКА

| | |
|--|----|
| Глава первая. Физические свойства жидкостей | 8 |
| 1-1. Виды жидкостей | 8 |
| 1-2. Силы, действующие на жидкость | 8 |
| 1-3. Основные физические свойства жидкостей | 9 |
| 1-4. Идеальные и реальные жидкости | 15 |
| Примеры | 15 |
| Контрольные вопросы | 16 |
| Глава вторая. Основы гидростатики и гидродинамики | 17 |
| 2-1. Гидростатическое давление. Основное уравнение гидростатики | 17 |
| 2-2. Понятие о потоке и элементарной струйке жидкости. Расход и средняя скорость | 25 |
| 2-3. Установившееся и неустановившееся, равномерное и неравномерное движение жидкости. Уравнение неразрывности струи | 28 |
| 2-4. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости и для потока реальной жидкости | 31 |
| 2-5. Измерение расхода и скорости жидкости | 41 |
| Примеры | 43 |
| Контрольные вопросы | 46 |
| Глава третья. Движение жидкости и гидравлическое сопротивление | 47 |
| 3-1. Классификация видов движения жидкости | 47 |
| 3-2. Ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости | 47 |
| 3-3. Критерий Рейнольдса. Ламинарное течение в трубах постоянного сечения. Турбулентное движение в трубах | 48 |
| 3-4. Классификация гидравлических сопротивлений | 52 |
| 3-5. Сопротивление трения по длине. Формула Дарси. Коэффициент гидравлического трения | 52 |
| 3-6. Местные гидравлические сопротивления | 60 |

| | |
|---|-----------|
| 3-7. Эквивалентная длина местного сопротивления. Сложение потерь напора по длине и на местных сопротивлениях | 66 |
| Примеры | 67 |
| Контрольные вопросы | 69 |
| Глава четвертая. Истечение жидкости через отверстия и насадки | 70 |
| 4-1. Истечение жидкости. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода | 70 |
| 4-2. Истечение жидкости через насадки | 76 |
| 4-3. Практическое применение истечения в турбинах и насосах. Истечение при переменном напоре | 82 |
| 4-4. Воздействие струи на преграду. Реактивное действие вытекающей струи | 84 |
| Примеры | 88 |
| Контрольные вопросы | 89 |
| Глава пятая. Движение жидкости по трубопроводам и в каналах | 90 |
| 5-1. Назначение и классификация трубопроводов | 90 |
| 5-2. Номограммы для расчета трубопроводов. Выбор диаметра трубы | 92 |
| 5-3. Расчет трубопроводов методом расходной характеристики трубы. Гидравлическая характеристика трубопроводов | 97 |
| 5-4. Сифонные трубопроводы | 98 |
| 5-5. Понятие о явлении кавитации | 100 |
| 5-6. Гидравлический удар в трубопроводах | 102 |
| 5-7. Определение повышения давления при гидравлическом ударе и практические меры борьбы с ним | 104 |
| 5-8. Равномерное движение в открытых руслах. Гидравлический расчет открытых каналов и безнапорных трубопроводов | 109 |
| 5-9. Сложные трубопроводы | 111 |
| Примеры | 114 |
| Контрольные вопросы | 116 |

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

НАСОСЫ

| | |
|---|------------|
| Глава шестая. Основные понятия и термины | 118 |
| 6-1. Технические показатели и характеристики насосов | 118 |
| 6-2. Классификация насосов | 122 |
| 6-3. Напор, развиваемый насосом. К. п. д. насоса | 122 |
| 6-4. Определение мощности насоса и выбор двигателя | 125 |
| 6-5. Краткая историческая справка | 126 |
| Примеры | 126 |
| Контрольные вопросы | 127 |
| Глава седьмая. Центробежные насосы | 128 |
| 7-1. Принцип действия и классификация центробежных насосов | 128 |
| 7-2. Основы теории центробежного насоса. Треугольники скоростей на входе и выходе с лопасти | 131 |
| | 277 |

