

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

Если вы скопируете данный файл,
Вы должны незамедлительно удалить его сразу после ознакомления с содержанием.
Копируя и сохраняя его Вы принимаете на себя всю ответственность, согласно действующему международному законодательству .
Все авторские права на данный файл сохраняются за правообладателем.
Любое коммерческое и иное использование кроме предварительного ознакомления запрещено.

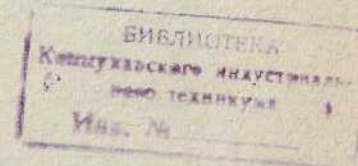
Публикация данного документа не преследует никакой коммерческой выгоды. Но такие документы способствуют быстрейшему профессиональному и духовному росту читателей и являются рекламой бумажных изданий таких документов.

621.63
4 93
Л. А. ЦЫБИН, И. Ф. ШАНАЕВ

ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

Допущено Министерством строительства
предприятий тяжелой индустрии СССР
в качестве учебного пособия
для техникумов по специальности
«Строительство водопроводных
и канализационных сетей и сооружений»

55 514



12. 04

МОСКВА «ВЫСШАЯ ШКОЛА» 1976

Рецензенты: канд. техн. наук В. И. Калицун
и докт. техн. наук А. Д. Альтшуль

Цыбин Л. А., Шанаев И. Ф.
Ц93 Гидравлика и насосы. Учебн. пособие для
техникумов. М., «Высш. школа», 1976.
256 с. с ил.

В учебном пособии содержатся основные сведения по гидростатике, гидродинамике и насосам, применяемым в строительстве и санитарной технике.

В разделе гидростатики рассмотрены вопросы плавания тел и др. В разделе гидродинамики уделено внимание видам, режимам и основным закономерностям движения жидкости в напорных и безнапорных трубопроводах, каналах и открытых руслах. Изложены основные закономерности движения жидкости в пористой среде. В разделе насосов приведены сведения о классификации насосов, даны схемы устройства, показаны достоинства и недостатки.

Учебное пособие предназначается для учащихся техникумов по специальности «Строительство водопроводных и канализационных сетей и сооружений».

Настоящее издание предназначается в качестве учебного пособия по курсу «Гидравлика и насосы» для учащихся техникумов по специальности «Строительство водопроводных и канализационных сетей и сооружений».

В первой части книги излагается общий курс гидравлики, а во второй — основы расчета, конструирования, подбора и эксплуатации различного рода насосов.

В пособии рассматриваются некоторые вопросы (фильтрация, движение растворов и бетона, истечение жидкостей через отверстия и насадки и др.), представляющие практический интерес и для других специальностей. Кроме того, значительное внимание уделено рассмотрению физической сущности гидравлических явлений и приложению законов гидравлики к решению практических задач.

Материал курса изложен в основном на базе элементарной математики, и только при рассмотрении некоторых вопросов использованы элементы высшей математики.

В предлагаемом учебном пособии написаны: Л. А. Цыбиным — главы с I по IV; И. Ф. Шанаевым — главы с V по XII. Введение написано авторами совместно.

Авторы глубоко признательны научному редактору книги канд. техн. наук В. С. Муромову, а также рецензентам докт. техн. наук А. Д. Альтшулю и канд. техн. наук В. И. Калицуну за ценные замечания по рукописи учебного пособия «Гидравлика и насосы», которые были учтены авторами при подготовке пособия к изданию.

Авторы

Ц 20303--227
001(01)—76 246—76

532

© Издательство «Высшая школа», 1976.

§ 1. Гидравлика как наука и ее значение в санитарной технике

Гидравлика — это наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая методы применения их к решению инженерных задач.

Гидравлику разделяют на гидростатику и гидродинамику. Гидростатика изучает законы равновесия (покоя) жидкостей, а гидродинамика — законы движения жидкостей.

Значение гидравлики очень велико. Законы гидравлики применяют при решении многих инженерных задач, связанных с проектированием, строительством и эксплуатацией различных сооружений и машин, которые предназначены для использования различного рода жидкостей для целей народного хозяйства.

В данном курсе рассматриваются основы гидравлики применительно к специальности «Строительство водопроводных и канализационных сетей и сооружений».

Ниже приводятся краткие сведения из истории гидравлики.

Гидравлика зародилась в Древней Греции. Основоположником гидравлики считают древнегреческого ученого Архимеда (250 г. до н. э.), который написал трактат «О плавающих телах». После длительного перерыва эта наука возрождается в средние века такими учеными, как Стевин (1548—1620), Галилей (1564—1642), Паскаль (1623—1662), Леонардо да Винчи (1452—1519), Торичелли (1608—1647), Ньютон (1642—1724).

Гидравлика как самостоятельная наука начала формироваться в XVIII в. после работ, выполненных в Петербургской академии наук М. В. Ломоносовым (1711—1765), Д. Бернулли (1700—1782) и Л. Эйлером (1707—

1783), которые разработали основные законы движения жидкости.

В этот период над проблемами гидравлики работали иностранные ученые: Шези, Вентури, а в XIX в. Вейсбах, Базен, Рейнольдс и др.

Большую роль в развитии гидравлики того времени и позднее сыграли русские ученые: И. С. Громека, Н. П. Петров, В. Г. Шухов, Н. Е. Жуковский, исследования которых в области механики жидкости стали классическими.

Основоположником советской школы инженерной гидравлики является академик Н. Н. Павловский (1884—1937), который решил многие важные проблемы в области теоретической и инженерной гидравлики.

Большой практический и теоретический интерес представляют в области гидравлики работы советских ученых: Н. Д. Чертоусова, А. Н. Рахманова, И. И. Агроскина, Е. А. Замарина, А. Н. Ахутина, Р. Р. Чугаева, И. И. Леви, Л. С. Лейбензона, А. Н. Колмогорова, М. А. Великанова, С. А. Христиановича и др.

История развития гидравлики в СССР свидетельствует о громадной работе, проделанной советскими учеными.

Успешное решение ими ряда задач в содружестве с производственниками обеспечило советской теоретической и инженерной гидравлике заслуженный авторитет в мировой науке.

§ 2. Физические свойства жидкостей

Жидкостью называется физическое тело, которое легко изменяет свою форму под действием любых по величине сил. Жидкость отличается от твердого тела тем, что обладает большой подвижностью частиц (текучестью) и принимает форму сосуда, в котором она находится.

Различают два вида жидкостей: капельные и газообразные.

К капельным жидкостям относятся, например, вода, нефть, масло, ртуть и т. п. Капельная жидкость характеризуется весьма малой сжимаемостью и малым сопротивлением растягивающим усилиям.

К газообразным жидкостям относятся все газы при обычных условиях, которые характеризуются большой

сжимаемостью и отсутствием сопротивления растягивающим усилиям.

В дальнейшем рассматриваются только капельные жидкости.

Для упрощения теоретических выводов в отдельных случаях используется понятие «идеальной жидкости», под которой понимается жидкость, обладающая абсолютной подвижностью частиц и абсолютной несжимаемостью. При практическом применении законов, полученных для идеальной жидкости, вводят соответствующие поправки.

Ниже рассматриваются основные свойства капельных жидкостей.

Удельный вес. Удельным весом называют вес жидкости в единице объема и обозначают греческой буквой γ (гамма)

$$\gamma = G/W;$$

где G — вес жидкости; W — объем, занимаемый ею.

Удельный вес измеряется в единицах силы, деленных на единицу объема. Например, для воды при $t = +4^\circ\text{C}$

$$\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3 = 1 \text{ гс/см}^3 = 1 \text{ тс/м}^3.$$

В Международной системе (СИ) γ измеряется в ньютонах на единицу объема; для воды при $t = +4^\circ\text{C}$

$$\gamma_b = 9810 \text{ Н/м}^3 = 0,00981 \text{ Н/см}^3.$$

Плотность. Плотностью называют массу жидкости в единице объема и обозначают греческой буквой ρ (ро)

$$\rho = m/W,$$

где ρ — плотность; m — масса; W — объем.

Плотность в системе СИ* измеряется в единицах массы, деленных на единицу объема; так, для воды при $t = +4^\circ\text{C}$ $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Выясним размерность плотности в технической системе единиц:

$$W = G/\gamma \text{ и } W = m/\rho;$$

зная, что $G = mg$, получим

$$mg/\gamma = m/\rho,$$

* Единицы измерения важнейших физических величин в гидравлических расчетах в системе СИ даны в приложении I.

отсюда

$$\rho = \gamma/g,$$

где g — ускорение свободного падения, т. е.

$$[\rho] = \left[\frac{\text{кгс/м}^3}{\text{м/сек}^2} \right] = \left[\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^4} \right].$$

Для воды при $t = +4^\circ\text{C}$

$$\rho = 1000/9,81 = 102 \text{ кгс} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4.$$

Иногда пользуются относительным удельным весом жидкости δ ; так называется отношение удельного веса жидкости, при данных условиях $\gamma_{\text{ж}}$, к удельному весу воды при температуре $t = +4^\circ\text{C}$, или

$$\delta = \gamma_{\text{ж}}/\gamma_b.$$

Относительный удельный вес — величина безразмерная.

Удельные веса и плотности некоторых жидкостей при $t = +20^\circ\text{C}$ приведены в табл. В. 1.

Таблица В. 1

Наименование	Удельный вес γ , Н/м ³	Плотность ρ , кг/м ³	Наименование	Удельный вес γ , Н/м ³	Плотность ρ , кг/м ³
Вода пресная . . .	9790	998,2	Масло касторовое . . .	9520	970
Вода морская . . .	10010—10090	1002—1029	Масло минеральное . .	8600—8750	877—892
Глицерин безводный	12260	1250	Нефть	8340—9320	850—950
Керосин . .	7770—8450	792—840	Ртуть	132900	13547
Бензин . .	7250—7370	739—751	Спирт этиловый	7740	789,3

Сжимаемость. Сжимаемость жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_w , который представляет собой относительное изменение объема при изменении давления на 1 ат или на 1 Па

$$\beta_w = \frac{W_1 - W_2}{W_1 (\rho_2 - \rho_1)},$$

где W_1 — первоначальный объем; W_2 — конечный объем; ρ_1 и ρ_2 — соответственно начальное и конечное давления.

В системе СИ β_w выражается в квадратных метрах на ньютон ($\text{м}^2/\text{Н}$).

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется модулем упругости и обозначается через E_0 (или через K);

$$E_0 = 1/\beta_w.$$

В среднем для воды

$$\beta_w = 1/21\,000 \text{ см}^2/\text{кгс} \text{ и } E_0 = 21\,000 \text{ кгс/см}^2.$$

В системе СИ $\beta_w = \frac{1}{210\,000} \text{ м}^2/\text{кН}$ и $E_0 = 210\,000 \text{ кН/м}^2$.

Температурное расширение. Температурное расширение характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , который выражает относительное увеличение объема при увеличении температуры на 1°C и измеряется в $1/^\circ\text{C}$

$$\beta_t = \frac{W_1 - W_2}{W_1 \Delta t},$$

где W_1 — первоначальный объем, м^3 ; W_2 — конечный объем, м^3 ; Δt — изменение температуры, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент температурного расширения для капельных жидкостей изменяется при изменении температуры незначительно. Например, для воды в среднем $\beta_t = 0,00015 \text{ } 1/^\circ\text{C}$; но в практике расчета систем отопления, горячего водоснабжения и других его учитывают.

Вязкость. Вязкостью называется свойство жидкостей сопротивляться сдвигающим усилиям; это является следствием внутреннего трения при относительном перемещении слоев жидкости под воздействием внешних сил.

Ньютон установил, что сила внутреннего трения в жидкости пропорциональна скорости относительного перемещения ее слоев, площади соприкосновения между слоями и рода жидкости. Аналитически это можно записать так:

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y},$$

где T — сила внутреннего трения; μ — динамический коэффициент вязкости (коэффициент внутреннего трения, характеризующий свойства жидкости); S — площадь соприкосновения соседних слоев; $\frac{\Delta u}{\Delta y}$ — градиент скорости, представляющий собой отношение разности скоростей (Δu) движения соседних слоев к расстоянию между ними (Δy).

Силу трения, приходящуюся на единицу площади, называют касательным напряжением и обозначают через τ

$$\tau = \frac{T}{S} = \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}.$$

Из этой формулы определяют динамический коэффициент вязкости

$$\mu = \frac{\tau}{\Delta u / \Delta y},$$

размерность которого в технической системе

$$[\mu] = \left[\frac{\tau}{\Delta u / \Delta y} \right] = \left[\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2} \right].$$

В системе СИ μ измеряется в

$$\text{Н} \cdot \text{сек} / \text{м}^2 = 0,102 \text{ кгс} \cdot \text{сек} / \text{м}^2.$$

При практических расчетах пользуются так называемым кинематическим коэффициентом вязкости ν , который равен динамическому коэффициенту, деленному на плотность жидкости

$$\nu = \mu / \rho.$$

Кинематический коэффициент вязкости измеряется в квадратных метрах на секунду ($\text{м}^2/\text{сек}$).

В табл. В. 2 приводятся значения μ и ν для некоторых жидкостей при $t = 20^\circ\text{C}$.

Таблица В. 2

Наименование жидкости	μ , Н·сек/м ²	ν , см ² /сек
Вода пресная	0,00101	0,01012
Глицерин безводный	0,512	4,1
Керосин при 15° С	0,0016—0,0025	0,02—0,03
Бензин при 15° С	0,00060—0,00065	0,0083—0,0093
Масло касторовое	0,972	10,02
Масло минеральное	0,0275—1,29	0,313—14,5
Нефть при 15° С	0,007—0,008	0,081—0,093
Ртуть	0,0015	0,00111
Спирт этиловый безводный . .	0,00019	0,0151

Вязкость жидкостей не является постоянной величиной. Она зависит от ряда факторов, главным из которых является температура; при повышении температуры вязкость капельных жидкостей уменьшается, что необходимо учитывать при практических расчетах. Например, вязкость воды при повышении температуры от 0 до 100°C уменьшается приблизительно в шесть раз.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ

Глава I

ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ

На жидкость, находящуюся в равновесии, действуют внешние силы двух видов:

1) поверхностные (давление поршня, давление стенок сосуда на жидкость, атмосферное давление и т. п.);

2) объемные (массовые) силы (сила тяжести жидкости, силы инерции).

Когда жидкость находится в равновесии, то под действием внешних сил в жидкости создается гидростатическое давление.

В практических задачах, как правило, внешние силы бывают известны, а силы, возникающие внутри жидкости, являются предметом изучения гидростатики.

§ 3. Гидростатическое давление и его свойства

Рассмотрим некоторый объем жидкости, находящейся в равновесии (рис. I.1, а). Под действием внешних сил,

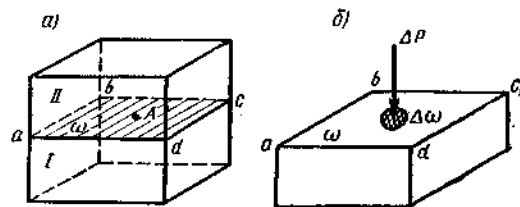


Рис. I.1

в том числе силы тяжести жидкости, действующих на этот объем, внутри жидкости во всех точках данного объема возникают внутренние силы.

Рассечем рассматриваемый объем жидкости некоторой плоскостью $abcd$ на две части I и II; обозначим площадь поверхности раздела через ω . Мысленно отбросим одну из частей, например II. Для сохранения равновесия объема части I необходимо заменить действие отброшенной части на оставшуюся внутренними силами, которые действуют по всей плоскости $abcd$. Предположим, что на некоторую элементарную площадку $\Delta\omega$ в плоскости $abcd$ действует элементарная сила, равная ΔP (рис. I.1, б). Обозначим отношение этой силы к площади, на которую она действует, через p_{cp} . Тогда

$$p_{cp} = \frac{\Delta P}{\Delta\omega}. \quad (I.1)$$

Величина p_{cp} называется средним гидростатическим давлением в пределах элементарной площадки $\Delta\omega$.

Таким образом, *среднее гидростатическое давление* — это отношение суммарного давления, воспринимаемого элементарной площадкой, к площади этой площадки. Однако p_{cp} не выражает истинного гидростатического давления, так как в общем случае истинное давление в отдельных точках площадки $\Delta\omega$ может быть меньше, а в других больше p_{cp} . Разница между истинным давлением в точке и средним давлением в пределах площадки $\Delta\omega$ будет тем меньше, чем меньше площадка.

Если уменьшать площадку $\Delta\omega$, то будет уменьшаться и ΔP , но в пределе отношение ΔP к $\Delta\omega$ будет конечной величиной и выразит величину истинного гидростатического давления в точке. Эту величину в дальнейшем будем называть гидростатическим давлением.

Математически это запишется так:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta P}{\Delta\omega} \right), \quad (I.2)$$

т. е. *гидростатическим давлением* называется предел отношения силы давления ΔP к площади элементарной площадки $\Delta\omega$, на которую она действует, когда площадь $\Delta\omega$ стремится к нулю.

Свойства гидростатического давления

Первое свойство. Гидростатическое давление всегда направлено по нормали к площадке, на которую она действует. Докажем это.

Заменим действие отброшенной части II объема жидкости на оставшуюся некоторой равнодействующей внутренних сил R ; допустим, что она приложена в точке A (рис. 1.2). Направление R нам неизвестно, поэтому для общего случая примем его под некоторым углом α к плоскости $abcd$. Разложим силу R на две составляющие: одну возьмем по касательной к плоскости (сила T), другую — по нормали, т. е. перпендикулярно к плоскости (сила P). Сила T , направленная по касательной к плоскости, равна нулю, так как в противном случае частицы жидкости в точке A перемещались бы под действием этой силы, что противоречит условию задачи о том, что жидкость находится в равновесии. Сила P не вызовет каких-либо перемещений частиц жидкости в точке A , так как уравновешена такой же по величине, но противоположной по направлению силой P' (по закону: действие равно противодействию).

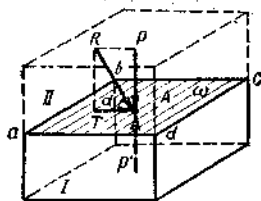


Рис. 1.2

Таким образом, в точке A , находящейся в плоскости $abcd$, может существовать только одна сила P , направленная перпендикулярно выбранной плоскости, т. е. равнодействующая внутренних сил в покоящейся жидкости всегда направлена по нормали к площадке, на которую она действует.

Равнодействующую внутренних сил, приходящуюся на всю площадь рассматриваемого сечения, будем в дальнейшем называть силой гидростатического давления внутри жидкости и обозначать P .

Не следует путать размерности гидростатического давления:

$$[p] = \left[\frac{\text{сила}}{\text{площадь}} \right] \text{ и } [P] = [\text{сила}].$$

Второе свойство (приводим его без доказательства): гидростатическое давление не зависит от направления (угла наклона) площадки, на которую оно действует, а зависит только от положения точки в пространстве. Аналитически это записывается так:

$$p = f(x, y, z).$$

§ 4. Основное уравнение гидростатики. Виды гидростатического давления. Вакуум

Основное уравнение гидростатики

Имеем сосуд с жидкостью, которая находится в покое. Давление на свободной поверхности * равно p_0 (рис. 1.3, а).

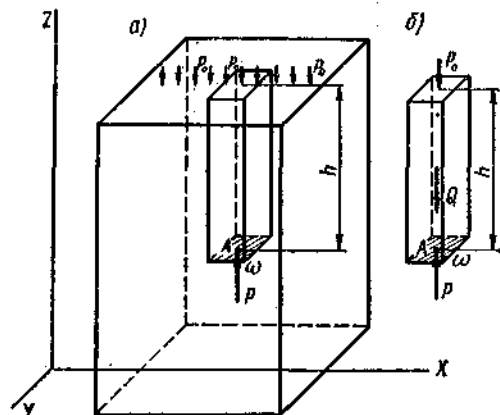


Рис. 1.3

Требуется определить величину гидростатического давления в точке A , расположенной на глубине h от свободной поверхности. Выделим вокруг точки A площадку ω , а затем вертикальную призму с основанием ω и высотой h . Рассмотрим равновесие этой призмы. На нее действуют силы (рис. 1.3, б):

1) сверху вниз сила давления на площадку ω , равная $p_0 \omega$, и сила тяжести рассматриваемого объема $Q = \gamma h \omega$ (где γ — удельный вес; $h \omega$ — объем);

2) снизу вверх сила гидростатического давления на нижнюю площадку ω , равная $p \omega$ (где p — гидростатическое давление в точке A на глубине h).

Так как рассматриваемый объем находится в равновесии, то сумма проекций всех сил на ось должна равняться нулю. Возьмем $\sum Z = 0$:

$$-p_0 \omega - \gamma h \omega + p \omega = 0.$$

* Свободной поверхностью жидкости называется поверхность раздела между жидкостью и газообразной средой (в частном случае — атмосферой) или пустотой. Для небольших водоемов и сосудов при действии только сил тяжести свободную поверхность можно считать горизонтальной плоскостью.

Силы, действующие на боковую поверхность, горизонтальны и проекции на вертикальную ось не дают.

После сокращения на ω и переноса членов получим

$$p = p_0 + \gamma h; \quad (1.3)$$

это и есть основное уравнение гидростатики. Читается оно так: гидростатическое давление в любой точке покоящейся жидкости равно давлению на свободной поверхности, сложенному с произведением удельного веса жидкости на глубину погружения этой точки под свободной поверхностью.

Виды гидростатического давления

Гидростатическое давление подразделяют на:

1. Полное, или абсолютное, гидростатическое давление, которое определяется по основному уравнению гидростатики (1.3)

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

2. Весовое гидростатическое давление — p_v , равное полному за вычетом давления на свободной поверхности. Весовое гидростатическое давление определяют по формуле

$$p_v = p - p_0 = \gamma h, \quad (1.4)$$

т. е. весовое гидростатическое давление — это давление, создаваемое самой жидкостью.

3. Манометрическое p_m , или избыточное $p_{изб}$, гидростатическое давление, равное разности полного гидростатического давления p и атмосферного p_a

$$p_m = p_{изб} = p - p_a = p_0 - p_a + \gamma h. \quad (1.5)$$

В частном случае, когда $p_0 = p_a$ (открытый сосуд, водоем и т. п.)

$$p_{изб} = \gamma h,$$

т. е. манометрическое давление в данной точке равно весовому давлению.

Единицы измерения гидростатического давления

Гидростатическое давление измеряется в единицах силы, деленных на единицу площади, т. е. $[p] = \left[\frac{\text{сила}}{\text{площадь}} \right]$.

Единицей измерения гидростатического давления в системе МКГСС (технической системе) является килограмм-сила на квадратный метр ($\text{кгс}/\text{м}^2$).

В Международной системе единиц (СИ) единицей измерения давления является ньютон на квадратный метр ($\text{Н}/\text{м}^2$); эта единица называется паскалем и обозначается Па. Для практических расчетов можно принимать: $1 \text{ кгс}/\text{м}^2 \approx 9,81 \text{ Н}/\text{м}^2$, или для приближенных расчетов $1 \text{ кгс}/\text{м}^2 \approx 10 \text{ Н}/\text{м}^2 = 10 \text{ Па}$.

При решении задач очень важно подставлять величины, входящие в формулы, в единой системе единиц. Так, например, если давление p задано в $\text{кгс}/\text{м}^2$, то следует глубину h подставлять в м, удельный вес γ — в $\text{кгс}/\text{м}^3$ и т. п.

Измерение гидростатического давления высотой столба жидкости

Отношение давления p к удельному весу γ данной жидкости имеет размерность длины (или высоты) и выражается в метрах либо сантиметрах. Величина p/γ называется *приведенной высотой давления*. Ее размерность

$$[p/\gamma] = \left[\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2} \right] / \left[\frac{\text{кгс}}{\text{м}^3} \right] = [\text{м}].$$

Если в качестве p взять абсолютное давление, то p/γ будет *приведенной высотой абсолютного давления*; если же под p понимать избыточное давление, то $p_{изб}/\gamma$ будет выражать избыточное давление. В случае же открытого сосуда, когда на поверхности жидкости давление атмосферное, а избыточное давление равно весовому, то

$$p_{изб}/\gamma = p_v/\gamma = h,$$

т. е. приведенная высота давления равна глубине погружения рассматриваемой точки под свободную поверхность жидкости.

Отсюда способ выражать давление высотой столба данной жидкости. Например, $1 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 9,81 \text{ Н}/\text{м}^2$ будет соответствовать высоте водяного столба ($\gamma = 9810 \text{ Н}/\text{м}^3$)

$$\frac{9,81 \text{ Н}/\text{м}^2}{9810 \text{ Н}/\text{м}^3} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм вод. ст.}$$

Ниже приводятся некоторые соотношения единиц измерения давления:

	кгс/см ²	Н/м ² (Па)
Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.)	0,00136	133,3
Миллиметр водяного столба (мм вод. ст.)	0,0001	9,81

Пример. Определить все виды гидростатического давления в точке А (рис. 1.3) сосуда с водой на глубине $h=4$ м;

$$p_0 = p_a = 10^5 \text{ Н/м}^2; \gamma = 10^4 \text{ Н/м}^3.$$

Решение. 1. Абсолютное гидростатическое давление в точке А по формуле (1.3) равно $p = p_0 + \gamma h = p_a + \gamma h = 10^5 + 10^4 \cdot 4 = 14 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$.

2. Избыточное гидростатическое давление по формуле (1.5)

$$p_{изб} = p - p_a = \gamma h = 10^4 \cdot 4 = 4 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2 = 4 \text{ Н/см}^2.$$

Вакуум

Рассмотрим два сосуда I и II (рис. 1.4), соединенных между собой. Сосуд II заполнен жидкостью и имеет давление на свободной поверхности, равное атмосферному p_a . Из сосуда I, постепенно откачивая воздух, создадим разрежение с давлением $p_{разр}$ меньше атмосферного. Тогда жидкость из сосуда II начнет подниматься (всасываться) по трубке.

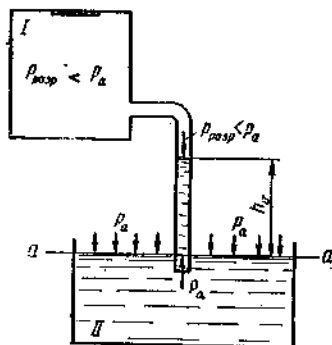


Рис. 1.4

Пусть, при каком-то $p_{разр}$ уровень в трубке поднялся на величину h_v . Рассмотрим равновесие частиц жидкости в трубке на уровне $a-a$. Так как частицы жидкости в трубке на уровне $a-a$ находятся в равновесии, то это значит, что давление со стороны сосуда I, равное $p_{разр} + \gamma h_v$, и давление со стороны сосуда II, равное p_a , между собой равны.

В этом случае можно написать, что $p_{разр} + \gamma h_v = p_a$, отсюда

$$p_a - p_{разр} = \gamma h_v = p_v. \quad (1.6)$$

Разность между атмосферным p_a и абсолютным давлением $p_{разр}$, когда оно меньше атмосферного, называется *вакуумметрическим давлением*, или *вакуумом*. Иначе, вакуум — это недостаток давления до атмосферного.

Заметим, что не следует отождествлять p_v и $p_{разр}$. Эти величины в общем случае не равны между собой и их путать нельзя.

Не следует также думать, что вакуум возможен лишь в газовом пространстве; например, в трубке на рис. 1.4 выше плоскости $a-a$ в пределах жидкости давление ниже атмосферного, т. е. имеется вакуум.

Вакуум измеряется в тех же единицах, что и гидростатическое давление. Вакуум можно измерить и высотой столба жидкости. В самом деле, исходя из формулы (1.6), можно записать, что

$$h_v = p_v / \gamma, \quad (1.7)$$

но для данной жидкости $\gamma = \text{const}$, значит высота столба жидкости h_v соответствует определенному вакуумметрическому давлению (вакууму). Вакуум встречается в насосах (см. раздел третий) и иных гидравлических аппаратах и сооружениях, например в сифонах и т. п.

Теоретически наибольшая величина вакуума может быть равна 1 кгс/см^2 , или $10,33 \text{ м вод. ст.}$, или $101,3 \text{ кН/м}^2$. Практически такой величины вакуума добиться нельзя, так как абсолютное разрежение над жидкостью создать невозможно, потому что в пространстве над жидкостью неизбежно будут пары жидкости и выделяющийся из жидкости растворенный воздух. Поэтому при перекачке холодной воды величина вакуума практически в насосах бывает не более 7 м вод. ст. , при перекачке горячей воды и легких жидкостей — значительно меньше.

Пример. Пусть в сосуде I (рис. 1.4) создано давление $p_{разр} = 4 \text{ Н/см}^2$. В открытом сосуде II жидкость — вода с удельным весом $\gamma = 0,01 \text{ Н/см}^3$.

Определить величину вакуума.

Решение. 1. По формуле (1.6) находим

$$p_v = p_a - p_{разр} = 10 - 4 = 6 \text{ Н/см}^2.$$

2. Высоту столба воды найдем по формуле (1.7)

$$h_v = \frac{p_v}{\gamma} = \frac{6 \text{ Н/см}^2}{0,01 \text{ Н/см}^3} = 600 \text{ см} = 6 \text{ м вод. ст.}$$

§ 5. Понятие о напоре

Рассмотрим закрытый сосуд с жидкостью (рис. 1.5). Давление на свободной поверхности в сосуде равно $p_0 > p_a$. К сосуду в точках А и В (условно примем их на

одинаковой, но произвольной глубине h) присоединены трубки I и II. Трубка I сверху открыта, и давление на свободной поверхности в ней равно атмосферному $p'_0 = p_a$. Трубка II сверху запаяна, и воздух из нее удален, т. е. давление в ней равно нулю $p'_0 = 0$.

Так как давление в сосуде превышает атмосферное, то в обеих трубках уровень воды поднимается над уровнем в сосуде. Пусть

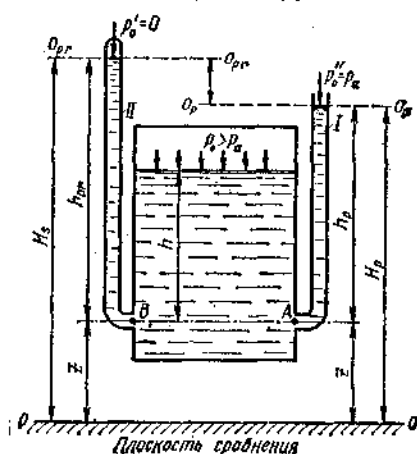


Рис. 1.5

сосуд находится на определенной высоте над некоторой горизонтальной плоскостью сравнения $o-o$ (за плоскость сравнения может быть принят уровень земли, пола и т. п.).

Давление в точке A можно выразить следующим образом:

1) рассматривая открытую трубку,

$$p_A = p_a + \gamma h_p;$$

2) рассматривая сосуд,

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

Приравняв правые части, находим высоту столба жидкости в трубке

$$\gamma h_p = p_0 + \gamma h - p_a = p - p_a = p_{изб}, A,$$

откуда

$$h_p = p_{изб}, A / \gamma = p_m / \gamma, \quad (1.8)$$

где h_p — пьезометрическая высота, являющаяся мерой манометрического давления в данной точке жидкости.

Отсюда видно, что и манометрическое давление можно измерить высотой столба жидкости, измерив ее в открытой сверху трубке I, которая называется *пьезометром*.

Отметим, что превышение уровня жидкости в пьезометре над уровнем в сосуде соответствует разнице давлений (выраженной в мм столба жидкости) на свободной поверхности в сосуде p_0 и p_a . В случае, если $p_0 = p_a$, уровни в сосуде и пьезометре будут одинаковы, и тогда $h_p = h$ выражает собой весовое давление.

Аналогично рассуждая относительно равновесия жидкости в точке B, получим

$$p'_0 + \gamma h_{pr} = p_0 + \gamma h,$$

но так как $p'_0 = 0$, то

$$\gamma h_{pr} = p_0 + \gamma h, \text{ или } \gamma h_{pr} = p, \text{ откуда}$$

$$h_{pr} = p / \gamma, \quad (1.9)$$

где h_{pr} — приведенная высота абсолютного давления, являющаяся мерой абсолютного гидростатического давления, а трубка II называется *закрытым пьезометром*.

Значит и абсолютное, и избыточное давления можно измерять высотой столба жидкости.

Нетрудно убедиться, что разность высот $h_{pr} - h_p = p_a / \gamma$, т. е. равна высоте столба жидкости, соответствующей атмосферному давлению $p_a = 1 \text{ кгс/см}^2$. Для воды при $\gamma = 1 \text{ тс/м}^3$ $h_{pr} - h_p = 10 \text{ м вод. ст.}$

Гидростатический напор H_s

Гидростатическим напором H_s в данной точке жидкости называется сумма приведенной высоты давления h_{pr} и геометрической высоты положения z рассматриваемой точки относительно произвольной плоскости сравнения $o-o$ (рис. 1.5)

$$H = h_{pr} + z,$$

но

$$h_{pr} = p / \gamma$$

и

$$H_s = \frac{p}{\gamma} + z. \quad (1.10)$$

Подставляя в уравнение (1.10) значение p , получим

$$H_s = p_0 / \gamma + (h + z). \quad (1.11)$$

Обратим внимание, что для любой точки жидкости в сосуде величины p_0 / γ и $(h + z)$ будут одинаковыми (const), поэтому можно написать:

$$H_s = p_0 / \gamma + (h + z) = \text{const},$$

или

$$H_s = p / \gamma + z = \text{const}, \quad (1.12)$$

т. е. гидростатический напор во всех точках данного объема покоящейся жидкости одинаков.

Практически это можно представить себе так: если в различных точках сосуда подсоединить несколько трубок (пьезометров), то жидкость в них установится на одном уровне, через который можно провести плоскость $o_{pr}=o_{pr}$, называемую *плоскостью гидростатического напора*.

Пьезометрический напор H_p

Пьезометрическим напором H_p в данной точке жидкости называется сумма пьезометрической высоты h_p и геометрической высоты z (рис. 1.5)

$$H_p = h_p + z, \quad (1.13)$$

но

$$h_p = p_m / \gamma = (p - p_a) / \gamma.$$

Подставив это выражение в формулу (1.13), получим

$$H_p = \frac{p - p_a}{\gamma} + z,$$

или

$$H_p = (p / \gamma + z) - p_a / \gamma.$$

Но здесь $p / \gamma + z = H_s$, а поэтому

$$H_p = H_s - p_a / \gamma. \quad (1.14)$$

Отметим, что выражение (1.14) для любой точки жидкости $H_s = \text{const}$ и p_a / γ не зависит от положения точки, отсюда

$$H_p = H_s - p_a / \gamma = \text{const}, \quad (1.15)$$

т. е. пьезометрический напор во всех точках покоящейся жидкости одинаков. Это значит, что жидкость в пьезометрах установится на одном уровне: плоскость, соответствующая этому уровню $o_{pr}-o_{pr}$, называется *плоскостью пьезометрического напора* (рис. 1.5).

Отметим, что разность между H_s и H_p равна высоте столба жидкости, соответствующей атмосферному давлению p_a / γ . Для воды эта разность составит 10 м вод. ст.

Выясним энергетический смысл величин H_s и H_p . Гидростатический напор H_s является мерой удельной потенциальной энергии жидкости. На самом деле, пусть сила тяжести частицы жидкости в точке А равна G (рис. 1.5). По отношению к плоскости сравнения $O-O$ запас потенциальной энергии равен Gz , где z — высота от плоскости $O-O$ до точки А. Но, кроме того, под действием гидростатического давления p частица, находя-

щаяся на глубине h , может подняться дополнительно на высоту $h_{pr} = p / \gamma$ (см. формулу 1.9), а это значит, что она обладает дополнительным запасом потенциальной энергии, равным Gh_{pr} . Таким образом, полная потенциальная энергия частицы жидкости силой тяжести G равна $Gz + Gh_{pr}$. Для того чтобы определить удельную (т. е. приходящуюся на единицу силы тяжести частицы жидкости) потенциальную энергию, необходимо полный запас энергии отнести к единице силы тяжести, т. е. разделить на G

$$z + h_{pr} = z + p / \gamma = H_s.$$

Следовательно, гидростатический напор является мерой удельной потенциальной энергии жидкости.

Помня выражение (1.12), можно сделать вывод, что удельная потенциальная энергия всех частиц данного объема покоящейся жидкости одинакова и состоит из удельной потенциальной энергии положения z и удельной потенциальной энергии давления p / γ .

Рассуждая аналогично, можно доказать, что пьезометрический напор H_p также является мерой удельной потенциальной энергии, уменьшенной по сравнению с H_s на величину удельной потенциальной энергии атмосферного давления p_a / γ .

Пример. Определить H_s и H_p для сосуда, заполненного водой до высоты $h=2$ м. Давление в сосуде $p_0=2$ кгс/см². Дно сосуда расположено на высоте $z=3$ м от плоскости сравнения; $\gamma=0,01$ МН/м³.

Решение.

$$p_0 = 0,2 \text{ МН/м}^2,$$

$$p_a = 1 \text{ кгс/см}^2 = 10 \text{ тс/м}^2 = 0,1 \text{ МН/м}^2.$$

По формуле (1.11) $H_s = p_0 / \gamma + (h + z) = 0,2 / 0,01 + (2 + 3) = 25$ м.

По формуле (1.14) $H_p = H_s - p_a / \gamma = 25 - 0,1 / 0,01 = 15$ м.

§ 6. Приборы для измерения гидростатического давления

Для измерения манометрического давления служат пьезометры и манометры.

Пьезометр представляет собой прямую или изогнутую обычно стеклянную трубку диаметром 5—12 мм (меньший диаметр трубки применять нельзя, так как на показания будет влиять капиллярный подъем жидкости). Один конец трубки подсоединяется к той точке жидкости, где измеряется давление, другой, соединенный с атмосферой, остается открытым. Простейшим примером пьезометра является трубка I на рис. 1.5. Пьезометром измеряется

манометрическое давление, величина которого определяется пьезометрической высотой h_p .

Пьезометры применяют для измерений давлений с высокой точностью, но в пределах сотых или десятых избыточной атмосферы, так как при больших давлениях конструктивно их выполнение трудно. На самом деле, при измерении давления в воде, равного 1 кгс/см^2 , потребуется трубка высотой 10 м.

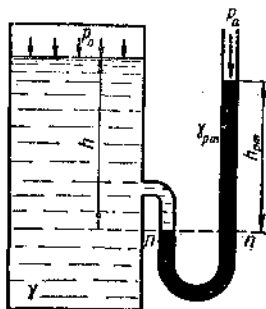


Рис. 1.6

Манометры. Рассмотрим два вида манометров: жидкостные и пружинные.

Жидкостные манометры представляют собой U-образную трубку, заполненную жидкостью с большим удельным весом, чем жидкость, в которой измеряется гидростатическое давление. Обычно этой жидкостью является ртуть ($\gamma = 13,6 \text{ тс/м}^3$). В этом случае размеры прибора удастся уменьшить. Схема установки жидкостного (ртутного) манометра показана на рис. 1.6.

Под действием давления со стороны сосуда ртуть в трубке устанавливается на разном уровне. Так как жидкость находится в равновесии, то можно составить уравнение равновесия жидкости, например, на уровне $n-n$. Полное гидростатическое давление в левом колене $p_0 + \gamma h$ равно давлению на том же уровне в правом колене $p_a + \gamma_{rm} h_{rm}$, или

$$p_0 + \gamma h = p_a + \gamma_{rm} h_{rm} \quad (1.16)$$

Здесь γ — удельный вес жидкости в сосуде, γ_{rm} — удельный вес ртути. Но $p_0 + \gamma h = p$ — полное гидростатическое давление в сосуде на глубине h (уровень $n-n$). Подставив выражение (1.16), получим $p = p_a + \gamma_{rm} h_{rm}$, отсюда

$$p - p_a = \gamma_{rm} h_{rm}$$

но на основании формулы (1.5)

$$p - p_a = p_m, \text{ а } p_m = \gamma_{rm} h_{rm}$$

или

$$h_{rm} = p_m / \gamma_{rm}$$

т. е. разность уровней жидкости в манометре равна манометрическому давлению в жидкости сосуда на глубине h .

Пусть давление $p_m = 1 \text{ кгс/см}^2$, тогда высота в ртутном манометре равна

$$h_{rm} = p_m / \gamma_{rm} = 1 / 0,0136 = 73,6 \text{ см} = 736 \text{ мм.}$$

Пользуясь ртутным манометром, можно определить разность между давлением p_0 в сосуде и атмосферным p_a ,

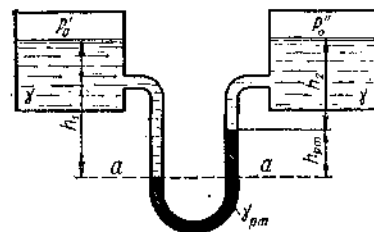


Рис. 1.7

т. е. избыточное давление над жидкостью. Из выражения (1.16) получаем $p_0 - p_a = \gamma_{rm} h_{rm} - \gamma h$. При этом необходимо знать три величины: уровень жидкости в сосуде, ее удельный вес и удельный вес жидкости в манометре.

Ртутные манометры применяют, как правило, при измерении давления до 3 кгс/см^2 ; при больших давлениях потребовались бы весьма большие размеры прибора. Для измерения разности давлений в двух сосудах может быть применен дифференциальный манометр, который является разновидностью ртутного (жидкостного) манометра (рис. 1.7).

Рассмотрим случай, когда жидкость в двух сосудах одинакова и требуется определить разность давлений на одной и той же высоте.

Так как давление в левом и правом коленях на уровне $a-a$ одинаково, то можно написать:

$$p'_0 + \gamma h_1 = p''_0 + \gamma h_2 + \gamma_{rm} h_{rm1}$$

или

$$p'_0 - p''_0 = \gamma_{rm} h_{rm1} + \gamma (h_2 - h_1),$$

но

$$h_2 - h_1 = -h_{rm1}$$

тогда

$$p'_0 - p''_0 = \gamma_{rm} h_{rm1} - \gamma h_{rm1}$$

или окончательно

$$p_0 - p_0^* = (\gamma_{pm} - \gamma) h_{pm}.$$

Пружинные манометры используют для измерения больших давлений; они могут быть различных типов. Разберем принцип работы пружинного манометра, схема которого показана на рис. 1.8.

Манометр состоит из корпуса 1, шкалы 2, латунной трубки — пружины эллиптического сечения 3, стрелки 4, передаточного механизма 5. Манометр свободным концом трубки подсоединяется к жидкости в точке, где измеряется давление. При увеличении давления трубка 3 стремится разогнуться или сжаться при уменьшении давления. С помощью передаточного механизма 5 приводится в движение стрелка 4, которая на шкале 2 показывает определенную величину давления. Шкала предварительно должна быть протарирована. Заметим, что

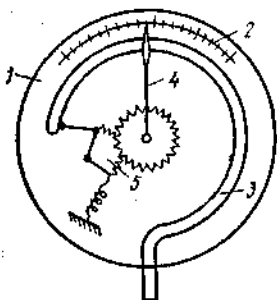


Рис. 1.8

пружинным манометром измеряется давление, превышающее атмосферное, т. е. манометрическое давление.

Вакуумметры. Для измерения давлений меньше атмосферного применяют жидкостные и пружинные вакуумметры, принцип работы которых тот же, что и манометров.

§ 7. Закон Паскаля и его применение

Рассмотрим сосуд, закрытый со всех сторон и заполненный жидкостью (рис. 1.9). Сверху сосуд закрыт поршнем площадью ω . К поршню приложена внешняя сила P , которая передается им на жидкость, создавая на ее поверхности удельное давление $p_0 = P/\omega$. Используя основное уравнение гидростатики (1.3), можно определить гидростатическое давление в любой точке жидкости. Например, в точке 1: $p_1 = p_0 + \gamma h_1$; в точке 2: $p_2 = p_0 + \gamma h_2$; в точке 3: $p_3 = p_0 + \gamma h_3$ и т. д. Как видим, в выражение гидростатического давления в любой точке жидкости входит одно и то же внешнее давление p_0 . Это положение можно сформулировать так: давление, приложенное к жидкости, передается внутри жидкости во все стороны без измене-

ния. В этом заключается известный из физики закон Паскаля.

Заметим, что величина силы давления, передаваемой на стенки сосуда, пропорциональна площади стенки. Покажем это на следующем примере. Имеем два сообщаю-

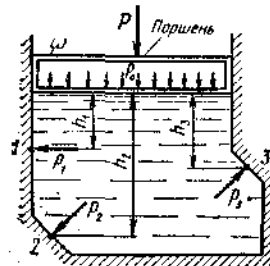


Рис. 1.9

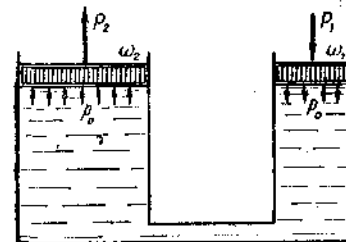


Рис. 1.10

щихся сосудов, из которых один имеет площадь сечения ω_1 , другой ω_2 , причем $\omega_2 > \omega_1$ (рис. 1.10). Пусть к поршню малого сосуда приложена сила P_1 , которая в этом сосуде создает под поршнем давление $p_0 = P_1/\omega_1$. По закону Паскаля это давление передается во все точки жидкости. Следовательно, на площадь поршня с площадью ω_2 передается то же давление p_0 и действует сила давления $P_2 = p_0 \omega_2$. Подставив значение p_0 в это выражение, получим

$$P_2 = \frac{P_1}{\omega_1} \omega_2,$$

или

$$P_2 = P_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (1.17)$$

Следовательно, сила давления P_2 во столько раз больше силы давления P_1 , во сколько раз площадь ω_2 больше площади ω_1 (рис. 1.10).

В практике существуют гидравлические машины, действие которых основано на законах гидростатики, и в частности на законе Паскаля. На рис. 1.11 показана принципиальная схема гидравлического пресса. С помощью такого устройства можно получить значительный выигрыш в силе.

Гидравлический пресс состоит из следующих основных частей: рычага 1, малого цилиндра 2 с поршнем диаметром d , большого цилиндра 3 с поршнем диаметром D .

Прикладывая к концу рычага силу Q , действуем на малый поршень силой P_1 . В результате этого жидкость сжимается и давление передается на поршень большого цилиндра. Сила давления на поршень диаметром D равна P_2 . Определим значение P_2 .

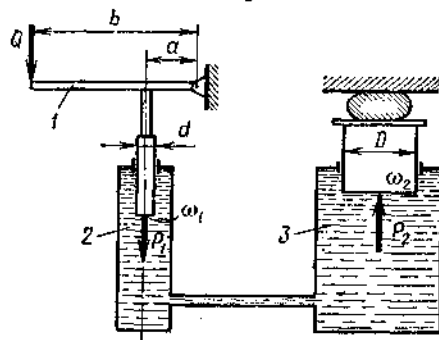


Рис. 1.11

По закону рычага второго рода сила P_1 равна $P_1 = Q(b/a)$, а давление, созданное в жидкости, $p = P_1/\omega_1 = Q(b/a) \cdot (1/\omega_1)$. Это давление действует на площадь большого поршня по всей его площади ω_2 с силой

$$P_2 = p\omega_2 = Q(b/a) \cdot (\omega_2/\omega_1).$$

Площади поршней $\omega_1 = \pi d^2/4$ и $\omega_2 = \pi D^2/4$.

Подставляя эти значения в выражение для P_2 , находим

$$P_2 = Q(b/a)(D/d)^2.$$

С учетом потерь на трение расчетная формула гидравлического пресса записывается в следующем виде:

$$P_2 = \eta Q(b/a)(D/d)^2. \quad (1.18)$$

Здесь η — коэффициент полезного действия (к. п. д.) гидравлического пресса; обычно $\eta \approx 0,8 - 0,85$.

Пример. Определить усилие Q , которое следует приложить к рычагу гидравлического пресса для получения усилия $P_2 = 200$ кН, если известно: $b = 1$ м, $a = 0,1$ м, $D = 300$ мм, $d = 30$ мм, $\eta = 0,8$.

Решение. По формуле (1.18)

$$Q = \frac{P_2}{\eta(b/a)(D/d)^2} = \frac{200}{0,8(1/0,1)(300/30)^2} = 0,25 \text{ кН} = 250 \text{ Н} = 25 \text{ кгс}.$$

На этих же принципах основана работа и других гидравлических машин, например гидравлического аккумулятора, гидравлического домкрата.

§ 8. Эпюра гидростатического давления

Для решения некоторых задач удобно гидростатическое давление изобразить в виде графика (эпюры). Пусть имеем сосуд с вертикальной стенкой, заполненный жид-

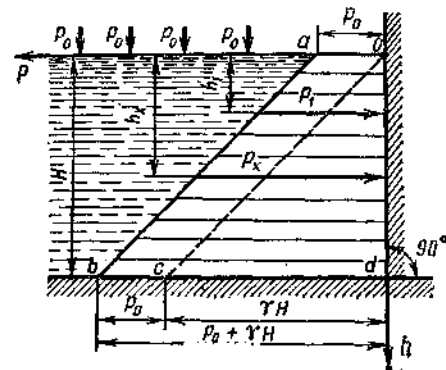


Рис. 1.12

костью. На свободной поверхности абсолютное давление p_0 (рис. 1.12). Требуется построить диаграмму, или, как ее называют, эпюру распределения абсолютного гидростатического давления по высоте стенки сосуда. Выберем координатные оси (p, h) . Начало координат в точке на свободной поверхности o . Основное уравнение гидростатики (1.3) $p = p_0 + \gamma h$ представляет собой уравнение прямой линии, пересекающей ось p на расстоянии p_0 от начала координат (отрезок ao). Задаваясь величиной h , по уравнению (1.3) определяем полное гидростатическое давление в любой точке. Например,

$$\begin{aligned} \text{при } h = h_1 \quad p_1 &= p_0 + \gamma h_1, \\ \text{при } h = h_x \quad p_x &= p_0 + \gamma h_x, \\ &\dots \dots \dots \\ \text{при } h = h_{\max} = H \quad p &= p_0 + \gamma H. \end{aligned}$$

Отложив в масштабе длин величину h по вертикали, а величину p в масштабе давлений перпендикулярно стенке и соединив эти точки, получим эпюру абсолютного гидростатического давления на вертикальную стенку (на рис. 1.12 трапеция $oabd$). Любая ордината эпюры (пер-

пендикулярная к стенке), взятая в масштабе давлений, дает величину абсолютного гидростатического давления в данной точке.

Из эпюры абсолютного гидростатического давления легко получить эпюру весового гидростатического давления. Для этого достаточно провести линию oc параллельно ab и треугольник osc будет эпюрой весового давления. Если на поверхности давление атмосферное, то этот треугольник одновременно представляет собой и эпюру избыточного давления. На самом деле в этом случае уравнение (1.5) избыточного гидростатического давления имеет вид $p_{изб} = \gamma h$, но это уравнение представлено на эпюре линией oc . Практически для построения эпюры гидростатического давления

на плоские стенки достаточно определить давление в двух (например, в верхней и нижней) точках стенки и провести прямую линию через концы отрезков, изображающих давление в этих точках.

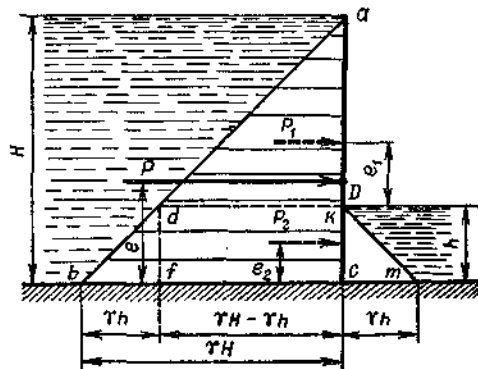


Рис. 1.14

На рис. 1.13, 1.14, 1.15 приведены примеры эпюр избыточного гидростатического давления для открытых сосудов. На рис. 1.13 рассмотрен случай наклонной стенки. Эпюра избыточного гидростатического давления имеет вид

прямоугольного треугольника abc , катеты которого равны: $bc = \gamma H$, $ac = \frac{H}{\sin \alpha}$ (где α — угол наклона стенки к горизонту). В этом случае не следует забывать, что ординаты γH откладываются перпендикулярно стенке, а H берется по вертикали. На рис. 1.14 рассмотрен случай действия одинаковой жидкости на стенку с двух сторон. Треугольник abc изображает эпюру избыточного гидро-

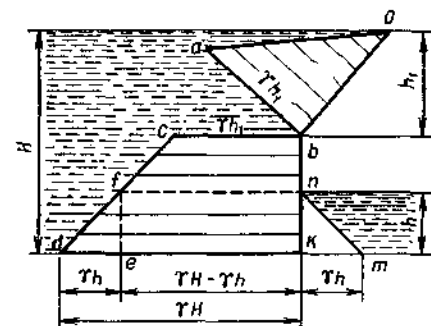


Рис. 1.15

статического давления на стенку слева, а треугольник Dmc — справа. Результирующая (с учетом давления слева и справа) эпюра имеет вид трапеции $acfd$. На рисунке вычитание эпюр сделано геометрически и дополнительных пояснений не требует. На рис. 1.15 рассмотрен случай ломаной стенки. Эпюра избыточного гидростатического давления на верхнюю часть стенки ob имеет вид треугольника oab , а на нижнюю часть стенки bk — вид фигуры $bcfek$, которая получена как разность эпюры $bcdk$, выражающей давление слева, и эпюры $nkmt$, выражающей давление справа. Эпюра избыточного гидростатического давления на часть стенки, например, bn (рис. 1.15) изображается трапецией $bcfn$, а на часть стенки nk — прямоугольником $nfek$.

Контрольные вопросы к главе I

1. Что называется гидростатическим давлением? Его свойства и виды.
2. Как читается основное уравнение гидростатики?
3. В каких единицах измеряется гидростатическое давление?
4. Что такое вакуум?

5. Какое гидростатическое давление выражает приведенная и пьезометрическая высоты?

6. Что такое пьезометрический и гидростатический напоры? Какова разница между ними?

7. Назовите приборы для измерения гидростатического давления. Какие давления ими измеряются?

8. В чем смысл закона Паскаля?

9. Напишите расчетную формулу гидравлического пресса.

10. Нарисуйте эпюры гидростатического (абсолютного и избыточного) давления на плоские стенки. Как откладываются ординаты давлений по отношению к стенке?