| | |
|---|------------|
| 7-3. Основное уравнение центробежного насоса — уравнение Л. Эйлера | 133 |
| 7-4. Теоретический напор насоса. Влияние профиля лопасти на величину напора | 135 |
| 7-5. Действительный напор насоса | 137 |
| 7-6. Характеристика насоса | 138 |
| 7-7. Законы пропорциональности. Универсальная характеристика | 141 |
| 7-8. Коэффициент быстроходности | 144 |
| 7-9. Всасывающая способность центробежных насосов и ее определение | 146 |
| 7-10. Кавитация в насосах, последствия и меры борьбы с ней | 147 |
| 7-11. Осевое давление в центробежных насосах и способы его уменьшения | 149 |
| 7-12. Конструктивное исполнение и промышленное применение центробежных насосов | 152 |
| 7-13. Пересчет рабочей части характеристик насосов. Регулирование центробежного насоса | 161 |
| 7-14. Параллельная и последовательная работа насосов. Построение суммарной характеристики | 166 |
| 7-15. Пуск, остановка и эксплуатация центробежных насосов | 168 |
| 7-16. Возможные неполадки в работе насоса и их устранение | 170 |
| 7-17. Правила техники безопасности при обслуживании центробежных насосов | 171 |
| Примеры | 171 |
| Контрольные вопросы | 172 |
| Глава восьмая. Принцип действия, конструкции и применение насосов различных видов | 174 |
| Глава девятая. Насосное оборудование тепловых и атомных электростанций | 183 |
| 9-1. Принципиальная тепловая схема ТЭС и ее насосное оборудование | 183 |
| 9-2. Питательные насосные агрегаты для парогенераторов докритического давления | 186 |
| 9-3. Конструкция основных узлов питательных насосов | 190 |
| 9-4. Особенности конструкций питательных насосов ТЭС, работающих при сверхкритических параметрах пара | 207 |
| 9-5. Нестационарные режимы работы питательных насосов | 216 |
| 9-6. Автоматика, защита и сигнализация питательных насосных установок | 218 |
| 9-7. Обслуживание питательных насосов | 219 |
| 9-8. Назначение и конструкции конденсатных насосов | 221 |
| 9-9. Сетевые насосы | 227 |
| 9-10. Типы и конструкции циркуляционных насосов | 232 |
| 9-11. Насосные станции технического водоснабжения | 240 |
| 9-12. Насосы химической водоочистки | 243 |
| 9-13. Масляные насосы и насосы системы топливоснабжения | 244 |

| | |
|--|------------|
| 9-14. Особенности конструкций насосов, применяемых на АЭС | 247 |
| 9-15. Правила техники безопасности при обслуживании насосов ТЭС и АЭС | 253 |
| 9-16. Каталоги на насосы | 255 |
| Контрольные вопросы | 257 |
| Глава десятая. Лабораторные работы | 257 |
| 10-1. <i>Лабораторная работа № 1.</i> Определение вязкости жидкости при помощи вискозиметра Энглера | 258 |
| 10-2. <i>Лабораторная работа № 2.</i> Снятие пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения | 259 |
| 10-3. <i>Лабораторная работа № 3.</i> Определение числа Рейнольдса при ламинарном и турбулентном режимах движения | 260 |
| 10-4. <i>Лабораторная работа № 4.</i> Экспериментальное определение коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициентов местных сопротивлений | 263 |
| 10-5. <i>Лабораторная работа № 5.</i> Исследование истечения жидкости через различные отверстия и насадки | 265 |
| 10-6. <i>Лабораторная работа № 6.</i> Снятие характеристики центробежного насоса | 267 |
| Приложения | 269 |
| Список литературы | 275 |

ВЛАДИМИР ВЛАДИМИРОВИЧ ЖАБО,
ВАСИЛИЙ ВАСИЛЬЕВИЧ УВАРОВ



ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

Редактор И. А. Шалобасов
Редактор издательства М. И. Кузнецова
Обложка художника В. И. Карпова
Технический редактор Н. А. Галанчева
Корректор З. Б. Драновская

Сдано в набор 30/III 1976 г. Подписано к печати 13/VIII 1976 г.
Т-15724 Формат 84×108^{1/2} Бумага типографская № 2
Усл. печ. л. 14,7 Уч.-изд. л. 14,47 Тираж 15 000 экз.
Зак. 610 Цена 59 коп.

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.