Глава II

ДАВЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ НА ПЛОСКИЕ И ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ СТЕНКИ

§ 9. Аналитическое определение силы гидростатического давления на плоские стенки. Центр давления

Определим силу весового давления на плоскую стенку, изображенную на рис. II.1. Площадь смоченной части стенки $obcd$ равна ω . Стенка наклонена к горизонту под

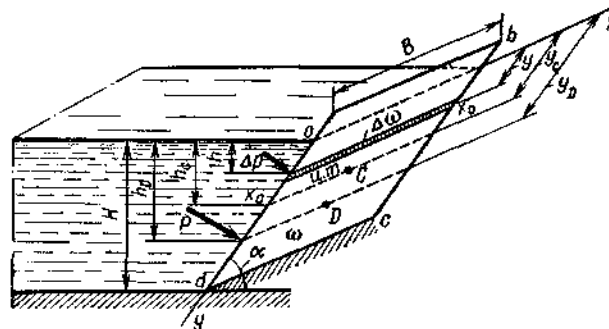


Рис. II.1

углом α и симметрична относительно вертикальной оси; ширина стенки B .

Направим оси y и x , как показано на рис. II.1. Выделим на глубине h элементарную (весьма малую) площадку $\Delta\omega$, в пределах которой гидростатическое давление можно считать всюду равным γh . Тогда сила давления на площадку $\Delta\omega$ по формуле (I.1) равна $\Delta P = \gamma h \Delta\omega$ (условно показана по грани od стенки).

Сила гидростатического давления на всю стенку площадью ω равна сумме элементарных сил давления ΔP на площадки $\Delta\omega$, так как площадь ω состоит из суммы $\Delta\omega$

$$P = \sum \Delta P = \sum \gamma h \Delta\omega. \quad (a)$$

Так как $h = y \sin \alpha$, то по формуле (a)

$$P = \sum \gamma \sin \alpha y \Delta\omega.$$

Вынося постоянные величины γ и $\sin \alpha$ за знак суммы, получим

$$P = \gamma \sin \alpha \sum y \Delta \omega, \quad (б)$$

где $\sum y \Delta \omega$ — статический момент площади ω относительно оси x , равный $\sum y \Delta \omega = y_C \omega$ (y_C — координата центра тяжести площади ω).

Подставим это выражение в формулу (б) $P = \gamma \sin \alpha y_C \omega$, но $y_C \sin \alpha = h_G$, тогда

$$P = \gamma h_G \omega. \quad (II.1)$$

Читать это уравнение следует так: сила гидростатического давления на плоскую стенку, погруженную в жидкость, равна произведению площади стенки на гидростатическое давление в ее центре тяжести.

При определении силы абсолютного гидростатического давления формула (II.1) имеет вид

$$P = (p_0 + \gamma h_G) \omega, \quad (II.1')$$

или при манометрическом давлении

$$P = (p_0 + \gamma h_G - p_a) \omega. \quad (II.1'')$$

Для полной характеристики силы давления необходимо знать еще ее точку приложения, которая называется *центром давления*. Ограничимся случаем весового давления.

Обратимся к рис. II.1. Сила давления P приложена в некоторой точке D — центре давления, которая, как это будет доказано в дальнейшем, лежит несколько ниже центра тяжести площади стенки. Используем теорему, известную из технической механики, о моменте равнодействующей, согласно которой момент равнодействующей силы относительно какой-либо оси равен сумме моментов составляющих относительно той же оси. В нашем случае это условие запишется так:

$$P y_D = \sum \Delta P y, \quad (в)$$

здесь P — сила давления (равнодействующая); y_D — плечо силы P относительно оси ox ; ΔP — сила давления на элементарную площадку; y — плечо силы ΔP относительно оси ox .

Из предыдущего известно, что

$$\Delta P = \gamma h \Delta \omega = \gamma y \sin \alpha \Delta \omega, \quad P = \gamma h_G \omega = \gamma y_C \sin \alpha \omega.$$

Подставляя эти выражения в условие (в), получим

$$\gamma y_C \sin \alpha \omega y_D = \sum_0^{\omega} \gamma y \sin \alpha \Delta \omega y. \quad (г)$$

Вынося из-под знака суммы постоянные величины γ и $\sin \alpha$ и сокращая на них, перепишем уравнение (г)

$$y_C y_D \omega = \sum_0^{\omega} \Delta \omega y^2,$$

отсюда

$$y_D = \frac{\sum_0^{\omega} \Delta \omega y^2}{\omega y_C}, \quad (д)$$

где $\sum_0^{\omega} \Delta \omega y^2 = J_x$ — осевой момент инерции площади ω относительно оси x . Тогда выражение (д) можно записать так:

$$y_D = \frac{J_x}{\omega y_C}. \quad (е)$$

В расчетах удобнее брать момент инерции J_{x_0} относительно оси x_0 , проходящей через центр тяжести площади и параллельной оси x .

Из технической механики известно, что

$$J_x = J_{x_0} + \omega y_C^2.$$

Подставляя это значение в выражение (е), получим

$$y_D = y_C + \frac{J_{x_0}}{\omega y_C}. \quad (II.2)$$

Из выражения (II.2) видно, что $y_D > y_C$, т. е. центр давления всегда лежит ниже центра тяжести площади, за исключением частного случая, когда стенка расположена горизонтально (в этом случае точки C и D совпадают). Заметим, что все выводы относительно центра давления справедливы для стенки, имеющей вертикальную ось симметрии, на которой лежат центр тяжести площади и центр давления. Если стенка не имеет осей симметрии, то для определения положения центра давления необходимо определять обе координаты его (вертикальную и горизонтальную).

Пример. Плоский прямоугольный щит шириной $B=2$ м, расположенный под углом $\alpha=60^\circ$ к горизонту, поддерживает уровень воды в прямоугольном канале глубиной $H=4$ м (рис. 11.2, а).

Определить силу гидростатического давления на щит P и центр давления (точку D).

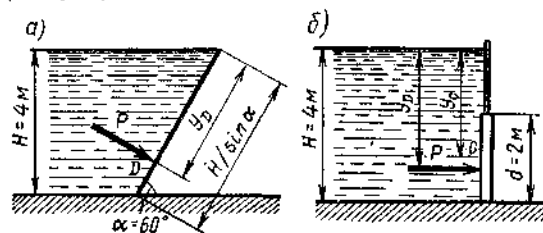


Рис. 11.2

Решение. 1. Сила гидростатического давления по формуле (11.1) равна $P=\gamma h_C \omega$. В нашем случае $h_C = \frac{H}{2} = \frac{4}{2} = 2$ м;

$$\gamma = 10 \text{ кН/м}^3; \quad \omega = B(H/\sin \alpha) = 2(4/0,866) = 9,25 \text{ м}^2.$$

$$P = 10 \cdot 2 \cdot 9,25 = 185 \text{ кН} = 18,5 \text{ тс}.$$

2. Положение центра давления определяем из выражения (11.2)

$$y_D = y_C + \frac{J_{x_0}}{\omega y_C}.$$

В нашем случае $y_C = (1/2)(H/\sin \alpha) = (1/2) \cdot (4/0,866) = 2,31$ м;

$$J_{x_0} = (B/12) \cdot (H/\sin \alpha)^3 = (2/12) \cdot (4/0,866)^3 = 16,4 \text{ м}^4.$$

Следовательно,

$$y_D = 2,31 + \frac{16,4}{9,25 \cdot 2,31} = 3,07 \text{ м}.$$

Пример. Определить силу гидростатического давления и центр давления воды на круглый щит диаметром $d=2$ м, закрывающий отверстие в вертикальной стенке, поддерживающей уровень воды в канале глубиной $H=4$ м (рис. 11.2, б).

Решение. 1. Площадь щита

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ м}^2.$$

Глубина погружения центра тяжести щита под уровень воды

$$y_C = H - \frac{d}{2} = 4 - \frac{2}{2} = 3 \text{ м}.$$

2. Силу гидростатического давления определяем по формуле (11.1):

$$P = \gamma h_C \omega = 10 \cdot 3 \cdot 3,14 = 94,2 \text{ кН} = 9,42 \text{ тс}.$$

3. Положение центра давления определяем из выражения (11.2):

$$J_{x_0} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 2^4}{64} = 0,785 \text{ м}^4;$$

$$y_D = 3 + \frac{0,785}{3,14 \cdot 3} = 3,08 \text{ м}.$$

§ 10. Давление на плоское дно сосудов. Гидростатический парадокс

Плоское дно сосудов и резервуаров следует рассматривать как частный случай плоской стенки, погруженной в жидкость. Поэтому формулы (11.1), (11.1'), (11.1''), (11.2) остаются справедливыми и в этом случае.

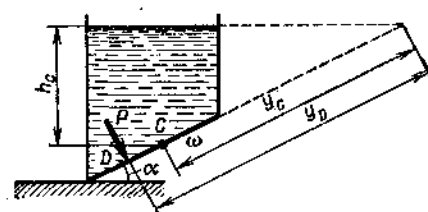


Рис. 11.3

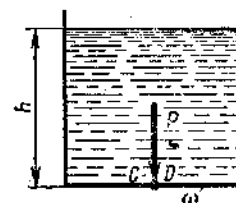


Рис. 11.4

Так, для плоского дна сосуда, изображенного на рис. 11.3, силу избыточного гидростатического давления определяют по формуле (11.1), а положение центра давления (точку D) — по формуле (11.2).

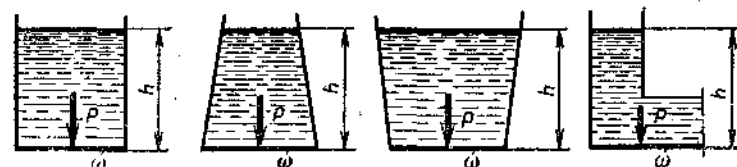


Рис. 11.5

Для горизонтального плоского дна сосуда (рис. 11.4) сила гидростатического давления равна $P=\gamma h \omega$, а центр давления и центр тяжести площади дна совпадают.

Рассмотрим изображенные на рис. 11.5 четыре сосуда различной формы, заполненные одинаковой жидкостью. Глубина погружения h горизонтального плоского дна и его площадь ω во всех сосудах одинаковы. Нетрудно

убедиться, что сила гидростатического давления на плоское дно любого сосуда будет также одинакова $P = \gamma h \omega$, хотя объемы жидкости в сосудах различные. В этом заключается так называемый гидростатический парадокс (противоречие), сформулировать который можно так: сила гидростатического давления на плоское горизонтальное дно сосуда зависит только от площади дна и глубины жидкости в сосуде и не зависит от формы сосуда

§ 11. Графо-аналитическое определение сил давления, действующих на плоские прямоугольные стенки

Определение силы гидростатического давления на плоские стенки и центра давления графо-аналитическим путем

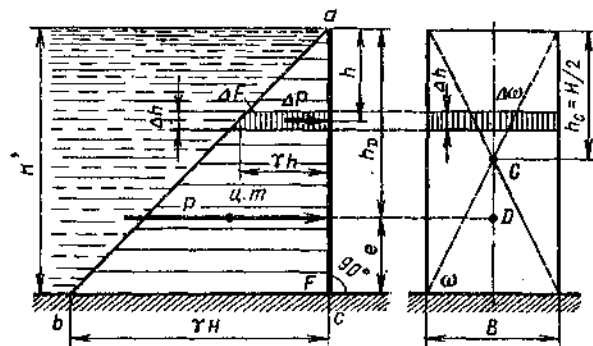


Рис. II.6

предусматривает решение задачи частично графическим и частично аналитическим способами. Разберем случай плоской прямоугольной вертикальной стенки (рис. II.6). Имеем вертикальную стенку ac шириной B , поддерживающую с одной стороны жидкость глубиной H . Построим эпюру избыточного гидростатического давления, которая имеет вид прямоугольного треугольника abc . На глубине h на стенке выделим элементарную площадку высотой Δh и шириной B . Площадь ее равна $\Delta \omega = \Delta h B$. Так как высота площадки Δh величина весьма малая, можно считать, что избыточное гидростатическое давление на глубине h , равное γh , является средним давлением на площадке $\Delta \omega$. В этом случае элементарная сила давления на выделенную площадку равна

$$\Delta P = \gamma h \Delta \omega = \gamma h \Delta h B. \quad (a)$$

Но произведение $\gamma h \Delta h = \Delta F$ (рис. II.6) есть часть площади эпюры давления; подставляя это значение в выражение (a), получим

$$\Delta P = \Delta F B.$$

Сила гидростатического давления на всю стенку будет равна сумме элементарных сил ΔP , взятой в пределах площади

$$P = \sum \Delta P = \sum \Delta F B. \quad (6)$$

В нашем случае ширина стенки B — величина постоянная. Вынося ее из-под знака суммы, получим $P = B \sum \Delta F$, но $\sum \Delta F = F$ и окончательно

$$P = FB, \quad (II.3)$$

т. е. сила гидростатического давления на плоскую прямоугольную стенку равна площади эпюры гидростатического давления, умноженной на ширину стенки.

Формула (II.3) справедлива для любой формы эпюры давления. Если взять $B = 1$, то можно заметить, что площадь эпюры гидростатического давления F выражает силу гидростатического давления, приходящуюся на единицу ширины стенки (обычно на 1 м).

Для полной характеристики силы гидростатического давления необходимо определить положение центра давления D . Так как сила гидростатического давления P выражается площадью эпюры давления на единицу ширины стенки F и представляет собой равнодействующую составляющих сил ΔP , то вектор силы P проходит через центр тяжести эпюры давления (на рис. II.6 обозначен и т). Из предыдущего известно, что сила давления жидкости направлена перпендикулярно к плоскости стенки. Очевидно также, что центр давления лежит на оси симметрии стенки. Таким образом, для графо-аналитического определения положения центра давления на плоские прямоугольные стенки постоянной ширины необходимо через центр тяжести эпюры гидростатического давления провести прямую, проходящую перпендикулярно стенке, и найти точку пересечения ее с осью симметрии площади стенки (это и будет центр давления). Разберем несколько частных случаев.

1. Имеем вертикальную прямоугольную стенку, изображенную на рис. II.6. Требуется определить силу избыточного гидростатического давления и центр давления на стенку шириной B . Построив эпюру гидростатического

давления (в данном случае она имеет форму прямоугольного треугольника abc , с высотой H и основанием γH), определим ее площадь, которая дает величину силы гидростатического давления на единицу ширины стенки

$$F = (1/2) \gamma H \cdot H = (1/2) \gamma H^2.$$

А на всю стенку шириной B по формуле (II.3) будет действовать сила $P = FB$. Подставляя значение F , получим

$$P = (1/2) \gamma H^2 B. \quad (\text{II.3'})$$

Центр тяжести эпюры давления (прямоугольного треугольника) лежит от основания на расстоянии $e = (1/3) H$. Таким образом, центр давления лежит на оси симметрии по ширине стенки и на расстоянии $e = (1/3) H$ от нижней кромки стенки.

Пример. Дано $H = 6$ м, $B = 2$ м, жидкость — вода ($\gamma = 10$ кН/м³). Определить P и положение центра давления (рис. II.6).

Решение. Площадь эпюры $F = (1/2) \gamma H^2 = (1/2) \cdot 10 \cdot 6^2 = 180$ кН/м. Сила гидростатического давления на всю стенку

$$P = FB = 180 \cdot 2 = 360 \text{ кН.}$$

Расстояние от нижней кромки стенки до центра давления равно

$$e = (1/3) H = (1/3) \cdot 6 = 2 \text{ м.}$$

Решим эту же задачу аналитическим способом.

По формуле (II.1) $P = \gamma h_C \omega = 10 \cdot 3 \cdot 12 = 360$ кН. Здесь $h_C = H/2 = 6/2 = 3$ м, $\omega = HB = 6 \cdot 2 = 12$ м².

Для отыскания центра давления определим осевой момент инерции стенки

$$J_{x_0} = BH^3/12 = 2 \cdot 6^3/12 = 36 \text{ м}^4;$$

тогда по формуле (II.2)

$$h_D = 3 + \frac{36}{12 \cdot 3} = 4 \text{ м, или } e = H - h_D = 6 - 4 = 2 \text{ м.}$$

Результаты решения графо-аналитическим и аналитическим способами получились одинаковыми.

2. Имеем наклонную плоскую прямоугольную стенку (рис. II.7). Ширина стенки B (на рисунке не показана). Требуется определить силу избыточного гидростатического давления на стенку и положение центра давления. Тем же порядком получим $P = FB$. В данном случае $F = (1/2) \gamma H \times (H/\sin \alpha)$ и по формуле (II.3) $P = (1/2) \gamma \cdot (H^2/\sin \alpha) \cdot B$; положение центра давления $e = (1/3) (H/\sin \alpha)$.

Пример. Пусть $H = 6$ м, $B = 2$ м, $\gamma = 10$ кН/м (вода), $\alpha = 30^\circ$ ($\sin 30^\circ = 0,5$). Сила гидростатического давления

$$P = (1/2) \cdot 10 \cdot (6^2/0,5) \cdot 2 = 720 \text{ кН,}$$

что вдвое больше, чем в предыдущем примере, при той же глубине и ширине стенки. Положение центра давления определяется величиной

$$e = (1/3) \cdot (6/0,5) = 4 \text{ м.}$$

3. Имеем вертикальную прямоугольную стенку шириной B (рис. II.8) при двустороннем давлении жидкости.

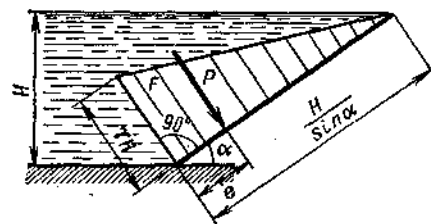


Рис. II.7

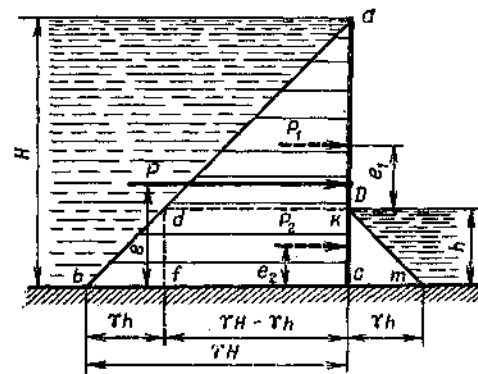


Рис. II.8

Результирующая эпюра избыточного давления имеет вид трапеции $adfc$ (см. § 8), размеры которой показаны на рисунке. Площадь трапеции

$$F = \frac{H+h}{2} (\gamma H - \gamma h).$$

Результирующая сила гидростатического давления на стенку определяется по формуле (II.3)

$$P = FB = \frac{H+h}{2} (\gamma H - \gamma h) B.$$

Для определения положения центра давления (точка D) следует определить центр тяжести трапеции $adfc$. Это

можно сделать графически. Пусть имеем трапецию $ABKN$ (рис. II.9). Через середины оснований трапеции проводим линию MF (медиана). Продолжаем основания трапеции: $AB=m$ на величину n до точки B' , затем основание $KN=n$ на величину m до точки N' . Соединив точки B' и N' прямой линией $B'N'$, находим в точке пересечения этой линии с медианой MF искомый центр тяжести — точку C .

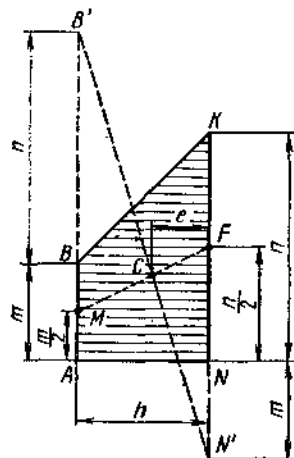


Рис. II.9

В некоторых случаях для определения центра тяжести требуется найти величину e графически или аналитически по формуле (обозначения по рис. II.9)

$$e = (h/3) [(2m+n)/(m+n)]. \quad (\text{II.4})$$

При сложных очертаниях эпюры давления целесообразно применять следующий прием определения силы и центра гидростатического давления (см. рис. II.8). Разобьем эпюру давления на две простые фигуры: треугольник adk и прямоугольник $dfck$, которые изображают соответственно эпюру гидростатического давления на верхнюю и нижнюю части стенки. Сила давления на верхнюю часть стенки по формуле (II.3') равна

$$P_1 = (1/2) \gamma (H - h)^2 B,$$

и положение центра давления определяется величиной

$$e_1 = (1/3) (H - h).$$

Сила давления на нижнюю часть стенки согласно формуле (II.3) равна

$$P_2 = h (\gamma H - \gamma h) B,$$

где $h (\gamma H - \gamma h)$ — площадь эпюры $dfck$, а положение центра давления для P_2 определится величиной $e_2 = (h/2)$ (сила P_2 проходит через центр тяжести прямоугольника).

Сила гидростатического давления P на всю стенку определяется как равнодействующая двух параллельных сил P_1 и P_2 и равна их сумме.

Точку приложения силы P (т. е. центр давления — точку D) можно определить, используя теорему о моменте

равнодействующей (момент равнодействующей силы равен сумме моментов составляющих). Возьмем моменты сил относительно низа стенки (точка c на рис. II.8) и получим $Pe = P_1(h + e_1) + P_2e_2$, откуда

$$e = \frac{P_1(h + e_1) + P_2e_2}{P}$$

— это и есть координата центра давления D силы избыточного гидростатического давления на плоскую стенку для случая, приведенного на рис. II.8.

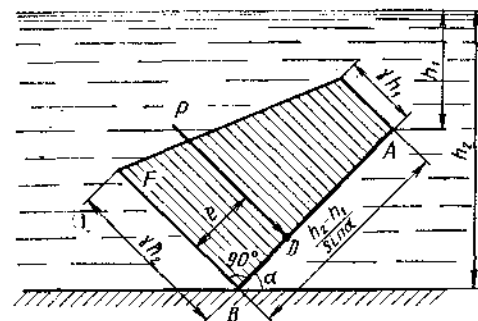


Рис. II.10

4. Имеем наклонную стенку AB , погруженную в жидкость (рис. II.10). Верхняя кромка стенки погружена на глубину h_1 , нижняя на глубину h_2 . Угол наклона стенки α . Ширина стенки B . Построив эпюру избыточного гидростатического давления, как это показано на рис. II.10, по формуле (II.3) определяем силу гидростатического давления на стенку $P = FB$, где F — площадь эпюры. Принимая обозначения и размеры по рис. II.10, получим $F = \frac{\gamma h_1 + \gamma h_2}{2} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\sin \alpha}$ и тогда сила гидростатического давления на стенку AB равна

$$P = \frac{\gamma h_1 + \gamma h_2}{2} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\sin \alpha} B.$$

Положение точки D (центра давления) определяют по формуле (II.4)

$$e = \frac{1}{3} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\sin \alpha} \cdot \frac{2\gamma h_1 + \gamma h_2}{\gamma h_1 + \gamma h_2}.$$

Описанный здесь графо-аналитический способ определения силы гидростатического давления и центра давления справедлив только для прямоугольных стенок постоянной ширины.

§ 12. Определение силы гидростатического давления на цилиндрические стенки

В практике широко распространены цилиндрические поверхности, воспринимающие давление жидкости: стенки

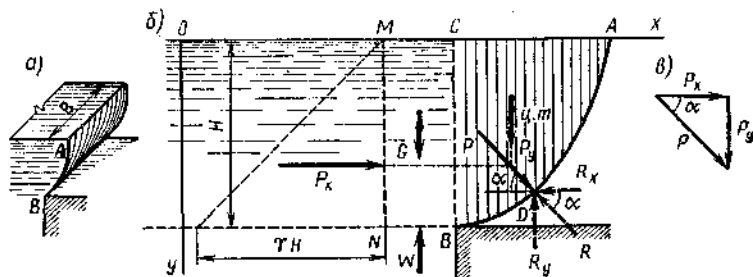


Рис. 11.11

труб и цилиндрических сосудов, цилиндрические, сегментные и секторные затворы водосбросов и водоспусков и т. п. Определение силы гидростатического давления на цилиндрические стенки и ее точки приложения, в отличие от плоских стенок, имеет свои особенности.

Представим цилиндрическую стенку (поверхность) AB шириной B , поддерживающую жидкость слева (рис. 11.11, а и б). Образующие этой поверхности горизонтальны и перпендикулярны плоскости чертежа. Нижняя образующая стенки погружена под свободную поверхность на глубину H . Стенка симметрична относительно вертикальной оси. Проведем вспомогательную произвольную плоскость MN . Рассмотрим равновесие объема жидкости, ограниченного сверху и снизу горизонтальными плоскостями, проходящими по свободной поверхности (оси ox) и нижней кромке стенки (через точку B), слева — плоскостью MN , справа — стенкой AB . Длина объема (по перпендикуляру к плоскости чертежа) равна ширине стенки B . На выделенный объем действуют силы:

1) горизонтальная составляющая силы — сила гидростатического давления на вертикальную плоскость MN

по формуле (11.3) равна

$$P_x = (1/2) \gamma H^2 B; \quad (a)$$

2) вертикальные составляющие силы: W — сила давления, направленная снизу вверх на плоскость NB ,

$$W = \gamma H \overline{NB} B, \quad (б)$$

G — сила тяжести объема жидкости в пределах поперечного сечения $MNBC$

$$G = \gamma H \overline{BN} B, \quad (в)$$

P_y — сила тяжести объема жидкости в пределах поперечного сечения CAB

$$P_y = \gamma \cdot \text{пл. } CAB \cdot B. \quad (г)$$

Все рассмотренные силы являются активными силами гидростатического давления жидкости. Все эти силы можно привести к одной равнодействующей P , которая и будет искомой силой гидростатического давления на цилиндрическую стенку, приложенную в центре давления (точка D).

Равнодействующая сила P уравнивается силой реакции стенки R , которая равна силе P по величине, но противоположна по направлению (на рис. 11.11, б показана пунктиром). Составляющими силы R на координатные оси являются силы R_x и R_y .

Все названные силы действуют в одной плоскости — вертикальной плоскости симметрии стенки (проходит по середине ширины стенки). Выделенный объем жидкости под действием активных и реактивных сил находится в равновесии; поэтому используем известные из механики уравнения равновесия плоской системы сил:

1) сумма проекций всех сил на ось ox равна нулю

$$\sum x = P_x - R_x = 0,$$

отсюда $P_x = R_x$ или, учитывая соотношение (а), имеем

$$P_x = R_x = (1/2) \gamma H^2 B. \quad (11.5)$$

Здесь P_x — горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на цилиндрическую стенку;

2) сумма проекций всех сил на ось oy равна нулю

$$\sum y = G - W + P_y - R_y = 0. \quad (11.6)$$

Подставляя значения W , G , P_y из соотношений (б), (в), (г) в уравнение (II.6), получим

$$\gamma H \cdot \overline{BN} \cdot B - \gamma H \cdot \overline{BN} \cdot B + \gamma \cdot \text{пл. } CAB \cdot B - R_y = 0,$$

отсюда

$$R_y = \gamma \cdot \text{пл. } CAB \cdot B,$$

а учитывая соотношение (г), можно написать

$$P_y = R_y = \gamma \cdot \text{пл. } CAB \cdot B \text{ или } P_y = \gamma V_0. \quad (\text{II.7})$$

Здесь P_y — вертикальная составляющая силы гидростатического давления на цилиндрическую стенку, V_0 — объем жидкости.

Правая часть уравнения (II.7) выражает собой силу тяжести жидкости над цилиндрической поверхностью. Объем этой жидкости называется *телом давления* (на рис. II.11, б заштрихован).

Итак, получены формулы (II.5) и (II.7), которые позволяют определить горизонтальную и вертикальную составляющие силы гидростатического давления на цилиндрическую стенку.

Полная сила гидростатического давления на цилиндрическую стенку P определяется как геометрическая сумма P_x и P_y

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}. \quad (\text{II.8})$$

Графически P — это замыкающая силового треугольника (рис. II.11, а).

Направление силы гидростатического давления определяется углом наклона α ее к горизонту, тангенс которого находят из силового треугольника

$$\text{tg } \alpha = P_y / P_x. \quad (\text{II.9})$$

Точку приложения силы давления (центр давления) можно найти графическим построением, показанным на рис. II.11, б. Порядок определения следующий. Находят точку пересечения линий действия составляющих P_x и P_y и через нее проводят равнодействующую под найденным углом α к горизонту. Точка пересечения линии действия силы P с цилиндрической поверхностью (точка D) и будет центром давления. Если цилиндрическая поверхность описывается по окружности, то линия действия силы давления проходит через геометрический центр окружности под углом α к горизонту; пересечение ее с образу-

ющей цилиндрической поверхности определяет точку D (центр давления). Следует помнить, что вертикальная составляющая P_y может быть направлена либо вверх, либо вниз, в зависимости от положения поверхности по отношению к жидкости. Так, например, на цилиндрические поверхности, изображенные на рис. II.11, б и II.12, а,

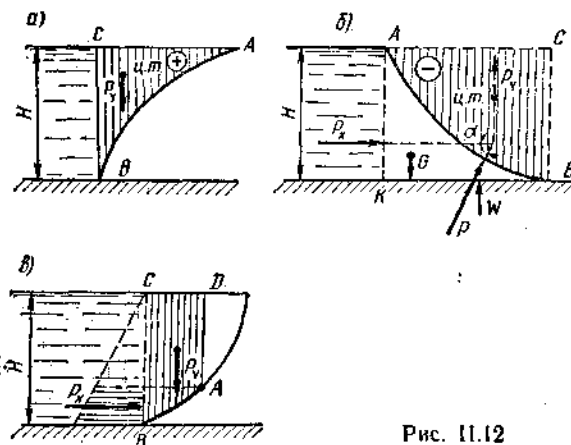


Рис. II.12

когда жидкость находится над цилиндрической поверхностью, вертикальная составляющая P_y будет положительна (т. е. направлена вниз) и численно равна силе тяжести жидкости в объеме так называемого положительного (действительного) тела давления, образованного жидкостью.

Когда жидкость находится под цилиндрической поверхностью (рис. II.12, б), вертикальная составляющая P_y будет отрицательна (т. е. направлена вверх) и численно равна силе тяжести воображаемого объема жидкости в пределах так называемого отрицательного (фиктивного) тела давления, образованного воздухом (масса объема в пределах площади ABC на рис. II.12, б). В самом деле, в этом случае

$$W = \gamma H \cdot \overline{BK} \cdot B,$$

где B — ширина стенки и $G = \gamma \cdot \text{пл. } KAB \cdot B$.

Очевидно, $W > G$, так как $H \cdot \overline{BK} = \text{пл. } ACBK > \text{пл. } KAB$ и тогда, подставляя W и G в уравнение (II.6), получим отрицательную вертикальную составляющую P_y , направленную вверх. На рис. II.12, в изображен случай, когда

требуется определить силу давления на цилиндрическую поверхность AB , погруженную в жидкость. Здесь вертикальная составляющая P_y равна силе тяжести тела давления, расположенного над поверхностью AB (в сечении — пл. $ADCB$), а горизонтальная составляющая P_x равна силе гидростатического давления на вертикальную проекцию стенки AB .

Пример. Определить величину и направление силы гидростатического давления на четверть цилиндра, поддерживающего слой воды $h=c=2$ м. Ширина поверхности $B=4$ м (рис. II.13).

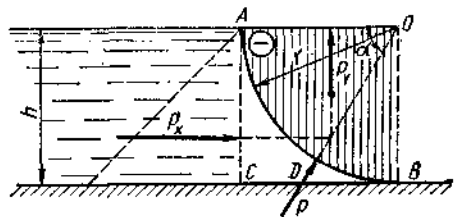


Рис. II.13

Решение. 1. По формуле (II.5) горизонтальная составляющая равна

$$P_x = (1/2) \gamma h^2 B = (1/2) \cdot 10 \cdot 2^2 \cdot 4 = 80 \text{ кН.}$$

2. По формуле (II.7) вертикальная составляющая равна $P_y = -\gamma V_0$. Объем тела давления $V_0 = F_0 B = (1/4) \pi r^2 B = (1/4) \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 4 = 12,56 \text{ м}^3$; отсюда

$$P_y = -10 \cdot 12,56 = -125,6 \text{ кН.}$$

3. По формуле (II.8) равнодействующая силы давления

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{80^2 + (-125,6)^2} = 149 \text{ кН.}$$

4. По формуле (II.9) определяется $\operatorname{tg} \alpha$

$$\operatorname{tg} \alpha = P_y / P_x = 125,6 / 80 = 1,57; \alpha = 54^\circ.$$

Проведя прямую через центр окружности (точка O) под углом $\alpha = 54^\circ$ к горизонту, получим направление P , а точка пересечения этой прямой с образующей цилиндра даст центр давления — точку D .

§ 13. Силы давления жидкости, действующие на стенки труб, резервуаров и в колене трубы

Рассмотрим силу давления на стенки труб. Имеем участок трубы длиной l с внутренним диаметром d и толщиной стенок δ . Труба заполнена жидкостью с гидростатическим давлением p , которое действует на внутреннюю

поверхность трубы (рис. II.14, а). Под действием гидростатического давления труба стремится разорваться по диаметральной плоскости, например, ab . Для расчета на прочность необходимо определить силу, действующую на

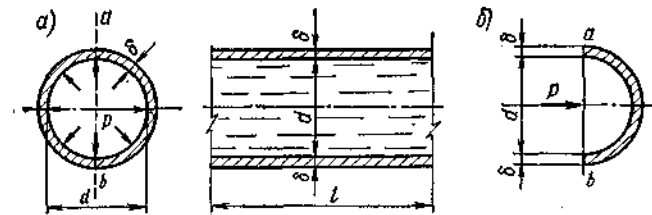


Рис. II.14

стенки трубы, которая (для обеспечения прочности) не должна превышать силу сопротивления материала на разрыв.

Мысленно отбросим левую часть трубы (рис. II.14, б) и заменим действие отброшенной части на оставшуюся равнодействующей сил гидростатического давления жидкости P (силой тяжести жидкости пренебрегаем, так как она мала по сравнению с P). Сила гидростатического давления равна $P = pF$, где $F = dl$ — площадь, на которую передается сила давления; тогда

$$P = pdl.$$

Эта сила передается на две стенки трубы, площадь сечения которых равна $2\delta l$ (рис. II.14). Напряжение (т. е. сила, приходящаяся на единицу площади сечения) в материале стенок трубы равно

$$\sigma = \frac{P}{2\delta l} = \frac{pdl}{2\delta l} = \frac{pd}{2\delta}. \quad (a)$$

Из курса сопротивления материалов известно, что для обеспечения прочности фактическое напряжение σ в материале не должно превышать допускаемого $[\sigma]$, т. е. $\sigma \leq [\sigma]$. Приравняв выражение (а) к $[\sigma]$, получим $\frac{pd}{2\delta} = [\sigma]$, откуда необходимая толщина стенок трубы равна

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]}. \quad (б)$$

Однако расчетная толщина стенок трубы должна быть увеличена на величину запаса на коррозию a (обычно $a=1-3$ мм), тогда окончательно получим

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} + a. \quad (11.10)$$

Если трубы клепанные, то с учетом ослабления сечения заклепками формула (11.10) примет вид

$$\delta = 1,25 \frac{pd}{2[\sigma]} + a,$$

где 1,25 — коэффициент, учитывающий ослабление заклепками.

Если по наружной поверхности труба граничит с атмосферой, то вместо p в расчете используют значение манометрического давления p_m .

Рассмотрим действие силы давления на стенки цилиндрических резервуаров. Аналогично расчету стенок труб

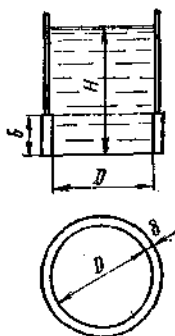


Рис. 11.15

рассчитывают на прочность и стенки цилиндрических резервуаров (рис. 11.15). Толщину стенок определяют по тем же формулам, но по участкам (поясам), так как по высоте стенки резервуаров находятся под разным гидростатическим давлением.

Так, при определении толщины стенки резервуара на участке высотой b (рис. 11.15) в формулу (11.10) подставляют:

1) если сосуд открыт, учитывается только давление жидкости $p = \gamma H$; глубина берется до низа участка H и $d = D$ — диаметр резервуара;

2) если сосуд закрыт и давление на свободной поверхности больше атмосферного $p_0 > p_a$, то в расчет берут манометрическое давление p_m , т. е.

$$p = p_m = p_0 + \gamma H - p_a.$$

Рассмотрим действие силы давления на колено трубы. Пусть труба, заполненная жидкостью, делает поворот (рис. 11.16) (колено) на угол α . Вследствие гидростатического давления p в колене трубы развивается некоторая сила R , которая стремится сдвинуть колено в направлении ее действия относительно прямых участков. На эту силу рассчитывают крепления во фланцах трубы или опоры трубопроводов на поворотах.

Для определения силы R рассмотрим отсек $aabb$ с находящейся в нем жидкостью. Силы давления на рассматриваемый отсек со стороны жидкости в трубе до и после колена равны (весом жидкости в колене пренебрегаем)

$$P = p\omega, \quad (в)$$

где p — гидростатическое давление в трубе; ω — площадь сечения трубы.

Подставляя в выражение (в) площадь $\omega = \pi d^2/4$ (по внутреннему диаметру) в сечениях aa и bb , получим

$$P = p \frac{\pi d^2}{4}.$$

Складывая геометрически эти силы, получим (см. построение на рис. 11.16) равнодействующую силу R

$$R = 2P \sin \frac{\alpha}{2} = 2p \frac{\pi d^2}{4} \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Пример 1. Определить толщину стенки сварного трубопровода внутренним диаметром $d=500$ мм. Манометрическое давление $p_m = 300$ Н/см². Допускаемое напряжение для материала труб $[\sigma] = 10\,000$ Н/см².

Решение. Принимаем запас на коррозию $a=0,2$ см и по формуле (11.10) определяем δ

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} + a = \frac{300 \cdot 50}{2 \cdot 10\,000} + 0,2 = 0,95 \text{ см} \approx 10 \text{ мм}.$$

Пример 2. Имеем резервуар, сваренный из четырех полос высотой $b=1,5$ м и наполненный водой полностью (глубина воды $H=6$ м). Диаметр резервуара $D=8$ м. Определить толщину стенки δ нижней полосы, если $[\sigma]=10\,000$ Н/см² (рис. 11.15).

Решение. Принимаем запас на коррозию $a=0,1$ см. Избыточное гидростатическое давление у дна резервуара $p = \gamma H = 10 \cdot 6 = 60$ кН/м² = 6 Н/см².

По формуле (II.10) имеем

$$\delta = \frac{\rho D}{2[\sigma]} + a = \frac{6 \cdot 800}{2 \cdot 10\,000} + 0,1 = 0,34 \text{ см} = 3,4 \text{ мм.}$$

Контрольные вопросы к главе II

1. Как аналитически определить силу гидростатического давления на плоскую стенку? Напишите формулы для определения силы давления и центра давления.

2. В чем смысл гидростатического парадокса? Напишите формулы для определения силы гидростатического давления на плоское дно сосудов (наклонное и горизонтальное).

3. Как определяют графо-аналитическим способом величину, направление и точку приложения (центр давления) силы гидростатического давления на плоские прямоугольные стенки? Назовите типичные случаи определения силы давления на плоские стенки.

4. Как определяют силу гидростатического давления и точку ее приложения в случае сложной эпюры гидростатического давления?

5. Из каких составляющих складывается сила гидростатического давления на цилиндрическую поверхность? Как их определяют? Как определить величину и точку приложения полной силы давления на цилиндрическую стенку?

6. Напишите и объясните формулы для расчета толщины стенок трубы и цилиндрического резервуара.

Глава III

РАВНОВЕСИЕ И ОСТОЙЧИВОСТЬ ТЕЛ, ПОГРУЖЕННЫХ В ЖИДКОСТЬ

§ 14. Закон Архимеда

Рассмотрим силы давления жидкости на тело, погруженное в жидкость (рис. III.1). Тело призматической формы имеет высоту h и площадь верхнего и нижнего оснований ω . Верхнее основание погружено в жидкость на глубину h_1 , нижнее — на глубину h_2 . Со стороны жидкости на тело действуют силы:

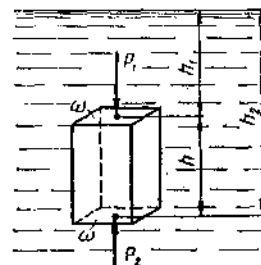


Рис. III.1

1) сила гидростатического давления жидкости на верхнее основание (действует сверху вниз)

$$P_1 = \gamma h_1 \omega;$$

2) сила гидростатического давления жидкости на нижнее основание (действует снизу вверх)

$$P_2 = \gamma h_2 \omega;$$

3) силы давления жидкости на боковые поверхности, которые не учитываются, так как они взаимно уравновешиваются (см. § 4).

Равнодействующая сил гидростатического давления на рассматриваемый объем равна разности P_2 и P_1 и направлена вверх (в сторону большей силы):

$$P = P_2 - P_1 = \gamma h_2 \omega - \gamma h_1 \omega = \gamma \omega (h_2 - h_1),$$

где $h_2 - h_1 = h$; $\omega h = V$ — объем тела; γ — удельный вес жидкости.

Тогда

$$P = \gamma V. \quad (\text{III.1})$$

Здесь γV — сила тяжести жидкости в объеме тела.

Таким образом, на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная силе тяжести жидкости в объеме этого тела. Это положение известно под названием закона Архимеда (греческий ученый, живший в III в. до н.э.).

Тело более сложной формы можно представить состоящим из множества элементарных вертикальных призм; для каждой из них сделанный вывод справедлив, следовательно, закон Архимеда действителен для тела любой формы. Этот закон подтверждается и экспериментально.

§ 15. Равновесие тел, погруженных в жидкость

На тело, погруженное полностью или частично в жидкость, действуют две силы: 1) сила тяжести тела G , приложенная в его центре тяжести C , действует сверху вниз, и 2) выталкивающая (подъемная) сила P , приложенная в центре давления или, как его называют еще, в центре водоизмещения D , которая направлена снизу вверх (рис. III.2). Центром водоизмещения является центр тяжести вытесненного объема жидкости. В зависимости от соотношения сил G и P могут быть три состояния тела, погруженного в жидкость:

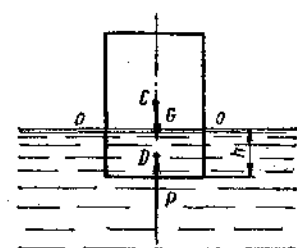


Рис. III.2

1) если $G > P$, тело тонет;

2) если $G = P$, тело находится внутри жидкости в безразличном состоянии (тело плавает в погруженном состоянии);

3) если $G < P$, тело всплывает до тех пор, пока сила тяжести вытесненной жидкости (т. е. выталкивающая или подъемная сила P) не станет равна силе тяжести тела G .

Рассмотрим условие плавучести тел. Для равновесия тела, плавающего на свободной поверхности, условия $G = P$ недостаточно. В самом деле, из рис. III.3 ясно, что в случае, если центр тяжести тела и центр давления не лежат на одной вертикали (например, при наклоне, или, как говорят, крене тела), появляется пара сил P и G , которая стремится вращать тело. Поэтому условий равновесия плавающего тела будет два:

1) центр тяжести тела и центр давления (водоизмещения) должны лежать на одной вертикали (рис. III.2);

2) $G = P$.

Введем следующие понятия. Линия пересечения свободной поверхности жидкости с поверхностью плавающего тела (например, баржи, понтона и т. п.)

называется *ватерлинией* (линия $o-o$ на рис. III.2). Глубина погружения самой низкой точки под уровень свободной поверхности называется *глубиной погружения*, или осадкой (h на рис. III.2, III.3).

Объем жидкости, вытесненный телом, называется *объемным водоизмещением*, а сила тяжести этого объема — *весовым водоизмещением* (которое равно выталкивающей силе P).

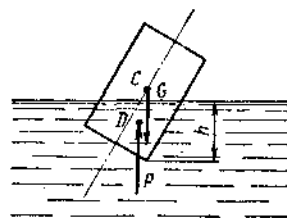


Рис. III.3

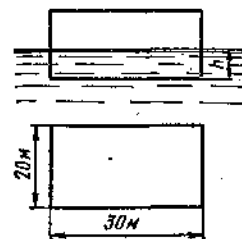


Рис. III.4

Пользуясь вышесказанным, можно решать некоторые практические задачи.

Пример. Прямоугольный понтон площадью 20×30 м плавает в воде. Определить осадку h , если собственный вес понтона с грузом на нем $G = 12 \cdot 10^3$ кН (рис. III.4).

Решение. По условию плавучести весовое водоизмещение P равно G , т. е. $P = G = 12 \cdot 10^3$ кН.

По формуле (III.1) $P = \gamma V$, где V — объем погруженной части понтона

$$V = 20 \cdot 30 \cdot h \text{ м}^3;$$

удельный вес воды $\gamma = 10$ кН/м³.

Таким образом, $12 \cdot 10^3 = 10 \cdot 20 \cdot 30 \cdot h$, откуда осадка понтона

$$h = \frac{12 \cdot 10^3}{10 \cdot 20 \cdot 30} = 2 \text{ м.}$$

§ 16. Остойчивость плавающих тел

Остойчивостью называется способность плавающего тела восстанавливать положение равновесия после того, как исчезнет причина, нарушившая равновесие. Рассмотрим равновесие плавающих тел, изображенных на рис. III.5.

На рис. III.5, а плавающее тело находится в состоянии равновесия, так как центр тяжести C и центр водоизмещения D находятся на одной вертикальной линии $o-o$, которая называется *осью плавания*.

Если к телу приложить боковую силу N (на судно может действовать, например, ветер), то тело под действием этой силы наклонится на некоторый угол α . В этом случае центр тяжести тела C останется на месте, а центр водоизмещения D переместится в положение D' (рис. III.5, б; в). Если продолжить линию действия выталкивающей силы P , приложенной в новой точке D' , вверх,

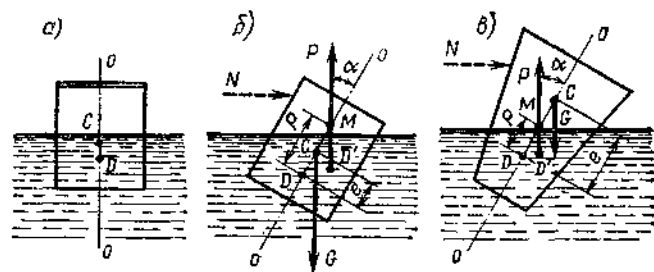


Рис. III.5

то она пересечет ось плавания ($o-o$) в некоторой точке M , называемой *метацентром*. Возможны три случая равновесия.

1. Если метацентр (точка M) лежит выше центра тяжести (точка C), то пара сил P, G (рис. III.5, б) уравновесит действие боковых сил N , а после снятия N возвратит тело в первоначальное положение; равновесие тела будет устойчивым. В этом случае говорят, что плавающее тело устойчиво.

2. Если метацентр M лежит ниже центра тяжести C (рис. III.5, в), то пара сил P, G стремится увеличить крен тела, и плавающее тело будет неустойчивым.

3. Если метацентр M совпадает с центром тяжести C , то равновесие тела будет безразличным. Плавающее тело в этом случае неустойчиво, так как нормальное положение после крена не восстанавливается.

При небольшом крене тела метацентр перемещается по некоторой дуге окружности с радиусом ρ , который называется *метацентрическим радиусом*. Обозначив расстояние между центром тяжести и центром водоизмещения по оси плавания через e , условия равновесия плавающего тела можно записать так:

- $\rho > e$ — равновесие устойчивое;
- $\rho < e$ — равновесие неустойчивое;
- $\rho = e$ — равновесие безразличное.

Таким образом, для устойчивости плавающего на свободной поверхности жидкости тела необходимо, чтобы метацентрический радиус ρ был больше расстояния между центром тяжести и центром водоизмещения, или, проще, метацентр должен находиться выше центра тяжести тела.

Контрольные вопросы к главе III

1. Как формулируется закон Архимеда?
2. Каково условие плавания тела? Назовите два условия равновесия плавающего тела.
3. Что такое объемное и весовое водоизмещение?
4. Что такое метацентр и метацентрический радиус?
5. Что такое устойчивость плавающего тела? Назовите три состояния равновесия плавающего тела.
6. Сформулируйте условие устойчивости плавающего тела.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. ГИДРОДИНАМИКА

Этот раздел является основным и наиболее важным для решения практических задач санитарной техники, гидротехники и других отраслей науки и техники, связанных с использованием жидкостей. Ниже излагаются основы гидродинамики.

Глава IV ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ГИДРОДИНАМИКИ, УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ

§ 17. Основные понятия гидродинамики

Основные элементы движения жидкости. Причинами движения жидкости являются действующие на нее силы: объемные или массовые силы (сила тяжести, инерционные силы) и поверхностные силы (давление, трение). В отличие от гидростатики, где основной величиной, характеризующей состояние покоя жидкости, является гидростатическое давление, которое определяется только положением точки в пространстве, т. е. $p=f(x, y, z)$, в гидродинамике основными элементами, характеризующими движение жидкости, будут два: гидродинамическое давление и скорость движения (течения) жидкости.

Гидродинамическое давление p — это внутреннее давление, развивающееся при движении жидкости. Скорость движения жидкости в данной точке u — это скорость перемещения находящейся в данной точке частицы жидкости, определяемая длиной пути l , пройденного этой частицей за единицу времени t .

В общем случае основные элементы движения жидкости p и u для данной точки зависят от ее положения в пространстве (координат точки) и могут изменяться во времени. Аналитически это положение гидродинамики записывается так:

$$p=f_1(x, y, z, t),$$

$$u=f_2(x, y, z, t).$$

Задачей гидродинамики и является определение основных элементов движения жидкости p и u , установление взаимосвязи между ними и законов изменения их при различных случаях движения жидкости.

Траектория частицы. Если в массе движущейся жидкости взять какую-либо частицу жидкости и проследить ее путь за какой-то промежуток времени Δt (конечный, достаточно большой), то можно получить некоторую линию, выражающую геометрическое место этой точки в пространстве за время Δt . Эта линия и будет траекторией движения данной частицы за промежуток времени Δt .

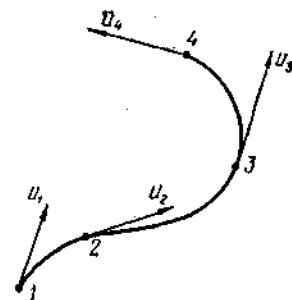


Рис. IV.1

Линия тока. Если в массе движущейся жидкости в данный момент времени t взять какую-либо точку 1 (рис. IV. 1), то можно в этой точке построить вектор скорости u_1 , выражающий величину и направление скорости движения частицы жидкости в данной точке 1 в этот момент времени.

В тот же момент времени t можно взять и другие точки в движущейся жидкости, например, точки 2, 3, 4, ..., в которых также можно построить векторы скоростей $u_2, u_3, u_4, \dots$, выражающие скорость движения других частиц жидкости в тот же момент времени.

Можно выбрать точки 1, 2, 3, 4, ... и провести через них плавную кривую, к которой векторы скоростей будут всюду касательны. Эта линия и называется *линией тока*.

Таким образом, *линией тока* называется линия, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости так, что в данный момент времени векторы скорости частиц

жидкости, находящихся в этих точках, направлены по касательной к этой линии. В отличие от траектории, которая показывает путь движения одной частицы жидкости за определенный промежуток времени Δt , линия тока соединяет разные частицы и дает некоторую мгновенную характеристику движущейся жидкости в момент времени t . Через заданную точку в данный момент времени можно провести только одну линию тока.

Если в данных точках движущейся жидкости величина и направление скорости и гидродинамическое давление с течением времени не изменяются (такое движение называется установившимся), то и линия тока, и траектория частицы, оказавшейся на ней, совпадают и со временем не изменяются. В этом случае траектории частиц являются и линиями тока.

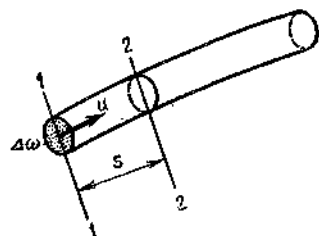


Рис. IV.2

трубкой тока, а совокупность линий тока, проходящих сплошь через площадку $\Delta\omega$, образует так называемую элементарную струйку (рис. IV. 2).

Элементарная струйка характеризует состояние движения жидкости в данный момент времени t . При установившемся движении элементарная струйка имеет следующие свойства:

1) форма и положение элементарной струйки с течением времени остаются неизменными, так как не изменяются линии тока;

2) приток жидкости в элементарную струйку и отток из нее через боковую поверхность невозможен, так как по контуру элементарной струйки скорости направлены по касательной;

3) скорость и гидродинамическое давление во всех точках поперечного сечения элементарной струйки можно считать одинаковыми ввиду малости площади $\Delta\omega$.

Поток. Совокупность элементарных струек движущейся жидкости, проходящих через площадку достаточно больших размеров, называется *поток жидкости*.

Поток ограничен твердыми поверхностями, по которым происходит движение жидкости (труба), и атмосферой (река, лоток, канал и т. п.).

§ 18. Понятие о потоке жидкости

Гидравлические элементы потока. Живым сечением называется поверхность в пределах потока, проведенная перпендикулярно к линиям тока (элементарным струйкам). В общем случае эта поверхность криволинейная (на рис. IV. 3 поверхность ABC). Однако в большинстве случаев практической гидравлики поток жидкости можно представить параллельно-струйным или с очень малым углом расхождения струек, а за живое сечение принять плоское поперечное сечение потока (на рис. IV.3 плоскость AC). Площадь живого сечения обозначается греческой буквой ω (омега).

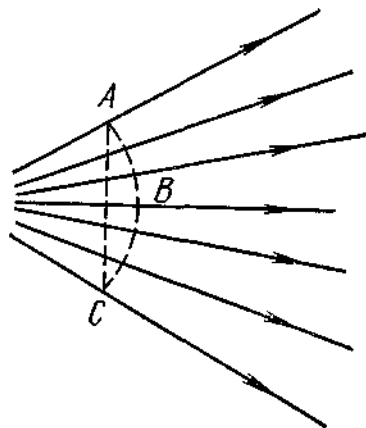


Рис. IV.3

Смоченным периметром называется длина части периметра живого сечения, в пределах которой поток соприкасается с твердыми внешними стенками. Смоченный периметр обозначают греческой буквой χ (хи).

Гидравлическим радиусом называется отношение площади живого сечения к смоченному периметру:

$$R = \omega / \chi. \quad (IV.1)$$

На рис. IV.4 приведены примеры поперечных сечений потока: а) трапецидальное; б) прямоугольное; в) круговое.

Приведем для данных сечений формулы для определения гидравлических элементов потока.

1. Для трапецидального сечения (рис. IV.4, а):

$$\omega = \text{пл. } CDMN = (b + mh) h;$$

$$\chi = \overline{CD} + \overline{DM} + \overline{MN} = b + 2h \sqrt{1 + m^2};$$

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{(b + mh) h}{b + 2h \sqrt{1 + m^2}}.$$

Здесь $m=a/h=\operatorname{ctg} \alpha$ — коэффициент заложения откоса.

2. Для прямоугольного сечения (рис. IV.4, б):

$$\omega = \text{пл. } CDMN = bh; \quad \chi = \overline{CD} + \overline{DM} + \overline{MN} = b + 2h;$$

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{bh}{b+2h}.$$

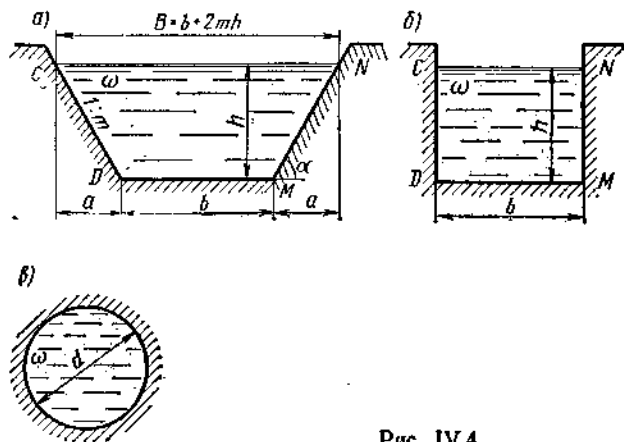


Рис. IV.4

3. Для кругового сечения, заполненного жидкостью полностью (рис. IV.4, в),

$$\omega = \pi d^2/4; \quad \chi = \pi d; \quad R = \omega/\chi = d/4.$$

Расход жидкости и средняя скорость. Расходом жидкости называется количество жидкости, проходящее через данное живое сечение потока в единицу времени.

Расход потока жидкости обозначают Q , а элементарной струйки — ΔQ . Единицами измерения расхода являются: $\text{м}^3/\text{сек}$, $\text{м}^3/\text{ч}$ или $\text{л}/\text{сек}$, $\text{л}/\text{ч}$ и др.

Рассмотрим элементарную струйку (рис. IV.2) с поперечным сечением $\Delta\omega$ и постоянной скоростью движения частицы жидкости u . Через промежуток времени t частицы переместятся из сечения 1-1 в сечение 2-2 на расстояние s . При этом через сечение 1-1 пройдет элементарный объем жидкости $\Delta V = \Delta\omega s$. Разделив обе части уравнения на t , получим

$$\frac{\Delta V}{t} = \Delta\omega \frac{s}{t},$$

но $\Delta V/t = \Delta Q$ — расход элементарной струйки (объем, прошедший через элемент живого сечения 1-1 в единицу времени); $\frac{s}{t} = u$ — скорость движения частиц жидкости (путь, пройденный частицами жидкости за единицу времени). Отсюда

$$\Delta Q = u \Delta\omega, \quad (a)$$

т. е. расход элементарной струйки равен площади ее поперечного сечения, умноженной на скорость в этом сечении. Поток жидкости в данном живом сечении представляет совокупность (сумму) большого числа элементарных струек, заполняющих сплошь площадь живого сечения, поэтому для определения расхода потока через живое сечение ω необходимо взять сумму расходов ΔQ элементарных струек, т. е.

$Q = \sum_{\omega} \Delta Q$. Принимая во внимание выражение (а), получим

$$Q = \sum_{\omega} u \Delta\omega. \quad (б)$$

В общем случае, чтобы воспользоваться формулой (б) для определения расхода потока, надо знать закон распределения скоростей по живому сечению, который очень сложен или вообще неизвестен. Поэтому для практических расчетов вводится понятие средней скорости потока.

На рис. IV.5 представлен график (эпюра) распределения действительных скоростей в точках живого сечения потока, из которого видно, что скорости по сечению распределяются неравномерно. При действительных скоростях через живое сечение проходит определенный расход Q . Можно найти некоторую постоянную для всех точек сечения фиктивную скорость, при которой через данное сечение проходил бы тот же самый расход, что и при действительных скоростях движения жидкости. Эта скорость v будет средней из действительных скоростей. Подставляя в формулу (б) скорость v , получим $Q = \sum_{\omega} v \Delta\omega$, но $v = \text{const}$, $\sum_{\omega} \Delta\omega = \omega$, поэтому

$$Q = v\omega, \quad (IV.2)$$

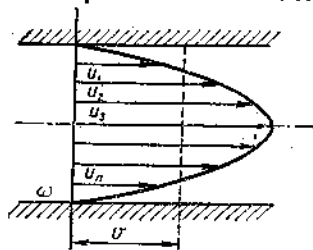


Рис. IV.5

т. е. расход жидкости в данном сечении потока равен произведению средней скорости движения жидкости, умноженной на площадь живого сечения.

Итак, *средней скоростью* потока в данном сечении v называется такая одинаковая для всех точек живого сечения скорость движения жидкости, при которой через это живое сечение проходит тот же расход Q , что и при действительных скоростях движения жидкости u .

Из формулы (IV.2) можно написать

$$v = Q/\omega, \quad (\text{IV.2}') \quad (1)$$

$$\omega = Q/v. \quad (\text{IV.2}'') \quad (2)$$

Формулы (IV.2), (IV.2') и (IV.2'') используются при решении основных гидравлических задач, связанных с потоком жидкости. Их следует четко знать и помнить.

Пример 1. Определить расход жидкости, проходящей через трубу диаметром $d=40$ мм, если средняя скорость потока $v=1,2$ м/сек. Труба заполнена полностью.

Решение. Подставляя в формулу (IV.2) значение

$$v=1,2 \text{ м/сек и } \omega = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,001256 \text{ м}^2,$$

получим $Q = 1,2 \cdot 0,001256 = 0,0015 \text{ м}^3/\text{сек} = 1,5 \text{ л/сек} = 5400 \text{ л/ч} = 5,4 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Примечание. При решении гидравлических задач следует внимательно анализировать размерности входящих в формулы величин.

Пример 2. Подобрать площадь живого сечения канала прямоугольного сечения для пропуска расхода $Q=3200$ л/сек при средней скорости течения $v=80$ см/сек.

Решение. Выразим все величины в единой системе единиц: $Q=3200 \text{ л/сек}=3,2 \text{ м}^3/\text{сек}$ и $v=80 \text{ см/сек}=0,8 \text{ м/сек}$. По формуле (IV.2'') получим $\omega=3,2/0,8=4 \text{ м}^2$.

Пример 3. Определить среднюю скорость движения жидкости в трубе диаметром $d=40$ мм, работающей полным сечением, при пропуске расхода воды $Q=0,8$ л/сек.

Решение. Подставляя в формулу (IV.2') $Q=0,8 \text{ л/сек}=0,0008 \text{ м}^3/\text{сек}$ и

$$\omega = \pi d^2/4 = 3,14 \cdot 40/4 = 1256 \text{ мм}^2 = 0,001256 \text{ м}^2,$$

получим

$$v = Q/\omega = 0,0008/0,001256 = 0,64 \text{ м/сек} = 64 \text{ см/сек}.$$

§ 19. Виды движения жидкости

Установившимся движением жидкости называется такое движение, при котором в каждой данной точке основные элементы движения жидкости — скорость движения u и

гидродинамическое давление p не изменяются с течением времени, т. е. зависят только от координат точки. Аналитически это условие запишется так:

$$u = f_1(x, y, z) \text{ и } p = f_2(x, y, z).$$

Неустановившимся движением жидкости называется такое движение, при котором в каждой данной точке основные элементы движения жидкости — скорость движения u и гидродинамическое давление p — постоянно изменяются, т. е. зависят не только от положения точки в пространстве, но и от времени t . Аналитически это условие запишется так:

$$u = f_1(x, y, z, t) \text{ и } p = f_2(x, y, z, t).$$

Примером установившегося движения может быть: движение жидкости в канале, в реке при неизменных глубинах, истечение жидкости из резервуара при постоянном уровне жидкости в нем и др. Неустановившееся движение — это движение жидкости в канале или реке при переменном уровне или при опорожнении резервуара, когда уровень жидкости в нем непрерывно изменяется.

В дальнейшем будет изучаться главным образом установившееся движение жидкости и в отдельных случаях будут разбираться примеры неустановившегося движения.

Установившееся движение в свою очередь подразделяется на равномерное и неравномерное.

Равномерным называется такое установившееся движение, при котором живые сечения вдоль потока не изменяются; в этом случае $\omega = \text{const}$; средние скорости по длине потока также не изменяются, т. е. $v = \text{const}$. Примером равномерного движения является: движение жидкости в цилиндрической трубе, в канале постоянного сечения при одинаковых глубинах.

Установившееся движение называется *неравномерным*, когда распределение скоростей в различных поперечных сечениях неодинаково; при этом средняя скорость и площадь поперечного сечения потока могут быть и постоянными вдоль потока. Примером неравномерного движения может быть движение жидкости в конической трубе или в речном русле переменной ширины.

Напорным называется движение жидкости, при котором поток полностью заключен в твердые стенки и не имеет свободной поверхности. Напорное движение происходит вследствие разности давлений и под действием силы тяжести. Примером напорного движения является

движение жидкости в замкнутых трубопроводах (например, в водопроводных трубах).

Безнапорным называется движение жидкости, при котором поток имеет свободную поверхность. Примером безнапорного движения может быть: движение жидкости в реках, каналах, канализационных и дренажных трубах. Безнапорное движение происходит под действием силы тяжести и за счет начальной скорости. Обычно на поверхности безнапорного потока давление атмосферное.

Следует отметить еще один вид движения: свободную струю. *Свободной струей* называется поток, не ограниченный твердыми стенками. Примером может служить движение жидкости из пожарного брандспойта, гидромонитора, водопроводного крана, из отверстия резервуара и т. п. В этом случае движение жидкости происходит по инерции (т. е. за счет начальной скорости) и под действием силы тяжести.

Для упрощения выводов, связанных с изучением потока жидкости, вводится понятие о плавно изменяющемся движении жидкости.

Плавно изменяющимся называется такое движение жидкости, при котором кривизна струек незначительна (равна нулю или близка к нулю) и угол расхождения между струйками весьма мал (равен нулю или близок к нулю), т. е. практически поток жидкости мало отличается от параллельноструйного. Это предположение вполне оправдывается при изучении многих случаев движения жидкости в каналах, трубах и других сооружениях.

Отметим следующие свойства потока при плавно изменяющемся движении:

1) поперечные сечения потока плоские, нормальные к оси потока;

2) распределение гидродинамических давлений по сечению потока подчиняется закону гидростатики, т. е. гидродинамические давления по высоте сечения распределяются по закону прямой. Это свойство легко можно доказать, если внутри потока выделить частицу жидкости и спроектировать все действующие на нее силы на плоскость живого сечения. Вследствие того что скорости и ускорения в этом случае будут перпендикулярны сечению, силы инерции в уравнение не войдут; поэтому уравнение равновесия и закон распределения давления в плоскости живого сечения не будет отличаться от такового для жидкости, находящейся в покое;

3) удельная потенциальная энергия (т. е. потенциальная энергия единицы веса жидкости) по отношению к некоторой плоскости сравнения для всех точек данного сечения потока жидкости есть величина постоянная (см. § 5).

§ 20. Уравнение неразрывности установившегося движения жидкости

При рассмотрении движения жидкости считают, что в потоке жидкость сплошь заполняет занимаемое ею пространство без образования пустот, т. е. движение жидкости происходит непрерывно. В этом случае справедливо уравнение неразрывности движения, выводимое на основе закона сохранения массы. Получим вначале уравнение неразрывности при установившемся движении жидкости для элементарной струйки.

Пусть имеем элементарную струйку (рис. IV.6). Возьмем сечение 1-1 с площадью $\Delta\omega_1$ и скоростью движения частиц жидкости u_1 . Элементарный расход через сечение 1-1 [по формуле (а), § 18] равен

$$\Delta Q_1 = u_1 \Delta\omega_1.$$

Затем возьмем сечение 2-2 в этой же струйке с площадью сечения $\Delta\omega_2$ и скоростью u_2 . Элементарный расход через сечение 2-2 равен

$$\Delta Q_2 = u_2 \Delta\omega_2.$$

Но по свойству элементарной струйки приток и отток жидкости через ее боковую поверхность невозможен (см. § 17); кроме того, в отрезке 12, который сохраняет неизменные размеры, не образуется пустот и не происходит переуплотнений; значит количества жидкости, протекающей в единицу времени через сечения 1-1 и 2-2, должны быть одинаковы, т. е. $\Delta Q_1 = \Delta Q_2$. Принимая во внимание, что сечения 1-1 и 2-2 приняты произвольно, можно в общем случае для элементарной струйки написать

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 = \Delta Q_3 = \dots = \Delta Q_n = \Delta Q = \text{const},$$

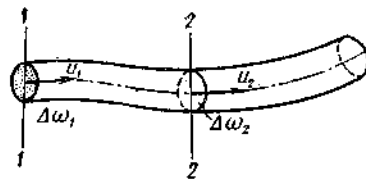


Рис. IV.6

или

$$u_1 \Delta \omega_1 = u_2 \Delta \omega_2 = u_3 \Delta \omega_3 = \dots = u_n \Delta \omega_n = \Delta Q = \text{const.} \quad (\text{IV.3})$$

Это и есть уравнение неразрывности (сплошности) для элементарной струйки, которое читается так: *элементарный расход жидкости ΔQ при установившемся движении есть величина постоянная для всей элементарной струйки.*

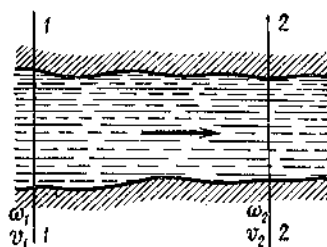


Рис. IV.7

Но поскольку скорости касательны к боковой поверхности потока, то в отсек между сечениями 1-1 и 2-2 через боковую поверхность движения жидкости не происходит; не изменяется и объем отсека.

Следовательно, в отсек через сечение 1-1 поступает столько же жидкости, сколько за то же время выходит из него через сечение 2-2, т. е. $Q_1 = Q_2$. Но так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то можно написать, что $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q = \text{const}$ или, выражая расход жидкости в сечениях через среднюю скорость v , получим

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \dots = v_n \omega_n = Q = \text{const.} \quad (\text{IV.3'})$$

Это и есть *уравнение неразрывности для потока жидкости*, которое читается так: *расход жидкости через любое сечение потока при установившемся движении есть величина постоянная.* Из уравнения (IV.3) для двух сечений можно написать

$$v_1/v_2 = \omega_2/\omega_1, \quad (\text{IV.4})$$

т. е. средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений.

Пример. Имеем коническую трубу (рис. IV.8), для которой известно, что $d_1 = 400$ мм, $d_2 = 200$ мм, средняя скорость в сечении 2-2

Пусть теперь имеем поток жидкости (рис. IV.7). Взяв в потоке два произвольных сечения 1-1 и 2-2 и представив живые сечения их состоящими из суммы элементарных струек, можно написать $Q_1 = \sum_{\omega_1} u_1 \Delta \omega_1$ — расход жидкости в сечении 1-1; $Q_2 = \sum_{\omega_2} u_2 \Delta \omega_2$ — расход жидко-

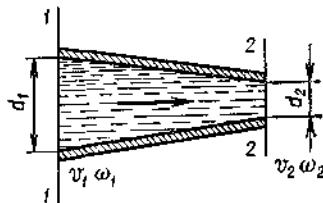


Рис. IV.8

$v_2 = 1.0$ м/сек. Определить среднюю скорость v в сечении 1-1 и расход жидкости в трубе. Движение в трубе напорное.

Решение. Площади живых сечений

$$\omega_1 = \pi d_1^2/4, \quad \omega_2 = \pi d_2^2/4.$$

Подставляя эти значения в уравнение (IV.4), получим

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2^2}{d_1^2}, \quad \text{отсюда} \quad v_1 = v_2 \frac{d_2^2}{d_1^2} = 1 \cdot \frac{0.2^2}{0.4^2} = 0.25 \text{ м/сек.}$$

Расход жидкости в трубе определяем по уравнению (IV.2)

$$Q = v_1 \omega_1 = v_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = 0.25 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.4^2}{4} = 0.0314 \text{ м}^3/\text{сек} = 31.4 \text{ л/сек.}$$

Можно расход определить и в сечении 2-2 ($Q = v_2 \omega_2$). Получится та же величина.

§ 21. Уравнение Д. Бернулли

Уравнение Даниила Бернулли является основным уравнением гидродинамики. Ниже разбирается это уравнение для установившегося плавно изменяющегося движения жидкости, с помощью которого решаются основные задачи гидродинамики. Введем понятия удельной энергии элементарной струйки и потока жидкости.

Удельная энергия элементарной струйки. Напомним, что удельная энергия есть энергия, отнесенная к единице силы тяжести жидкости. Пусть имеем в элементарной струйке частицу массой m , которая обладает некоторой скоростью u , находится под гидродинамическим давлением p , занимает некоторый объем W и находится от произвольной плоскости сравнения $o-o$ на некоторой высоте z (рис. IV.9). Масса частицы обладает запасом удельной потенциальной энергии $e_{\text{п}}$, которая складывается из удельных потенциальных энергий положения $e_{\text{пол}}$ и давления $e_{\text{дав}}$. В самом деле, масса жидкости, поднятая на высоту z , имеет запас потенциальной энергии, равный mgz , где g — ускорение свободного падения. Удельная потенциальная энергия положения равна потенциальной энергии, деленной на силу тяжести жидкости (mg)

$$e_{\text{пол}} = \frac{mgz}{mg} = z. \quad (\text{a})$$

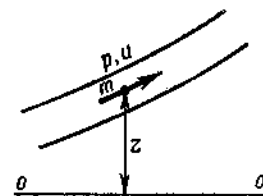


Рис. IV.9

Масса жидкости занимает некоторый объем W , находящийся под давлением p . Потенциальная энергия давления равна pW *. Удельная же потенциальная энергия давления равна потенциальной энергии pW , деленной на силу тяжести данного объема γW , т. е.

$$e_{\text{дав}} = \frac{pW}{\gamma W} = \frac{p}{\gamma}. \quad (б)$$

Полный запас удельной потенциальной энергии массы жидкости равен их сумме, т. е. $e_n = e_{\text{дав}} + e_{\text{пол}}$ и, учитывая выражения (а) и (б), напишем

$$e_n = p/\gamma + z. \quad (в)$$

Кроме того, масса жидкости m движется со скоростью u и обладает кинетической энергией (живой силой) $mu^2/2$; но сила тяжести этой массы равна mg , и удельная кинетическая энергия струйки равна

$$e_k = \frac{mu^2}{2} / mg = \frac{u^2}{2g}. \quad (г)$$

Складывая выражения (в) и (г), получим выражение полной удельной энергии элементарной струйки

$$e = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z. \quad (IV.5)$$

Здесь $\frac{u^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия;

$\frac{p}{\gamma} + z$ — удельная потенциальная энергия давления и положения.

Удельная энергия имеет размерность длины.

Полная удельная энергия потока E складывается из удельной потенциальной энергии E_n и удельной кинетической энергий E_k потока.

Для случая установившегося плавно изменяющегося движения жидкости удельная потенциальная энергия во всех точках живого сечения одинакова и равна

$$E_n = p/\gamma + z = \text{const}. \quad (д)$$

* В самом деле, под действием гидродинамического давления p объем жидкости W может быть дополнительно поднят на некоторую высоту h . При этом работа сил тяжести равна $\gamma W h$. Очевидно на столько же возрастает и запас потенциальной энергии данного объема жидкости. Но $h = p/\gamma$; поэтому запас потенциальной энергии давления данного объема жидкости равен $\gamma W (p/\gamma)$, или pW .

Поток жидкости рассматривается как совокупность n элементарных струек, каждая из которых обладает своей удельной кинетической энергией $\frac{u^2}{2g}$. Эта величина различна для разных струек, образующих поток. Определим среднее значение этой величины в сечении потока. Для этого действительные скорости элементарных струек $u_1, u_2, \dots, u_n$ заменим средней скоростью потока v ; тогда среднее значение удельной кинетической энергии потока в данном сечении равно

$$E_k = \left(\frac{u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} + \dots + \frac{u_n^2}{2g} \right) : n = \alpha \frac{v^2}{2g}. \quad (е)$$

Здесь α — коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению потока (или корректив кинетической энергии).

Безразмерный коэффициент α представляет собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости. Если эпюра скоростей в сечении потока близка к прямоугольной, т. е. скорости в разных точках близки к средней, то коэффициент Кориолиса α близок к единице. Если же скорости в сечении значительно различаются между собой, то и коэффициент α оказывается значительно больше единицы.

Рассмотрим, например, поток глубиной $H=6$ м, в сечении которого скорости распределены по треугольнику, т. е. у дна скорость равна нулю и к поверхности нарастает по закону прямой до наибольшего значения $u_{\text{пов}} = 3$ м/сек. Средняя скорость $v=1,5$ м/сек, а соответствующая ей кинетическая энергия

$$E_{k, \text{ср}} = \frac{v^2}{2g} = \frac{1,5^2}{19,6} = 0,118 \text{ м.}$$

Оценим кинетическую энергию потока точнее. Для этого возьмем три точки на высоте $h_1=1$ м; $h_2=3$ м и $h_3=5$ м, которые лежат посредине слоев равной высоты по 2 м каждый. Скорость в этих точках соответственно $u_1=0,5$; $u_2=1,5$ и $u_3=2,5$ м/сек. Вычислим кинетическую энергию по этим трем скоростям

$$E_k = \frac{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2}{2g} : 3 = \frac{0,5^2 + 1,5^2 + 2,5^2}{19,6 \cdot 3} = 0,153 \text{ м,}$$

что больше, чем по средней скорости.

Коэффициент Кориолиса получается

$$\alpha = E_{\alpha}/E_{\kappa, \text{ср}} = 0,153/0,118 = 1,3.$$

На основе обработки многочисленных данных, полученных на реках и каналах, установлено, что для боль-

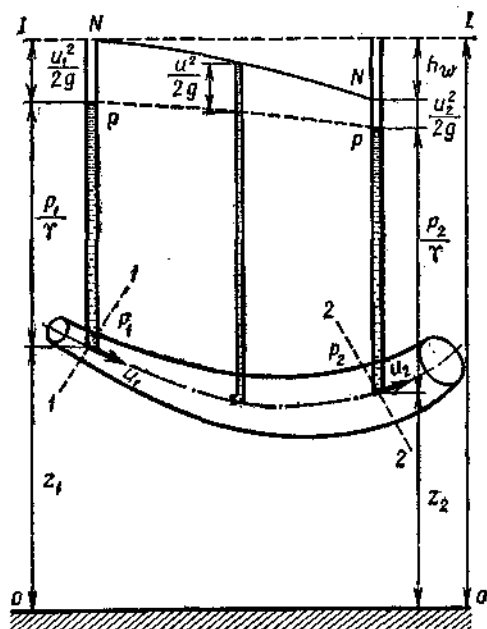


Рис. IV.10

ших открытых потоков $\alpha \approx 1,1$. При равномерном движении в трубах и каналах практически $\alpha = 1-1,15$. В дальнейшем, за исключением особо оговоренных случаев, для упрощения расчетов будем принимать $\alpha = 1$. Однако следует помнить, что в некоторых случаях при неравномерном распределении скоростей значения α могут быть значительно больше 1 (2 и более).

Складывая удельную кинетическую и удельную потенциальную энергии потока, получим формулу полной удельной энергии потока

$$E = E_{\kappa} + E_{\text{п}},$$

а учитывая выражения (е) и (д), имеем

$$E = \frac{\alpha u^2}{2g} + \left(\frac{p}{\gamma} + z \right), \quad (\text{IV.6})$$

т. е. полная удельная энергия потока равна сумме удельной кинетической и удельной потенциальной (давления и положения) энергий потока. Напомним, что все выводы сделаны для установившегося, плавно изменяющегося движения жидкости.

Уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки. Выделим в установившемся потоке реальной жидкости элементарную струйку (рис. IV.10) и определим удельную энергию жидкости в двух произвольных сечениях 1-1 и 2-2. Высоты положения центров первого и второго сечений будут соответственно z_1 и z_2 ; гидродинамическое давление в этих же точках p_1 и p_2 ; скорости течения — u_1 и u_2 . Тогда полная удельная энергия элементарной струйки в сечении 1-1 на основании формулы (IV.5) равна

$$e_1 = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1, \quad (\text{ж})$$

а в сечении 2-2

$$e_2 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (\text{з})$$

Практически всегда $e_2 < e_1$, так как часть полной энергии затрачивается на преодоление сил сопротивления (трения) при движении жидкости от сечения 1-1 к сечению 2-2*. Обозначим эти потери h_w . Тогда в соответствии с законом сохранения энергии можно написать, что $e_1 = e_2 + h_w$, и, учитывая выражения (ж) и (з), получим

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_w. \quad (\text{IV.7})$$

Уравнение (IV.7) и есть уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости при установившемся движении, которое устанавливает связь между скоростью движения, давлением в жидкости и положением точки в пространстве. Оно справедливо для любых двух

* Физически это нужно понимать так: силы трения (направленные навстречу течению) способствуют переходу части механической энергии движущейся жидкости в энергию теплового движения молекул. Эта теплота непрерывно рассеивается в окружающей среде и в данном случае сколько-нибудь существенного влияния на рассматриваемые физические процессы не оказывает.

сечений, так как сечения 1-1 и 2-2 были взяты произвольно. Уравнение (IV.7) можно изобразить и графически (рис. IV.10). Если соединить уровни жидкости в пьезометрах, подсоединенных к нескольким сечениям, получим некоторую линию $p-p$, которая называется *пьезометрической линией* и показывает изменение удельной потенциальной энергии по длине элементарной струйки. Если соединить точки, которые в каждом сечении по вертикали изображают полную удельную энергию (а такие точки действительно можно получить, о чем см. ниже), получим некоторую линию $N-N$, которая называется *напорной линией* или *линией энергии*; она показывает изменение полной удельной энергии по длине струйки. Тогда расстояние по вертикали в любом сечении между горизонтальной плоскостью $I-I$, соответствующей начальному запасу удельной энергии в первом сечении, и напорной линией $N-N$ даст величину потерь энергии h_w на преодоление сил сопротивления на участке от первого сечения до данного сечения, а расстояние между напорной и пьезометрической линиями — удельную кинетическую энергию в данном сечении $u^2/2g$.

Для идеальной жидкости, где отсутствуют силы трения, в уравнении (IV.7) $h_w=0$, и уравнение Бернулли принимает вид

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2. \quad (\text{IV.7'})$$

Но так как сечения 1-1 и 2-2 взяты произвольно, то в общем виде уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости записывается так:

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const.} \quad (\text{IV.7''})$$

Уравнение Д. Бернулли для потока. Рассмотрим поток при установившемся, плавно изменяющемся движении (рис. IV.11). Выберем произвольно два сечения 1-1 и 2-2, по осям которых соответственно имеем z_1 и z_2 — вертикальные координаты оси потока над произвольной плоскостью сравнения $o-o$, p_1 и p_2 — гидродинамические давления, в тех же точках v_1 и v_2 — средние скорости в сечениях 1-1 и 2-2.

Полную удельную энергию потока определяем по формуле (IV.6):

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

сечение 2-2

$$E_2 = \frac{a_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2.$$

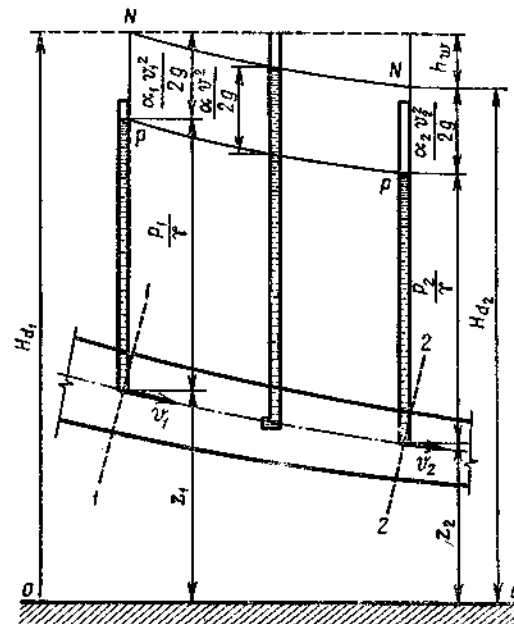


Рис. IV,11

Очевидно $E_2 < E_1$, так как часть энергии потратится на преодоление сил сопротивления (трения). Обозначим потерю энергии на этом участке — h_w . Тогда можно написать, что $E_1 = E_2 + h_w$, и, подставляя значение E_1 и E_2 , получим

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_w. \quad (\text{IV.8})$$

Уравнение (IV.8) называется уравнением Д. Бернулли для потока жидкости, и является основным уравнением гидродинамики; с его помощью получены многие расчет-

ные формулы и решается ряд практических задач. Уравнение Бернулли устанавливает математическую связь между основными элементами движения жидкости, т. е. средней скоростью и гидродинамическим давлением.

Размерность отдельных членов уравнения Д. Бернулли. Все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность.

1. Рассмотрим размерность выражения $\frac{\alpha v^2}{2g}$:

$$\left[\frac{\alpha v^2}{2g}\right] = [\alpha v^2 : 2g] = \left[1 \cdot \frac{\text{длина}^2}{\text{время}^2} : \frac{\text{длина}}{\text{время}^2}\right] = [\text{длина}].$$

2. Размерность $\left[\frac{p}{\gamma}\right] = [p : \gamma] = \left[\frac{\text{сила}}{\text{площадь}} : \frac{\text{сила (вес)}}{\text{объем}}\right] = [\text{длина}].$

3. Размерность $[z] = [\text{длина}].$

4. Так как все члены левой и правой частей уравнения имеют линейную размерность, значит и h_w имеет линейную размерность.

§ 22. Истолкование уравнения Д. Бернулли

Рассмотрим смысл уравнения Бернулли с точек зрения гидравлической, геометрической и энергетической.

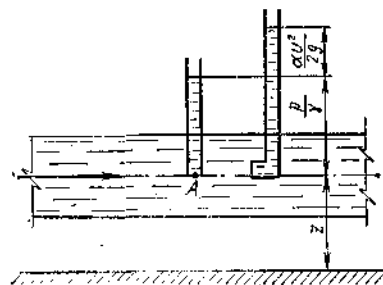


Рис. IV.12

Скоростной напор можно наблюдать в действительности. Если, например, в точке А (рис. IV.12) рядом с пьезометром поставить изогнутую трубку, обращенную отверстием навстречу потоку, то уровень жидкости в этой трубке будет выше уровня в пьезометре на высоту, равную скоростному напору в той точке, где находится

Гидравлическое истолкование уравнения Д. Бернулли. С точки зрения гидравлики каждый член уравнения Бернулли (IV.8) имеет свое название, а именно:

1. Первый член левой и правой частей уравнения Бернулли $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ и $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$ называется *скоростным напором* в сечениях 1-1 и 2-2.

отверстие трубки $\left|\frac{u^2}{2g}\right|$. Эта трубка называется *гидрометрической*, или *трубкой Пито*. Зная разницу уровней в трубке Пито и пьезометре, можно определить скорость движения жидкости в этой точке.

2. Второй член правой и левой частей уравнения p_1/γ и p_2/γ называется *пьезометрической высотой* (если учитываем манометрическое давление), или *приведенной высотой давления* (если учитываем абсолютное давление). Как правило, в расчет принимается манометрическое давление, поэтому в дальнейшем p/γ будем называть *пьезометрической высотой*.

3. Третий член правой и левой частей уравнения z_1 и z_2 называется *высотой положения точки живого сечения над плоскостью сравнения*.

4. Четвертый член правой части уравнения h_w называется *потерей напора* при движении жидкости между сечениями 1-1 и 2-2.

Напомним, что сумма пьезометрической высоты p/γ и высоты положения z во всех точках живого сечения установившегося, плавно изменяющегося потока одна и та же (см. § 19 и 5), т. е. $p/\gamma + z = \text{const}$ и называется *пьезометрическим напором*.

Сумма скоростного напора $\frac{\alpha v^2}{2g}$ и пьезометрического напора $p/\gamma + z$ называется *гидродинамическим напором* H_d

$$H_d = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z. \quad (\text{IV.9})$$

Учитывая выражение (IV.9), уравнение Д. Бернулли можно написать в следующем виде:

$$H_{d1} = H_{d2} + h_w. \quad (\text{IV.10})$$

Таким образом, с гидравлической точки зрения уравнение Д. Бернулли может быть прочитано так: *гидродинамический напор в данном сечении потока жидкости равен гидродинамическому напору в другом сечении (лежащем ниже по течению) плюс потеря напора между этими сечениями*.

Геометрическое истолкование уравнения Д. Бернулли. В связи с тем что все члены уравнения Бернулли имеют линейную размерность, его можно представить графически (см. рис. IV.11), отложив в каждом сечении от плоскости сравнения $o-o$ по вертикали отрезки,

выражающие в определенном масштабе $\frac{av^2}{2g}$, $\frac{p}{\gamma}$ и z . Проведя между сечениями 1-1 и 2-2 линию pp (по верхним точкам пьезометрического напора), получим так называемую *пьезометрическую линию*, которая показывает изменение пьезометрического напора по длине потока. Если расстояние между сечениями по длине потока равно l , то можно получить изменение пьезометрического напора на единицу длины потока. Обозначив эту величину J_p , называемую *средним пьезометрическим уклоном* на данном участке, получим

$$J_p = \frac{\left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2\right)}{l}, \quad (IV.11)$$

т. е. пьезометрическим уклоном J_p называется безразмерная величина, показывающая изменение пьезометрического напора, приходящееся на единицу длины потока. Пьезометрический уклон J_p может быть величиной положительной (линия pp понижается по направлению движения), когда скорости вдоль потока растут; или отрицательной (линия pp повышается по направлению движения), когда скорости вдоль потока уменьшаются.

Проведя между сечениями 1-1 и 2-2 линию NN (по верхним точкам гидродинамического напора), получим так называемую *напорную линию*, которая показывает изменение гидродинамического напора по длине потока. Поделив разность гидродинамических напоров в двух сечениях на расстояния между ними, получим *средний гидравлический уклон*

$$i = (H_{d_1} - H_{d_2})/l, \quad (IV.12)$$

но $H_{d_1} - H_{d_2} = h_w$ — потеря напора между сечениями 1-1 и 2-2; поэтому можно написать

$$i = h_w/l, \quad (IV.12')$$

т. е. *гидравлическим уклоном* потока называется безразмерная величина, показывающая изменение гидродинамического напора на единицу длины потока, или, что то же, потерю напора на единицу длины потока. Заметим, что i может быть только положительной величиной, так как напорная линия NN всегда понижается (ввиду того, что потери напора по длине потока неизбежны).

Таким образом, с геометрической точки зрения уравнение Д. Бернулли можно прочесть так: *напорная ли-*

ния по длине потока всегда понижается, так как часть напора тратится на преодоление трения по длине потока.

Частный случай. При равномерном движении, когда скорость по длине потока не изменяется (см. § 19), напорная NN и пьезометрическая pp линии параллельны, так как $\frac{av^2}{2g}$ во всех сечениях величина одна и та же

Энергетическое истолкование уравнения Д. Бернулли. Принимая во внимание изложенное в § 21 и формулу (IV.6), сумму членов уравнения Бернулли с энергетической точки зрения можно представить как сумму удельной кинетической $\frac{av^2}{2g}$ и удельной потен-

циальной $p/\gamma + z$ энергий в любом сечении потока при установившемся движении жидкости, а четвертый член уравнения h_w как потерю механической энергии на преодоление сил трения при перемещении единицы массы жидкости от сечения 1-1 к сечению 2-2. В связи с этим линию NN можно назвать *линией полной удельной энергии* потока, а линию pp — *линией удельной потенциальной энергии*.

Гидравлический уклон с энергетической точки зрения необходимо рассматривать как уменьшение полной удельной энергии на единицу длины потока.

§ 23. Практическое применение уравнения Д. Бернулли

При применении уравнения Д. Бернулли для решения практических задач гидравлики следует помнить два основных условия:

1) уравнение Бернулли может быть применено только для тех живых сечений потока, в которых соблюдаются условия плавного изменяющегося движения (см. § 19). На участках между выбранными сечениями условия плавного изменяющегося движения могут и не соблюдаться;

2) гидродинамическое давление p и, следовательно, высоту положения z можно относить к любой точке живого сечения, так как $p/\gamma + z$ для любой точки живого сечения потока при плавном изменяющемся движении есть величина постоянная. Обычно двучлен $p/\gamma + z$ удобно отнести (для упрощения решения задач) к точкам или на свободной поверхности, или на оси потока.

Разберем применение уравнения Д. Бернулли на примере простейшего водомерного устройства в трубах водомера Вентури (рис. IV.13); он представляет собой вставку в основную трубу диаметром D трубы меньшего диаметра d , которая соединена с основной трубой коническими переходами. В основной трубе (сечение 1-1) и в суженном сечении (сечение 2-2) присоединены пьезометры, по показаниям которых можно определить расход жидкости в трубе Q .

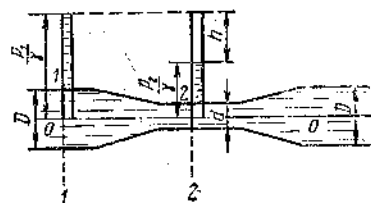


Рис. IV.13

Выведем общую формулу водомера для определения расхода жидкости в трубе. Составим уравнение Бернулли для точек, расположенных в центре тяжести сечений 1-1 (перед сужением) и 2-2 (в горловине), приняв плоскость сравнения по оси трубы $o-o$. Для наших условий $z_1 = z_2 = 0$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$. Потери напора в сужении ввиду малости расстояния между сечениями считаем равными нулю, т. е. $h_w = 0$.

Тогда уравнение Д. Бернулли (IV.8) запишется так:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}, \text{ или } \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Но из рис. IV.13 $\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = h$, поэтому

$$h = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}. \quad (a)$$

В уравнении (a) две неизвестные величины v_1 и v_2 . Составим второе уравнение, используя уравнение неразрывности (IV.4)

$$v_2/v_1 = \omega_1/\omega_2 = D^2/d^2,$$

откуда

$$v_2 = v_1 (D^2/d^2).$$

Подставляя v_2 в уравнение (a), получим

$$h = \frac{v_1^2}{2g} \left(\frac{D^4}{d^4} - 1 \right).$$

Отсюда скорость течения в основной трубе (сечение 1-1) равна

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1}} h,$$

а расход жидкости в трубе по формуле (IV.2)

$$Q = v_1 \omega_1 = v_1 \frac{\pi D^2}{4}$$

или

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1}} h.$$

Обозначим постоянную величину для данного водомера через K

$$K = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2g}{\left(\frac{D}{d}\right)^4 - 1}}, \quad (IV.13)$$

тогда

$$Q = K \sqrt{h}.$$

Однако при выводе этой формулы не учитывались потери напора в водомере, которые в действительности будут. С учетом потерь напора формула расхода водомера Вентури запишется так:

$$Q = \mu K \sqrt{h}, \quad (IV.14)$$

где μ — коэффициент расхода водомера, учитывающий потери напора в водомере. Для новых водомеров $\mu = 0,985$; для водомеров, бывших в употреблении, $\mu = 0,98$.

Таким образом, для определения расхода в трубе достаточно замерить разность уровней воды в пьезометрах и подставить ее значение в формулу (IV.14).

Пример. Дано $D = 200$ мм, $d = 100$ мм, $h = 0,5$ м, $\mu = 0,98$, жидкость — вода.

Решение. Определим постоянную данного водомера K по формуле (IV.13)

$$K = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{(0,2/0,1^4) - 1}} = 0,036 \text{ м}^{5/2}/\text{сек}^2.$$

Расход воды в трубе определим по формуле (IV.14)

$$Q = 0,98 \cdot 0,036 \sqrt{0,5} = 0,025 \text{ м}^3/\text{сек} = 25 \text{ л/сек}.$$

1. Что изучает гидродинамика? Назовите основные элементы движения жидкости.
2. Что такое траектория, линия тока, элементарная струйка, поток?
3. Назовите гидравлические элементы потока. Какова их размерность?
4. Что такое расход жидкости? Что такое средняя скорость потока? Напишите формулы для определения Q , v , ω .
5. Что такое установившееся и неустановившееся движения жидкости? Назовите другие виды движения и дайте их характеристику.
6. Каковы свойства плавно изменяющегося движения?
7. Напишите уравнение неразрывности для потока. Каков основной смысл уравнения неразрывности?
8. Из чего складывается полная удельная энергия потока жидкости?
9. Уравнение Д. Бернулли для потока жидкости. Каков смысл уравнения Д. Бернулли? Его истолкование.
10. Условия применения уравнения Д. Бернулли?
11. Что такое гидродинамический напор?
12. Как измерить скоростной напор?
13. Что такое пьезометрический и гидравлический уклоны? Как они изменяются по длине потока?
14. Что такое потеря напора?
15. Напишите формулу водомера Вентури.

РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ И ПОТЕРИ НАПОРА

§ 24. Виды гидравлических сопротивлений и потери напора

Выше были получены два основных уравнения гидродинамики: уравнение сохранения энергии (уравнение Д. Бернулли), увязывающее средние скорости и давления, и уравнение неразрывности потока (сохранения массы) для несжимаемой жидкости (см § 20 и 21), которые были записаны в следующем виде:

$$\frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z + h_w = \text{const};$$

$$Q = v\omega = \text{const}.$$

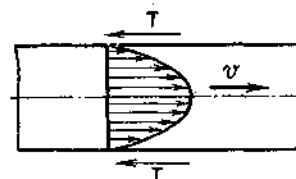


Рис. V.1

При решении некоторых задач вполне достаточно этих уравнений, если пренебречь потерями энергии (напора) h_w , так как расход Q и полный напор H обычно заданы или могут быть определены.

Но большинство задач нельзя решить, если пренебречь потерями напора h_w . В таких случаях имеются два уравнения и три неизвестных v , p и h_w .

Для решения таких задач необходимо составить третье уравнение, связывающее между собой неизвестные величины. Наиболее подходящим, очевидно, будет уравнение, дающее зависимость h_w от скорости v .

При движении потока между жидкостью и стенками, ограничивающими поток, возникают силы сопротивления. Кроме того, вследствие вязкости жидкости между ее отдельными слоями возникают силы сцепления, которые также затормаживают движение потока. Скорость движения частиц жидкости уменьшается по мере удаления от оси потока к стенкам трубы, лотка и т. д. Результирующая сил сопротивления параллельна оси потока и направлена в сторону, противоположную направлению движения (рис. V.1).

Для преодоления сил гидравлического трения и сохранения поступательного движения жидкости необходимо приложить силу, направленную в сторону движения и

равную силам сопротивления. Работу этой силы называют *потерями напора по длине потока* (путевые потери напора) и обозначают через $h_{дл}$.

Сети трубопроводов, лотков и др., распределяющие или отводящие жидкость от потребителей, меняют свой диаметр (сечение); на сетях устраиваются повороты, ответвления, устанавливаются запорные устройства и т. п. В этих местах поток меняет свою форму, резко деформируется. Вследствие изменения формы возникают дополнительные силы сопротивления, так называемые *местные сопротивления*. На их преодоление расходуется напор. Напор, затрачиваемый на преодоление местных сопротивлений, называют *местными потерями напора* и обозначают через h_m .

Общие потери напора равны сумме потерь напора по длине и местных

$$h_w = h_{дл} + h_m. \quad (V.1)$$

Размерность потерь напора такая же, как и напора, т. е. метры столба жидкости.

§ 25. Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса

В зависимости от рода жидкости, скорости ее движения и характера стенок, ограничивающих поток, разли-

а)



б)

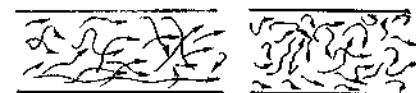


Рис. V.2

чают два основных режима движения: ламинарный и турбулентный. *Ламинарным** называют упорядоченное движение, когда отдельные слои жидкости скользят друг по другу, не перемешиваясь (рис. V.2, а).

Ламинарный режим движения можно наблю-

дать чаще у вязких жидкостей, таких, как нефть, масла и т. п.

*Турбулентным*** называют режим, при котором наблюдается беспорядочное движение, когда частицы

* От латинского слова *lamina* — слой.

** От латинского слова *turbulentus* — беспорядочный.

жидкости движутся по сложным траекториям и слои жидкости постоянно перемешиваются друг с другом (рис. V.2, б).

Существование двух режимов движения жидкости было замечено в 1839 г. Хагеном и в 1880 г. Д. И. Менделеевым.

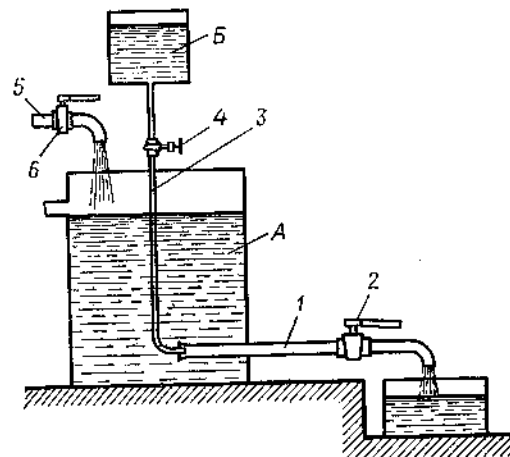


Рис. V.3

Достаточно полные лабораторные исследования режимов движения и вопрос их влияния на характер зависимости потерь напора от скорости впервые исследовал английский физик Рейнольдс.

Установка Рейнольдса для исследования режимов движения жидкости представлена на рис. V.3. Сосуд А заполняется испытуемой жидкостью. К сосуду А в нижней его части присоединена стеклянная трубка 1 с краном 2, которым регулируется скорость течения в трубке. Над сосудом А расположен сосуд Б с раствором краски. От сосуда Б отходит трубка 3 с краном 4. Конец трубки 3 введен в стеклянную трубку 1. Для пополнения сосуда А служит трубка 5 с запорным устройством 6.

При ламинарном режиме движения жидкости по трубке 1 струйка раствора краски, истекающей из трубки 3, имеет вид четко вытянутой нити вдоль трубки 1.

По мере открытия крана 2 увеличивается скорость движения жидкости и режим движения переходит в турбулентный, при этом струйка краски приобретает волно-

образный характер, а при еще большей скорости совсем размывается и смешивается с жидкостью в трубке. При постепенном закрытии крана эти явления протекают в обратном порядке, т. е. турбулентный режим сменяется ламинарным.

Опыты показали, что переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при определенной скорости (эта скорость называется *критической*), которая различна для разных жидкостей и диаметров труб; при этом критическая скорость растет с увеличением вязкости жидкости и с уменьшением диаметра труб.

Рейнольдсом и рядом других ученых опытным путем было установлено, что признаком режима движения является некоторое безразмерное число, учитывающее основные характеристики потока

$$Re = vR/\nu, \quad (V.2)$$

где v — скорость, м/сек; R — гидравлический радиус, м; ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/сек.

Это отношение называется *числом Рейнольдса*. Значение числа Re , при котором турбулентный режим переходит в ламинарный, называют *критическим числом Рейнольдса* $Re_{кр}$.

Если фактическое значение числа Re , вычисленного по формуле (V.2), будет больше критического $Re > Re_{кр}$, — режим движения турбулентный, когда $Re < Re_{кр}$, — режим ламинарный.

Для напорного движения в цилиндрических трубах удобнее число Рейнольдса определять по отношению к диаметру d , т. е.

$$Re = vd/\nu, \quad (V.2')$$

где d — диаметр трубы.

В этом случае $Re_{кр}$ получается равным ~ 2300 . Если в формуле (V.2') для трубопроводов круглого сечения d выразить через гидравлический радиус $R = d/4$, то получим $Re_{кр} = 575$. Для других трубопроводов и каналов некруглых сечений (овоидальных, лотковых, трапециевидных и т. п.) можно принимать значение критического числа Рейнольдса $Re_{кр} = 300$ (при вычислении Re через гидравлический радиус).

При движении маловязких жидкостей (вода, пар) по трубам и каналам обычных для практики размеров, как правило, наблю-

дается турбулентный режим. Так, в системах водоснабжения, газоснабжения, теплоснабжения зданий и т. п. движение среды почти всегда турбулентное. Например, значение числа Рейнольдса в системах наружных газопроводов не меньше 200 000, в паропроводах центрального отопления не ниже 30 000, в домовых газопроводах не меньше 3000. Вязкие жидкости (масла, нефть, глицерин) могут двигаться ламинарно даже в трубопроводах большого сечения. Ламинарный режим наблюдается при фильтрации воды через грунт. От режима движения жидкости в большой степени зависят потери напора, поэтому при проектировании и конструировании гидравлических устройств и установок необходимо учитывать этот фактор.

В заключение рассмотрим примеры на определение режимов движения жидкости.

Пример 1. Определить режим движения воды в трубе диаметром $d = 100$ мм при скорости течения $v = 1,5$ м/сек; кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,01$ см²/сек.

Решение. Вычисляем число Рейнольдса

$$Re = vd/\nu = 150 \cdot 10/0,01 = 150\,000,$$

что значительно больше критического $Re_{кр} = 2300$, следовательно, режим движения турбулентный.

Пример 2. Определить режим движения нефти по лотку прямоугольного сечения с основанием 150 мм и высотой слоя 100 мм; скорость течения $v = 0,2$ м/сек; кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,5$ см²/сек.

Гидравлический радиус потока нефти определим по формуле (IV.1)

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{15 \cdot 10}{15 + 2 \cdot 10} = 4,28 \text{ см};$$

число Рейнольдса (по гидравлическому радиусу)

$$Re = 20 \cdot 4,28/0,5 \approx 171,$$

что меньше критического значения $Re_{кр} = 300$, следовательно, режим ламинарный.

§ 26. Потери напора по длине потока

Рассмотрим характер распределения скоростей в сечении потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости. Как показали теоретический анализ и опыты при ламинарном режиме движения жидкости в круглой трубе, скорости в поперечном сечении распределяются по параболе (рис. V.4); скорости у стенок трубы равны нулю и, плавно увеличиваясь, достигают максимума на оси потока.

При ламинарном режиме движения существуют лишь продольные составляющие скоростей. В этом случае силы

сопротивления движению возникают вследствие трения между слоями жидкости, т. е. зависят от вязкости жидкости и не зависят (почти) от состояния стенок.

При турбулентном режиме закон распределения скоростей по живому сечению более сложен; в большей

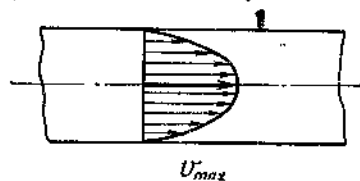


Рис. V.4



Рис. V.5

части сечения скорости близки к средней и резко падают в тонком слое у стенок, доходя до нуля. График распределения скоростей по сечению близок к трапеции (рис. V.5). Такое распределение скоростей вызывается

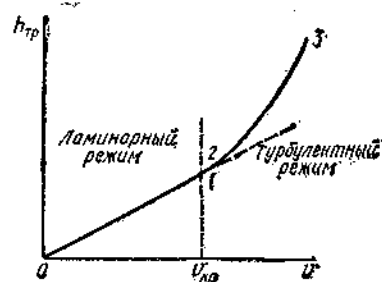


Рис. V.6

турбулентным перемешиванием в результате поперечных перемещений частиц. Быстро движущиеся частицы жидкости из средней части потока сталкиваются с медленно движущимися частицами вблизи стенок, благодаря чему и происходит выравнивание скоростей. И только в пограничном слое*, где

стенки препятствуют перемешиванию, скорость резко убывает. Экспериментально подтверждается, что при турбулентном режиме движения потери напора по длине зависят от состояния стенок, ограничивающих поток. Если пропускать по трубе жидкость с различными скоростями, начиная с ламинарного режима и постепенно переходя к турбулентному, и одновременно измерять потери напора, то можно получить график зависимости потерь напора от скорости $h_{тр} = f(v)$ (рис. V.6). График показывает, что

* Пограничный слой — это слой жидкости около стенок, толщина которого измеряется долями миллиметра, где скорости движения резко уменьшаются и наблюдается ламинарный режим движения жидкости.

при скорости меньше некоторого предела потери напора прямо пропорциональны первой степени скорости (на графике участок 0-1). Как и следовало ожидать, этот предел соответствует критической скорости

$$v_{кр} = Re_{кр} v / d. \quad (V.3)$$

После перехода от ламинарного режима к турбулентному потери напора растут пропорционально скорости в степени, большей единицы (на графике участок кривой 2-3). Переход от ламинарного режима к турбулентному может происходить и при числах Рейнольдса, больших критического. Обратный же переход от турбулентного режима к ламинарному осуществляется при почти одинаковом значении $Re = Re_{кр}$, которое и считается критическим.

Потери напора на трение по длине потока, возникающие при равномерном напорном движении жидкости в трубах, определяют по уравнению

$$h_{дл} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (V.4)$$

где l — длина участка трубы, м; d — внутренний диаметр трубопровода, м; v — средняя скорость потока, м/сек; g — ускорение свободного падения, м/сек²; λ — безразмерный коэффициент гидравлического трения.

Впервые формула (V.4) была получена эмпирическим путем в XIX в. и названа *формулой Дарси — Вейсбаха*. В дальнейшем указанная формула проверена теоретически на основе метода анализа размерностей.

В уравнении (V.4) остается невыясненным смысл безразмерного коэффициента λ . Для выяснения физического смысла коэффициента λ при равномерном напорном движении жидкости в трубах как при ламинарном, так и при турбулентном режимах движения используем уравнение Д. Бернулли. Помня, что при равномерном напорном движении средняя скорость и распределение истинных скоростей по сечениям должны быть неизменными по длине трубопровода и составляя уравнение Д. Бернулли для двух сечений, можем записать

$$\Delta h_{дл} = \left(\frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2 \right). \quad (V.5)$$

При горизонтальном расположении трубы $z_1 = z_2$, и тогда

$$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}. \quad (\text{V.6})$$

Для уточнения вопроса о потерях напора выделим в трубопроводе между сечениями 1-1 и 2-2 соосный цилиндр с радиусом a и длиной l (рис. V.7).

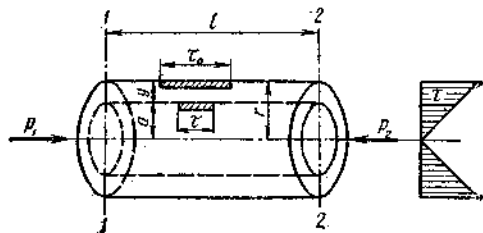


Рис. V.7

Как оговорено выше, распределение скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 одинаково, частицы жидкости движутся без ускорений.

Напишем уравнение динамического равновесия рассматриваемого цилиндра

$$(p_1 - p_2) \pi a^2 = 2\pi a l \tau,$$

где τ — касательное напряжение (трения) на поверхности цилиндра.

Поделив обе части уравнения на γa^2 , получим

$$(p_1 - p_2) / \gamma = 2\tau l / (\gamma a).$$

Подставляя из уравнения (V.6) значение $(p_1 - p_2) / \gamma$, имеем

$$\Delta h_{\text{дл}} = \frac{2\tau l}{\gamma a}, \quad (\text{V.7})$$

или

$$\frac{\Delta h_{\text{дл}}}{l} = i = \frac{2\tau}{\gamma a}. \quad (\text{V.8})$$

Выразим τ из уравнения (V.8)

$$\tau = \frac{\gamma a i}{2} = \frac{\gamma (r - y)}{2} i \quad (\text{V.9})$$

(так как $a = r - y$).

У стенки трубы, где $y = 0$, значение τ равно

$$\tau_0 = \frac{\gamma r i}{2} \quad (\text{V.10})$$

и тогда

$$i = \frac{2\tau_0}{\gamma r}. \quad (\text{V.11})$$

Уравнение (V.11) есть общее выражение потерь напора при равномерном движении жидкости в трубах. Подставляя в уравнение (V.11) значения $\gamma = \rho g$, $i = \frac{h_{\text{дл}}}{l}$ и $h_{\text{дл}} =$

$= \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^3}{2g}$, получим

$$\frac{\tau_0}{\rho} = \lambda \frac{v^2}{8}. \quad (\text{V.12})$$

Замечаем, что τ_0 / ρ имеет размерность квадрата скорости.

Обозначим

$$\tau_0 / \rho = u_*^2, \quad (\text{V.13})$$

где $u_* = \sqrt{\tau_0 / \rho}$ — называется скоростью касательного напряжения на стенке, или динамической скоростью.

Тогда уравнение (V.12) примет вид

$$u_*^2 = \lambda \frac{v^2}{8}. \quad (\text{V.14})$$

Из уравнения (V.14) находим, что

$$\lambda = 8 \frac{u_*^2}{v^2}. \quad (\text{V.15})$$

Таким образом, коэффициент гидравлического трения λ прямо пропорционален отношению квадратов динамической и средней скоростей.

Потери напора при ламинарном движении. На основе изложенного выше для потерь напора по длине при ламинарном режиме движения жидкости в трубе получено следующее уравнение:

$$h_{\text{дл}} = il = \frac{32\mu l v}{\gamma d^2}, \quad (\text{V.16})$$

где μ — абсолютный коэффициент вязкости жидкости, (кг·сек)/м²; l — длина трубопровода, м; v — средняя скорость, м/сек; γ — удельный вес жидкости, кгс/м³; d — диаметр трубопровода, м.

Так как $\gamma = \rho g$, а $\mu = \nu \rho$, то вместо формулы (V.16) получим

$$h_{\text{дл}} = \frac{32\nu l v}{gd^3}. \quad (\text{V.17})$$

Выражение (V.17) называют *формулой Пуазейля — Гагена* (по имени ученых, получивших это уравнение).

Формула (V.17) показывает, что при ламинарном режиме потери напора пропорциональны средней скорости и не зависят от состояния стенок трубопровода.

Приравняв правые части уравнения Дарси — Вейсбаха (V.4) и выражения (V.17), получим

$$\lambda = \frac{64\nu}{vd} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (\text{V.18})$$

Таким образом, коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме обратно пропорционален числу Рейнольдса.

Потери напора при турбулентном режиме движения жидкости. В инженерной практике чаще встречается турбулентный режим движения жидкости в трубах, который труднее исследовать теоретически. Этот вопрос подвергся наиболее широкому опытным исследованиям как со стороны советских, так и зарубежных ученых. Из-за сложности процессов, протекающих при турбулентном режиме, до сих пор не создано окончательной теории, которая бы вытекала из основных уравнений гидродинамики и согласовывалась с опытом. Напомним, что при турбулентном режиме наблюдается интенсивное вихреобразование, частицы жидкости описывают сложные траектории, местные скорости меняются во времени даже при постоянном расходе. Это явление называется *пульсацией скорости*. Часть кинетической энергии жидкости переходит в тепловую. Установившегося движения в строгом смысле нет. Поэтому введено понятие об осредненной скорости.

Мгновенные скорости пульсируют около своего осредненного значения, которое за достаточно длительный промежуток времени остается постоянным; это значение и называется *осредненной скоростью*. В дальнейшем, говоря о скоростях, рассматривая турбулентное движение, будем подразумевать осредненные скорости.

Опытами установлено, что закон распределения осредненных скоростей по сечению и потери напора зависят от

диаметра труб, средней скорости, вязкости жидкости и шероховатости стенок труб. В свою очередь характер шероховатости зависит от материала стенок труб, степени обработки, а последние определяют высоту выступов, их густоту и форму. Для приближенной оценки введено понятие средней высоты бугорков (выступов) шероховатости, называемой *абсолютной шероховатостью* и обозначаемой k . Очевидно, что чем меньше диаметр, тем быстрее частицы жидкости совершат пробег от центра трубопровода к стенкам и встретятся с бугорками шероховатости, и, отражаясь от них, вызовут возмущения в потоке жидкости. Следовательно, частота вихреобразования при малых диаметрах труб больше, и шероховатость той же высоты проявляется сильнее. Поэтому введено понятие *относительной шероховатости*, т. е. отношение абсолютной шероховатости к диаметру трубы k/d .

Экспериментами установлено, что коэффициент гидравлического трения λ в формуле Дарси — Вейсбаха, а соответственно и потери напора по длине $h_{\text{дл}}$ зависят от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости. Это вытекает и из теоретических исследований. Поэтому усилия как советских, так и зарубежных ученых были направлены на выявление характера этой зависимости. Было установлено, что при больших числах Рейнольдса и высокой шероховатости коэффициент гидравлического трения λ в трубах совсем не зависит от вязкости жидкости (числа Рейнольдса), а зависит только от относительной шероховатости (в этих условиях трубы и русла называют *вполне шероховатыми*). Трубы же, в которых коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от относительной шероховатости, что бывает при сравнительно малых Re и k/d , называют *гидравлически гладкими*. При этом один и тот же трубопровод в одних условиях может быть гидравлически гладким, а в других — вполне шероховатым. Условия, в которых λ зависит и от числа Рейнольдса и от относительной шероховатости, называются *переходной областью*. Это объясняется тем, что при малых числах Рейнольдса вблизи стенок сохраняется сравнительно толстый ламинарный слой, и выступы шероховатости обтекаются жидкостью без образования и отрыва вихрей. Свойства поверхности стенок трубопровода в этом случае не влияют на сопротивление и зависимость $\lambda = f(\text{Re})$ выражается в логарифмических координатах прямой (см. рис. V. 6).

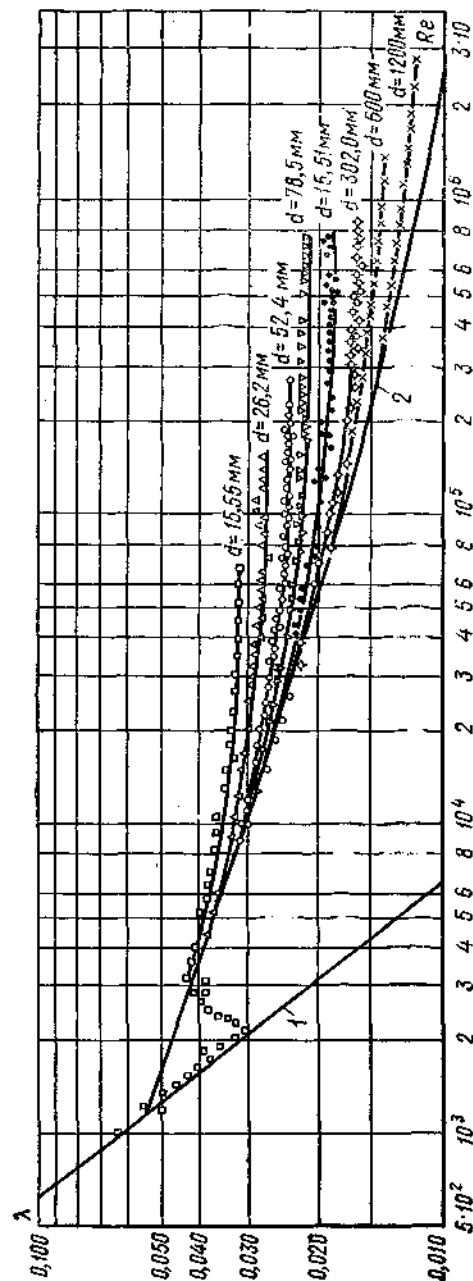


Рис. V.8

С увеличением числа Рейнольдса ламинарный слой становится тоньше и не покрывает выступов шероховатости; при этом от выступов шероховатости начинают отрываться вихри, и свойства поверхности оказывают влияние на сопротивление движению; график зависимости $\lambda = f(Re)$ отклоняется от прямой и переходит в кривую второго порядка.

Так как на характер сопротивлений оказывает влияние не только относительная шероховатость, но и форма и распределение выступов по поверхности, то в практику расчетов было введено понятие об эквивалентной равнозернистой шероховатости k_z . Под ней понимают такую высоту выступов шероховатости, сложенной из песчинок одинакового размера, которая дает при подсчетах одинаковое с заданной шероховатостью значение коэффициента гидравлического трения λ .

Систематические исследования гидравлических сопротивлений технических трубопроводов (стальных, чугунных, асбоцементных и др.) проведены в институте ВОДГЕО* под руководством Ф. А. Шевелева в 50-х годах XX в. На рис. V.8 представлены результаты исследований сопротивления новых стальных труб разного диаметра. Из графика видно, что коэффициент λ в переходной области всегда больше, чем в квадратичной (т. е. когда λ не зависит от Re). Коэффициент λ уменьшается с увеличением Re . Аналогичные результаты получены и для труб из других материалов.

В результате опытов, поставленных английским инженером Колбруком в 1939 г., была предложена эмпирическая формула, учитывающая одновременно вязкость и шероховатость, пригодная для всей области турбулентного течения

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k_z}{3,7d} \right). \quad (V.19)$$

Теоретическое обоснование формула (V.19) позднее получила в работах советского ученого А. Д. Альтшуля,

* Всесоюзный научно-исследовательский институт водоснабжения, канализации, гидротехнических сооружений и инженерной гидрогеологии.

Таблица V.1

Значения абсолютной эквивалентной шероховатости k_s для труб из разных материалов

Материал и вид труб	Характеристика состояния труб	k_s , мм
Тянутые из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	$\frac{0,000-0,002}{0,001}$
Бесшовные стальные	Новые и чистые	$\frac{0,01-0,02}{0,014}$
	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,15-0,30}{0,20}$
Стальные сварные	Новые чистые	$\frac{0,03-0,10}{0,05}$
	С незначительной коррозией после очистки	$\frac{0,10-0,20}{0,15}$
	Умеренно заржавевшие	$\frac{0,30-0,70}{0,50}$
	Старые, ржавые	$\frac{0,80-1,5}{1,0}$
	Сильно ржавые или с большими отложениями . . .	$\frac{2,0-4,0}{3,0}$
Клепаные стальные		0,3—4,0
Оцинкованные стальные	Новые и чистые	$\frac{0,10-0,20}{0,15}$
	После нескольких лет эксплуатации	$\frac{0,40-0,70}{0,50}$
Чугунные	Новые асфальтированные	$\frac{0,0-0,16}{0,12}$
	Новые без покрытия	$\frac{0,20-0,50}{0,30}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,5-1,5}{1,0}$
	Очень старые	До 3,0

Продолжение табл. V. 1

Материал и вид труб	Характеристика состояния труб	k_s , мм
Деревянные	Из деревянных тщательно оструганных клепок	$\frac{0,10-0,30}{0,15}$
	Из деревянных клепок обычные	$\frac{0,3-1,0}{1,0}$
	Из неоструганных досок	$\frac{1,0-2,5}{2,0}$
Фанерные	Новые	$\frac{0,02-0,05}{0,03}$
Асбоцементные	Новые	$\frac{0,05-0,10}{0,085}$
Бетонные	Новые из предварительно напряженного бетона	$\frac{0,0-0,05}{0,03}$
	Новые центробежные	$\frac{0,15-0,30}{0,20}$
	Бывшие в употреблении	$\frac{0,30-0,80}{0,50}$
	Из необработанного бетона	1,0—3,0

который предложил выразить содержащееся в этой формуле значение λ в явной форме, а именно: в логарифмической зависимости

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \lg \frac{Re}{Re \frac{k_s}{10d} + 7}; \quad (V.20)$$

в степенной форме

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (V.21)$$

В табл. V.1 приведены значения абсолютной эквивалентной шероховатости k_s для труб из разных материалов.

Для облегчения расчетов трубопроводов на основе формулы (V.21) построена номограмма (рис. V.9).

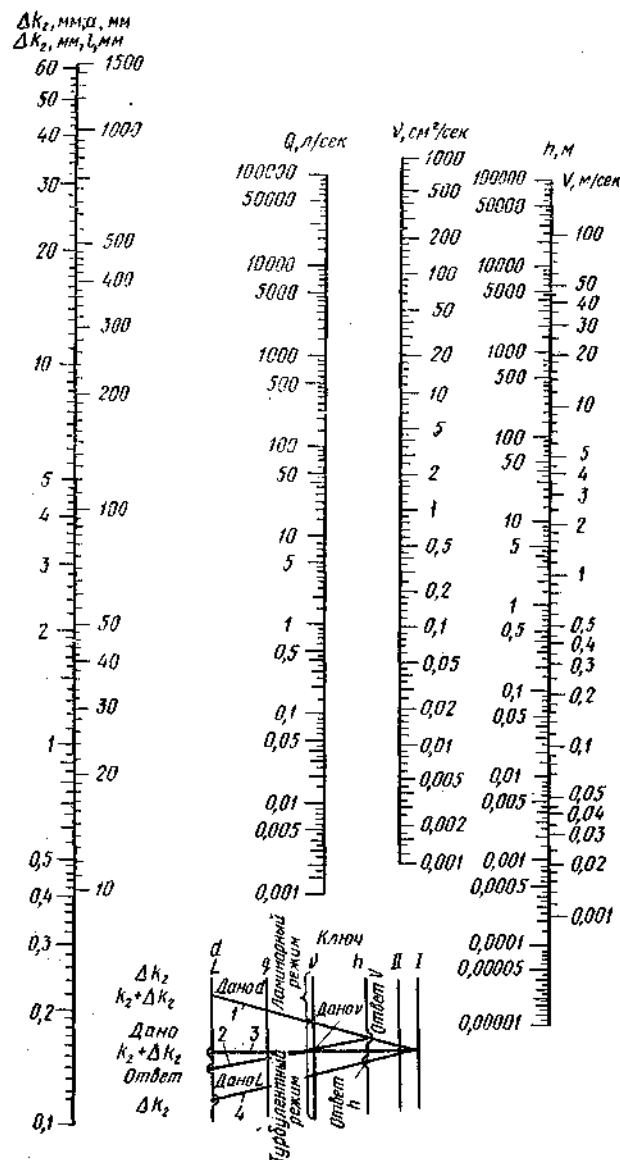


Рис. V.9

В институте ВОДГЕО под руководством докт. техн. наук Ф. А. Шевелева опытным путем получены следующие формулы для коэффициента гидравлического трения λ при течении воды в стальных, чугунных и асбоцементных трубах:

а) для новых стальных труб

$$\lambda = \frac{0.312}{0.226} \left(1.9 \cdot 10^{-6} + \frac{v}{v} \right)^{0.226}, \quad (V.22)$$

если принять значение $v = 1.3 \cdot 10^{-6}$ м²/сек для температуры воды $+10^\circ\text{C}$, получим

$$\lambda = \frac{0.0159}{d_p^{0.226}} \left(1 + \frac{0.684}{v} \right)^{0.226}; \quad (V.23)$$

б) для новых чугунных труб

при $v = 1.3 \cdot 10^{-6}$ м/сек

$$\lambda = \frac{0.0144}{d_p^{0.284}} \left(1 + \frac{2.36}{v} \right)^{0.284}; \quad (V.24)$$

в) для старых стальных и чугунных водопроводных труб при $v/v \geq 9.2 \cdot 10^6$ л/м

$$\lambda = \frac{0.021}{d_p^{0.3}}; \quad (V.25)$$

при $v/v < 9.2 \cdot 10^6$ л/м

$$\lambda = \frac{1}{d_p^{0.3}} \left(1.5 \cdot 10^{-6} + \frac{v}{v} \right)^{0.3}, \quad (V.26)$$

или, приняв $v = 1.3 \cdot 10^{-6}$ м²/сек,

$$\lambda = \frac{0.0179}{d_p^{0.3}} \left(1 + \frac{0.867}{v} \right)^{0.3}. \quad (V.27)$$

Если подставить в формулу $i = \lambda \frac{1}{d_p} \cdot \frac{v^2}{2g}$ значение λ из формул (V.25) и (V.27), получим следующие расчетные формулы для старых стальных и чугунных водопроводных труб:

при $v \geq 1.2$ м/сек

$$i = 0.00107 \cdot \frac{2}{d_p^{1.3}}; \quad (V.28)$$

при $v < 1.2$ м/сек

$$i = 0.000912 \cdot \frac{v^2}{d_p^{1.3}} \left(1 + \frac{0.867}{v} \right)^{0.3}; \quad (V.29)$$

г) для асбоцементных труб при $\nu = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м²/сек

$$\lambda = \frac{0,011}{d_p^{0,19}} \left(1 + \frac{3,51}{v} \right)^{0,19}, \quad (V.30)$$

$$i = 0,000561 \frac{v^2}{d_p^{1,19}} \left(1 + \frac{3,51}{v} \right)^{0,19}. \quad (V.31)$$

В приведенных формулах: ν — кинематический коэффициент вязкости, м²/сек; v — скорость, м/сек; d_p — расчетный диаметр, м.

На основании формул (V.28), (V.29) и (V.31) составлены «Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных и асбестоцементных водопроводных труб» под редакцией докт. техн. наук Ф. А. Шевелева, Стройиздат, 1973 г.

Содержание таблиц и правила пользования ими рассматриваются в гл. VI.

Приведем еще некоторые эмпирические формулы, пригодные в частных случаях:

формула Блазиуса для гидравлически гладких труб при $Re < 100\,000$

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}}; \quad (V.32)$$

формула Б. Л. Шифринсона для вполне шероховатых труб

$$\lambda = 0,11 (k_s/d)^{0,25}; \quad (V.33)$$

формула Маннинга для водопроводных труб

$$\lambda = 124,6 n^2 / d^{1/3}, \quad (V.34)$$

где n — коэффициент шероховатости, который в среднем принимается равным $n = 0,012$.

Пример. Определить потери на трение по длине $h_{дл}$ при движении воды по стальной старой трубе диаметром $d = 100$ мм длиной $l = 200$ м со скоростью $v = 1,1$ м/сек; кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,011$ см²/сек.

Решение. Определяем число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,1}{0,011 \cdot 10^{-4}} = 100\,000 > Re_{кр} = 2300;$$

режим движения турбулентный.

Применив формулу (V.29), находим гидравлический уклон

$$i = 0,000912 \frac{1,1^2}{0,1^{1,3}} \left(1 + \frac{0,867}{1,1} \right)^{0,3} = 0,024;$$

потери по длине $h_{дл} = il = 0,024 \cdot 200 = 4,8$ м.

§ 27. Потери напора в местных сопротивлениях

Местные потери напора вызываются сопротивлениями в арматуре, фасонных частях и оборудовании, вследствие сужения и расширения потока, изменения направления движения жидкости, слияния и разделения потока и т. п.

Потери на преодоление местных сопротивлений в наружных сетях водопровода обычно не превышают 10—15%, во внутренних сетях — 30% от потерь напора по длине.

Однако местные потери напора в некоторых видах инженерных сетей могут достигать значительной величины: так, например, в системах отопления зданий — до 40%, в воздухопроводах вентиляционных систем и пневмотранспорта — до 60—70% от потерь напора по длине.

Местные потери напора определяют как произведение скоростного напора непосредственно вблизи местного сопротивления на коэффициент местного сопротивления ξ по формуле

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g}. \quad (V.35)$$

Общей теории для определения коэффициентов местных сопротивлений, за исключением отдельных случаев, нет. Поэтому коэффициенты местных сопротивлений, как правило, находят опытным путем. Значения их для различных элементов трубопроводов приводятся в технических справочниках. Иногда местные сопротивления выражают через эквивалентную длину прямого участка трубопровода $l_{экв}$. Эквивалентной длиной называют такую длину прямого участка трубопровода данного диаметра, потери напора в котором при пропуске данного расхода равны рассматриваемым местным потерям. Приравнивая формулы Дарси — Вейсбаха и (V.35), имеем

$$\lambda \frac{l_{экв}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (V.36)$$

получаем

$$l_{\text{эки}} = \xi \frac{d}{\lambda}, \quad (\text{V.37})$$

или

$$\xi = \frac{l_{\text{эки}} \lambda}{d}. \quad (\text{V.38})$$

Внезапное расширение потока (рис. V.10). Этот случай поддается теоретическому обоснованию. Из опытов установлено, что поток жидкости, вытекающий из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой

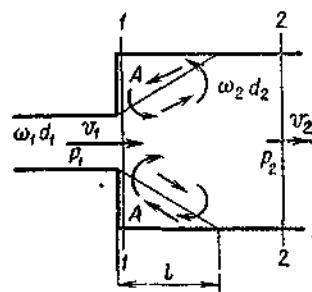


Рис. V.10

трубы; он отрывается от стенок и дальше движется в виде расширяющейся струи. В кольцевом пространстве между струей и стенками трубы жидкость образует завихрения. На некотором расстоянии l от расширения трубопровода струя вновь заполняет все сечение. В результате вихревых движений жидкости между сечениями 1-1 и 2-2 идет постоянный обмен между струей и жидкостью в кольцевом пространстве. В результате этих явлений происходит переход механической энергии в тепловую, что и является причиной потерь напора.

Рассмотрим внезапное расширение трубы с горизонтальной осью. Потеря напора на внезапное расширение равна

$$\begin{aligned} h_{\text{вн.р}} &= \frac{v^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} - \left(\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \\ &= \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \left(\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right). \end{aligned} \quad (\text{V.39})$$

Разность давлений $p_1 - p_2$ найдем, применив уравнение количества движения к отсеку жидкости между сечениями 1-1 и 2-2. За время t через сечения 1-1 и 2-2 протечет масса жидкости $\rho Q t$, количество движения которой в сечении 1-1, где скорость v_1 , равно $\rho Q t v_1$, а в сечении 2-2 — $\rho Q t v_2$, так как $v_1 > v_2$, то изменение количества движения протекшей массы составит

$$\rho Q t (v_1 - v_2). \quad (\text{a})$$

Это изменение количества движения равно импульсу сил давления. Эти силы следующие: в сечении 1-1, где давление p_1 , сила давления направлена в сторону течения и равна $p_1 \omega_1$ (считается, что давление p_1 действует и на поперечной стенке). Сила давления в сечении 2-2 направлена против течения и равна $p_2 \omega_2$. Суммарный импульс этих сил за время t составляет

$$(p_2 \omega_2 - p_1 \omega_1) t. \quad (\text{б})$$

В соответствии с теоремой о количестве движения приравняем выражения (а) и (б)

$$\rho Q t (v_1 - v_2) = (p_2 \omega_2 - p_1 \omega_1) t.$$

Отсюда после деления на $\gamma = \rho g$ и на $t \omega_2$ и перемены знаков получаем

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{Q (v_2 - v_1)}{\omega_2 g} = \frac{v_2 - v_1}{g} v_2, \quad (\text{V.40})$$

так как $Q/\omega_2 = v_2$.

Подставляя правую часть равенства (б) в выражение (а), имеем

$$h_{\text{вн.р}} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2 - v_1}{g} v_2 = \frac{v_1^2 - 2v_1 v_2 + v_2^2}{2g}, \quad (\text{V.41})$$

или окончательно

$$h_{\text{вн.р}} = (v_1 - v_2)^2 / (2g), \quad (\text{V.42})$$

т. е. потери напора при внезапном расширении равны скоростному напору от потерянной скорости. Уравнение (V.42) называется *формулой Борда*.

Для выявления значения коэффициента местного сопротивления из уравнения (V.42) вынесем за скобки $v_1^2 / (2g)$

$$h_{\text{вн.р}} = \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \xi_1 \frac{v_1^2}{2g},$$

или

$$\xi = \left(1 - \frac{v_2}{v_1} \right)^2. \quad (\text{V.43})$$

Заменяя скорости через площади живых сечений из уравнения неразрывности $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$, получим

$$\xi = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2. \quad (\text{V.44})$$

Полученные уравнения (V.43) и (V.44) для значения ξ хорошо согласуются с опытами.

Уравнение (V.44) представлено в виде графика на рис. V.11.

Постепенное расширение трубопровода. Плавно расширяющийся трубопровод — диффузор (рис. V.12) широко применяется в технике. При течении жидкости по диффузору скорость постепенно уменьшается, а давление увеличивается. Потери напора в диффузоре значительно меньше, чем при внезапном расширении. У стенок диффузора также образуются завихрения. Чем больше угол конусности трубопровода, тем больше вихреобразование и соответственно больше потери напора. Потерями по длине в данном случае пренебрегать нельзя.

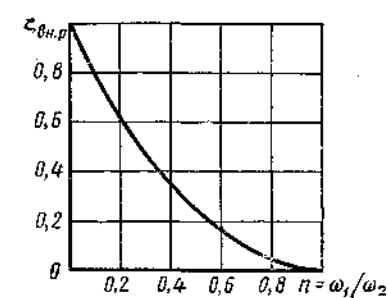


Рис. V.11

Таким образом, потери напора в диффузоре равны сумме потерь на расширение и на трение по длине

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{расш}} + h_{\text{дл.}} \quad (\text{V.45})$$

Потеря напора на расширение может быть найдена по формуле (V.42) с введением поправочного коэффициента $K_{\text{см}}$, называемого коэффициентом смягчения, который зависит от угла конусности α

$$h_{\text{расш}} = K_{\text{см}} \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \quad (\text{V.46})$$

Коэффициент местного сопротивления в этом случае определится по формуле

$$\xi_{\text{расш}} = K_{\text{см}} \xi_{\text{вп.р}} = K_{\text{см}} \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \quad (\text{V.47})$$

$K_{\text{см}}$ при $\alpha < 20^\circ$ можно принять равным $K_{\text{см}} \cong \sin \alpha$, а при $\alpha \leq 60^\circ$ значения коэффициента $K_{\text{см}}$ следующие:

Угол конусности, α°	4	8	15	30	60
$K_{\text{см}}$	0,08	0,16	0,35	0,80	0,90

Потери напора на трение по длине определяют по формуле

$$h_{\text{дл.}} = \frac{\lambda}{8 \sin \alpha/2} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g}, \quad (\text{V.48})$$

где $n = \omega_2/\omega_1$.

Таким образом, суммарный коэффициент местного сопротивления для диффузора равен

$$\xi_{\text{диф}} = K_{\text{см}} \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2 + \frac{\lambda}{8 \sin \alpha/2} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right). \quad (\text{V.49})$$

Наименьшие потери напора в диффузоре получаются при угле расширения его в пределах от 5 до 10°.

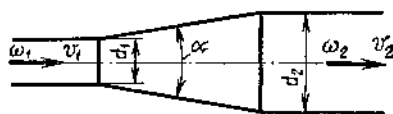


Рис. V.12

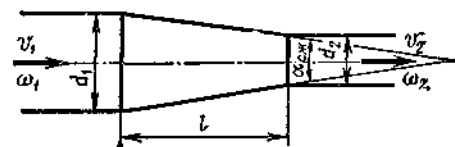


Рис. V.13

Постепенное сужение трубопровода. Постепенно сужающиеся участки трубопроводов (конфузоры) также нашли широкое применение в практике (рис. V.13).

При постепенном сужении сечения скорость вдоль трубопровода возрастает, а давление падает. Отрыв потока от стенок в этом случае возможен только на выходе из конфузора в цилиндрическую часть трубопровода. Поэтому при одинаковых гидравлических характеристиках и размерах местные сопротивления в конфузоре меньше, чем в диффузоре.

Потери в конфузоре также равны сумме потерь на постепенное сужение и на трение по длине

$$h_{\text{конф}} = h_{\text{п.с}} + h_{\text{дл.}} \quad (\text{V.50})$$

Потери напора по длине $h_{дл}$ можно определять по формуле (V.48).

Потери напора на сужение существенными будут при $\alpha > 50^\circ$, и их можно определить по формуле

$$h_{п.с} = \zeta_{п.с} \cdot \frac{v_1^2}{2g}, \quad (V.51)$$

где

$$\zeta_{п.с} = K_{суж} \zeta_{вн.с}. \quad (V.52)$$

Здесь $\zeta_{вн.с}$ — коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении; $K_{суж}$ — коэффициент смягчения, учи-

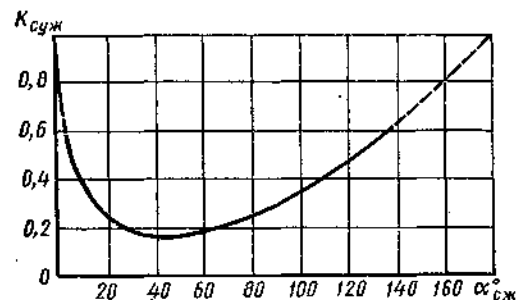


Рис. V.14

тывающий плавное сужение, который зависит от угла конусности α .

По данным А. Д. Альтшуля и В. И. Калицуна, $K_{суж}$ можно находить по графику, приведенному на рис. V.14.

Коэффициент $\zeta_{вн.с}$ можно вычислить по формуле

$$\zeta_{вн.с} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (V.53)$$

где ε — коэффициент, учитывающий сжатие струи и зависящий от отношения площадей сечения ω_1 и ω_2 , от формы сжатия струи и от критерия Рейнольдса.

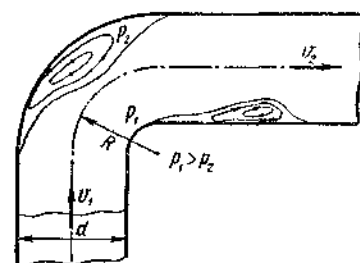


Рис. V.15

Изменение направления потока. При изменении направления потока на вогнутой стороне внутри трубы (рис. V.15) давление больше, чем на выпуклой. Это вызывает изменение скоростей в направлении течения, способствующее отрыву жидкости от стенок, что

приводит сначала к сужению, а затем к расширению потока и, как следствие, к значительным потерям напора. Коэффициент местного сопротивления для незакругленных колен $\zeta_{кол}$ круглых труб определяют в зависимости от угла поворота θ .

θ°	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta_{кол}$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10

Если поворот трубы плавный (отвод, закругленное колено), вихреобразование уменьшается и потери напора меньше. Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_{пов}$ зависит от угла поворота, от отношения радиуса закругления к диаметру трубопровода R/d (рис. V.15), а также от коэффициента гидравлического трения λ

$$\zeta_{пов} = f(\alpha, R/d, \lambda). \quad (V.54)$$

Обычно значения $\zeta_{пов}$ в зависимости от α , R/d и λ определяются опытным путем и приводятся в справочниках в виде таблиц или графиков.

Арматура. В арматуре имеет место вначале сужение, а затем расширение потока, а в некоторых случаях и изменение его направления. Значения коэффициентов местного сопротивления зависят от типа арматуры и степени ее открытия. Для простой плоской задвижки в зависимости от отношения ширины прохода a к диаметру d коэффициент сопротивления ζ_3 имеет следующие значения:

a/d	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_3	97,8	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0

Коэффициент местного сопротивления для дросселей и кранов зависит от угла поворота заслонки или пробки крана. Для круглых трубопроводов в зависимости от угла поворота β коэффициенты $\zeta_{др}$ и $\zeta_{кр}$ имеют следующие значения:

Угол поворота β°	5	10	20	30	40	50	60	65	70
$\zeta_{др}$	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	32,6	118	356	751
$\zeta_{кр}$	0,05	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	216	486	—

Коэффициенты местных сопротивлений, найденные экспериментальным путем, для некоторых видов трубопроводной арматуры приведены в табл. V.2.

Таблица V.2

Значения коэффициентов ζ для трубопроводной арматуры

Вид арматуры	ζ
Приемные клапаны насосов	6—5
Обратные клапаны	6,5—5,5
Вентиль обыкновенный	7—16
Задвижка «Москва» при полном открытии	0,12
Кран проходной	2—4
Вентиль с косым шпинделем «Косва»	2—3
Шлиберная задвижка	0,5—1,5
Кран двойной регулировки	2—4
Радиатор двухколонный	2,0

Тройники и крестовины. Тройники и крестовины нужно различать при разделении и при слиянии потоков (рис. V.16, а и б).

Потери напора в тройниках и крестовинах вызываются возникновением вихрей в результате отрыва потока от стенок. Величина потерь

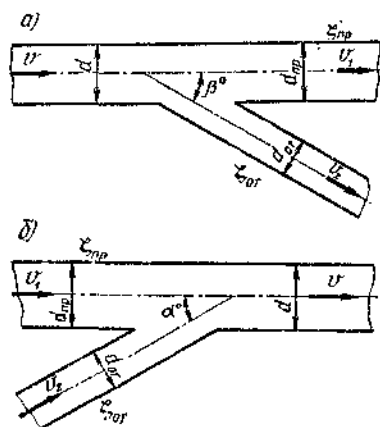


Рис. V.16

напора зависит от углов слияния или расхождения потоков α и β (углы α и β относятся к ответвлениям), от диаметров ответвлений и магистрали, от соотношения расходов жидкости в ответвлениях и от направления течения. Для примера на рис. V.17 приведены кривые зависимости коэффициентов ζ_1 и ζ_2 от отношения Q_1/Q_2 для наиболее часто встречающихся углов α при $d_1=d_2=d$ и $\beta=0$.

Потеря напора определяется по формуле

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

где v — средняя скорость перед разделением или после слияния потоков.

Для определения потерь в боковой ветви используется коэффициент ζ_1 , а в прямом участке — ζ_2 .

Как видно из графиков, коэффициент сопротивления может быть отрицательным (для слияния потоков), так как в зависимости от отношения Q_1 и Q_2 одна струя может увлекать другую (подсасывать), передавая ей часть своей энергии. Изложенное выше о местных сопротивлениях относится к турбулентному режиму движения жидкостей.

При ламинарном режиме движения на местные потери напора оказывает влияние не только характер местного сопротивления, но и вязкость жидкости. В этом случае коэффициент местного сопротивления выражается через число Рейнольдса

$$\zeta = A/Re + \zeta_{\text{кр}}, \quad (V.55)$$

где A — коэффициент, зависящий от вида местного сопротивления и стеснения потока (табл. V.3); $\zeta_{\text{кр}}$ — коэффициент сопротивления при турбулентном режиме.

Пример. Определить потери напора при движении воды в плавно расширяющемся переходе диффузора стальной трубы с $d_1=100$ мм на $d_2=200$ мм, угол $\alpha=15^\circ$, коэффициент $\lambda=0,01$, скорость $v_1=3,0$ м/сек, $v_2=0,75$ м/сек.

Решение. Потери напора определяют по формуле (V.45)

$$h_{\text{диф}} = h_{\text{расш}} + h_{\text{дл}},$$

где

$$h_{\text{расш}} = K_{\text{см}} \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

и

$$h_{\text{дл}} = \frac{\lambda}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) \frac{v_1^2}{2g}.$$

Определим значение n

$$n = \omega_2/\omega_1 = d_2^2/d_1^2 = 0,2^2/0,1^2 = 4,0.$$

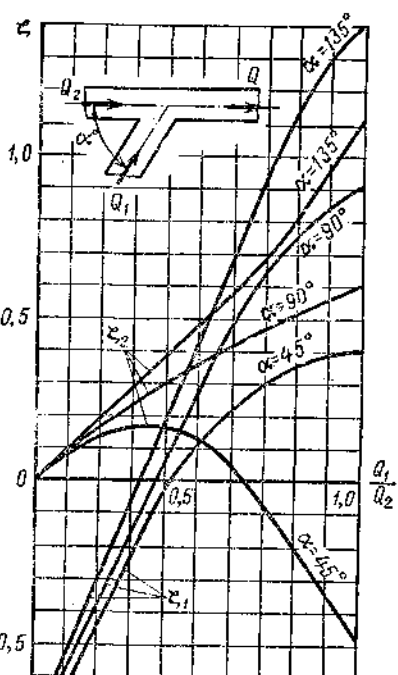


Рис. V.17

Таблица V.3

Значения коэффициентов A и $\zeta_{кр}$ для некоторых видов местных сопротивлений по (А. Д. Альтшулю)

Наименование сопротивлений	Коэффициенты	
	A	$\zeta_{кр}$
Пробочный край	150	0,40
Вентиль обыкновенный	3000	4,0
Вентиль «Косва»	900	2,5
Угловой вентиль	400	0,8
Шаровой клапан	5000	45
Угольник 90°	400	1,4
Угольник 135°	600	0,4
Колено 90°	130	0,2
Тройник	150	0,3
Задвижки:		
при полном открытии	75	0,15
при открытии на 0,75d	350	0,20
на 0,5d	1300	2,0
на 0,25d	3000	20
Диафрагмы:		
0,64d	70	1
0,40d	120	7
0,16d	500	70
0,05d	3200	800

При $\alpha = 15^\circ$ $K_{см} = 0,35$ (см. стр. 103), отсюда

$$h_{расш} = 0,35 \frac{(3 - 0,75)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,09 \text{ м};$$

$$h_{дл} = \frac{0,01}{8 \sin 7^\circ 30'} \left(1 - \frac{1}{4^2}\right) \cdot \frac{3^2}{19,62} =$$

$$= \frac{0,01}{8 \cdot 0,13} \left(1 - \frac{1}{16}\right) \cdot \frac{9}{19,62} = 0,0042 \text{ м}.$$

Общие потери напора равны

$$h_{диф} = 0,09 + 0,0042 = 0,0942 \text{ м} = 9,42 \text{ см}.$$

§ 28. Некоторые сведения о гидравлических сопротивлениях при движении строительных растворов, бетона и пульпы

Строительные и глинистые растворы, бетон, парафинистые нефти и другие относятся к так называемым *аномальным* (неньютоновским) жидкостям, у которых касательные

напряжения не подчиняются общему закону Ньютона.

Экспериментально установлено, что для начала движения таких жидкостей необходима некоторая первоначальная разность напоров, при которой возникающее в жидкости касательное напряжение τ равно начальному напряжению сдвига τ_0 для данной жидкости. При этом вся масса жидкости отрывается от стенок трубопровода и движется сначала как одно целое, подобно твердому телу. Таким образом, в начале возникают только силы трения у стенок трубы. Равнодействующая этих сил равна

$$T = \tau_0 \pi d l, \quad (V.56)$$

где τ_0 — начальное напряжение сдвига; d — диаметр трубопровода; l — длина участка трубопровода.

Обозначая давления в начале и конце трубопроводов соответственно через p_1 и p_2 , составим уравнение равновесия

$$p_1 \frac{\pi d^2}{4} - p_2 \frac{\pi d^2}{4} - \tau_0 \pi d l = 0,$$

или, умножив все члены уравнения на $4/\pi d^2$,

$$p_1 - p_2 = 4\tau_0 l/d, \quad (V.57)$$

а поделив левую и правую части уравнения на γ , получим

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{4\tau_0 l}{d\gamma},$$

где

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = H_1 - H_2 = \Delta H \text{ — разность напоров}.$$

Итак,

$$\Delta H = \frac{4\tau_0 l}{d\gamma}. \quad (V.58)$$

Если $\Delta H > \frac{4\tau_0 l}{d\gamma}$, жидкость начнет двигаться; при этом могут иметь место структурный*, ламинарный и турбулентный режимы.

* Вначале весь поток движется с одинаковой скоростью. По мере увеличения скорости (с увеличением разности напоров ΔH) у стенок трубопровода развивается ламинарный режим, а центральная часть (ядро) движется по-прежнему как твердое тело. Такой режим называют структурным.

График распределения скоростей при структурном режиме изображен на рис. V.18.

Для определения скоростей по сечению потока теоретическим путем получена следующая формула:

$$v = \frac{\Delta p}{4\mu l} (r^2 - y^2) - \frac{\tau_0}{\mu} (r - y), \quad (V.59)$$

где Δp — разность давлений в начале и конце трубопровода; μ — абсолютная вязкость жидкости; l — длина тру-

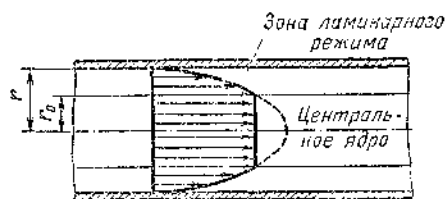


Рис. V.18

бопровода; r — радиус трубопровода; y — расстояние от оси трубопровода до слоя жидкости, у которого определяется скорость; τ_0 — первоначальное напряжение сдвига.

Для определения скорости в ядре сечения необходимо принять $y = r_0$, тогда

$$v = \frac{\Delta p}{4\mu l} (r^2 - r_0^2) - \frac{\tau_0}{\mu} (r - r_0). \quad (V.60)$$

Расход жидкости определяется по формуле Букингама, полученной теоретически

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\mu l} \left(\Delta p - \frac{4}{3} \Delta p_0 \right), \quad (V.61)$$

где Δp — приложенная разность давлений; Δp_0 — разность давлений, соответствующая началу движения, определяемая по уравнению (V.57).

Потери напора при движении аномальных (неньютоновских) жидкостей можно определять по уравнению Дарси — Вейсбаха (V.4), что подтверждено исследованиями Б. С. Филатова. Обычно режим движения турбулентный, и значение λ принимают в пределах от 0,017 до 0,025, при этом λ принимают тем больше, чем меньше концентрация раствора.

При производстве земляных работ получил широкое применение метод гидромеханизации. Грунт размывается

струей воды, засасывается землесосом и транспортируется по трубам в отвал или к месту намыва грунта. Смесь воды с размельченным грунтом называется *пульпой*, или *гидросмесью*, а трубы, по которым перекачивается пульпа, — *пульповодами*.

При некоторой достаточно малой скорости частицы грунта начинают оседать и заилить трубопровод. Эта скорость называется *критической*. Обычные формулы гидравлики, приведенные выше для трубопроводов с водой, к пульповодам не применимы.

Гидравлический расчет пульповодов заключается в определении критических скоростей и потерь напора. Проф. А. П. Юфин предложил следующие эмпирические формулы.

Для критической скорости:

а) в трубопроводах диаметром до 200 мм

$$v_{кр} = 0,2 d_1^{0,65} \cdot e^{\alpha \sqrt{\gamma}} \cdot d^{0,54}, \quad (V.62)$$

б) в трубопроводах диаметром больше 200 мм

$$v_{кр} = 9,8 \sqrt[3]{d} \cdot \sqrt[4]{\omega} \left(\frac{\gamma}{\gamma_w} - 0,4 \right), \quad (V.63)$$

где d — диаметр трубопровода, м; d_1 — средний диаметр твердых частиц, мм; $e = 2,71$ — основание натуральных логарифмов; γ — удельный вес пульпы; γ_w — удельный вес воды; $\alpha = 3,86/d_1^{0,13}$; ω — так называемая «гидравлическая крупность», т. е. скорость падения частиц в спокойной воде.

Для потерь напора:

а) при критической скорости

$$h_{кр} = \gamma l \sqrt{\frac{(\gamma - 1) \omega}{gd}}; \quad (V.64)$$

б) при скорости выше критической

$$h = h_w + (h_{кр} - h_w \epsilon^2) \sqrt[4]{\epsilon}, \quad (V.65)$$

где l — длина трубопровода; g — ускорение свободного падения; h_w — потери напора в трубопроводе при движении чистой воды при том же расходе; $h_{кр}$ — потери напора при движении пульпы с критической скоростью; $\epsilon = v_{кр}/v$.

Остальные обозначения те же.

1. Виды гидравлических сопротивлений и потерь напора. Какие причины вызывают потери напора?
2. Режимы движения жидкостей. Изобразите графики распределения скоростей по сечению потока при различных режимах движения.
3. Что такое критерий Рейнольдса и как он определяется?
4. Напишите общее уравнение для определения потерь напора по длине потока и объясните его.
5. Что такое коэффициент гидравлического трения по длине? От чего он зависит и как определяется?
6. Напишите основное уравнение для определения потерь напора по длине потока при ламинарном режиме.
7. Что такое эквивалентная шероховатость? Что такое гидравлически гладкие трубы? Как определяются потери напора по длине при турбулентном режиме движения жидкости?
8. Новые исследования института ВОДГЕО в области определения потерь напора в водопроводных трубах.
9. Виды местных сопротивлений. Методы определения местных сопротивлений и потерь напора.
10. Понятия об определении потерь напора при движении неньютоновских жидкостей.

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

§ 29. Классификация трубопроводов

В мировой практике применение трубопроводов для подачи к местам потребления жидких и газообразных веществ приобретает все большее значение. Транспортировка жидкостей и газов по трубопроводам наиболее эко-

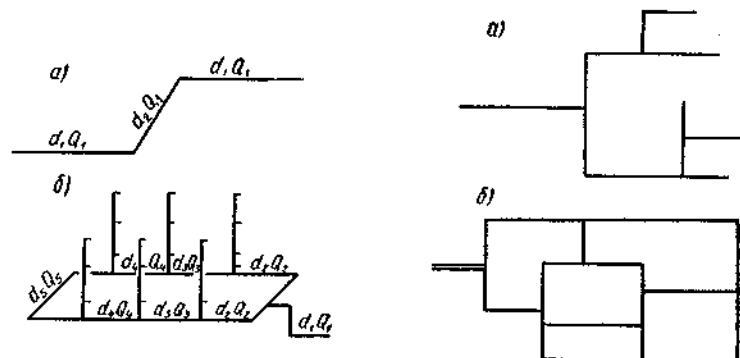


Рис. VI.1

Рис. VI.2

номична с точки зрения капитальных затрат, к тому же легко поддается количественной и качественной регулировке.

Твердые материалы также все чаще подаются потребителям с помощью трубопроводов. В металло- и деревообрабатывающих отраслях промышленности пневмотранспорт применяется уже давно. Не меньшее распространение получил гидротранспорт в горнодобывающей и торфяной промышленности. Транспортирование по трубам твердых веществ не рассматривается в данной книге. Ниже рассматривается в основном только движение жидкостей и приводятся методы расчета сетей, транспортирующих жидкие среды.

Трубопроводы делят на простые (рис. VI. 1, а) и сложные (рис. VI. 1, б). К простым трубопроводам относятся отдельные отрезки или участки сетей, в которых расход жидкости не меняется по длине (в отдельных случаях простой трубопровод может состоять из участков разного диаметра). Соответственно, к сложным трубо-

проводам относится сочетание участков сетей, в которых расход жидкости по длине переменный. Отдельные участки (отрезки) труб в целях рационального распределения жидкости по потребителям объединяются в сети.

Трубопроводы и сети по принципу работы могут быть напорными и безнапорными. Кроме того, сети делят на тупиковые (рис. VI. 2, а) и кольцевые (рис. VI. 2, б).

Недостатками тупиковых сетей являются:

а) неравномерность диаметров (сечений) по длине, так как в начальных участках, где расходы жидкости значительные, диаметры трубопровода будут большими, чем в конце; б) при выходе из строя трубопровода в каком-либо сечении все следующие за ним участки сети отключаются от источника питания.

При кольцевых сетях подача жидкости к потребителю может быть как с одной, так и с другой стороны. Поэтому при ремонтно-восстановительных работах на кольцевых сетях достаточно отключить с двух сторон незначительные участки сети, причем без снабжения останутся лишь немногие потребители. Сети водопровода, как правило, проектируют кольцевыми. В начальный период до закольцевания сети могут работать и как тупиковые.

В зависимости от рода транспортируемой жидкости различают трубопроводы и сети: водопроводные, канализационные, воздуховоды, паропроводы, газопроводы, нефтепроводы, пульповоды и др.

§ 30. Основные формулы и таблицы для расчета трубопроводов

Рассмотрим «длинный» трубопровод, т. е. такой, в котором потери напора на преодоление местных сопротивлений настолько малы по сравнению с потерями напора по длине, что местными потерями можно пренебречь. В простом напорном трубопроводе постоянного диаметра d при постоянном расходе Q движение жидкости является равномерным установившимся. Обычно движение воды в трубах происходит при турбулентном режиме. Потери напора по длине потока при турбулентном режиме определяют по формуле Дарси — Вейсбаха (см. § 26)

$$h_{\text{дл}} = \frac{\lambda}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (\text{VI.1})$$

Для удобства пользования преобразуем формулу (VI.1). Зная, что $h_{\text{дл}}/l = i$ — гидравлический уклон, получим

$$i = \frac{\lambda}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g};$$

отсюда

$$v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \cdot \sqrt{Ri}.$$

Введем обозначение

$$\sqrt{\frac{8g}{\lambda}} = C,$$

тогда

$$v = C \sqrt{Ri}. \quad (\text{VI.2})$$

Это выражение называется *формулой Шези* (по имени французского инженера, который впервые ее предложил). Величину C называют *коэффициентом Шези*.

Размерность коэффициента C

$$[C] = [\text{м}^{0.5}/\text{сек}].$$

Так как расход $Q = \omega v$, то формуле Шези можно придать вид

$$Q = \omega C \sqrt{Ri}. \quad (\text{VI.2}')$$

Введем обозначение

$$K = \omega C \sqrt{R} \quad (\text{VI.3})$$

и получим одну из основных формул, применяемую при расчете трубопроводов

$$Q = K \sqrt{i}. \quad (\text{VI.4})$$

Величину K называют *расходной характеристикой*, или *модулем расхода*.

Как видно из формулы (VI.3), расходная характеристика имеет размерность расхода и представляет собой расход жидкости в данном трубопроводе при гидравлическом уклоне, равном единице.

Чтобы можно было вычислять потери напора, подставим в формулу (VI.4) значение $i = h_{\text{дл}}/l$

$$h_{\text{дл}} = \frac{1}{K^2} Q^2 l. \quad (\text{VI.5})$$

Обозначая $1/K^2$ через A , получим окончательную формулу, применяемую при расчетах

$$h_{дл} = A Q^2 l, \quad (VI.6)$$

где A называется *удельным сопротивлением трубопровода*.

При $l=1$ и $Q=1$ из формулы (VI.6) получается $h_{дл}=A$, т. е. удельным сопротивлением называется напор, необходимый для преодоления сопротивления на единице длины трубопровода при пропуске единичного расхода.

Значения коэффициента λ для водопроводных труб принимают по формулам (V.22) и (V.31). На основании исследований, проведенных институтом ВОДГЕО, составлены «Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных и асбоцементных водопроводных труб». Ниже дана выдержка из указанных таблиц (см. табл. VI.1).

Таблица VI.1

Значения λ и φ для стальных труб по ГОСТ 3262—62

Q, л/сек	d, мм											
	15		20		25		32		40		50	
	v, м/сек		v, м/сек		v, м/сек		v, м/сек		v, м/сек		v, м/сек	
	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l	1000 l
0,45	2,63	1784	1,40	333	0,84	93,2	0,47	22,1	0,36	11,1	0,21	3,12
0,50	2,93	2202	1,55	411	0,94	113	0,53	26,7	0,40	13,4	0,23	3,74
0,55	3,22	2665	1,71	497	1,04	135	0,58	31,8	0,44	15,9	0,26	4,44

Примечание. В колонках для соответствующих диаметров при данном расходе даны скорость v и значения $1000 l$, т. е. потери напора на 1 м длины, выраженные в миллиметрах водяного столба.

Аналогичным образом составлены и таблицы для расчета иных труб. Пользование таблицами рассмотрено ниже.

§ 31. Расчет простого трубопровода

Рассмотрим основные типы задач при расчете простого трубопровода. Как было показано в гл. V, потери напора определяются различно при квадратичном и неквадратичном законах сопротивления (иначе, в гидравлически шероховатых, полужероховатых и гладких трубах). При

решении задач это необходимо учитывать, используя для вычислений λ соответствующие формулы.

Первый тип задач. Дано d , l , Q , определить $h_{дл}$.

Для решения задачи используем уравнение (VI.6)

$$h_{дл} = A Q^2 l,$$

Значения удельных сопротивлений A для стальных и чугунных труб в зависимости от диаметра находят по табл. VI.2 и VI.3.

Таблица VI.2

Значения удельных сопротивлений A для стальных труб

Диаметр условного прохода, мм	A (для Q , м ³ /сек)	A (для Q , л/сек)	Диаметр условного прохода, мм	A (для Q , м ³ /сек)	Диаметр условного прохода, мм	A (для Q , м ³ /сек)
9	225 500 000	225,5	125	106,2	400	0,2062
10	32 950 000	32,95	150	44,95	450	0,1089
15	8 809 000	8,809	175	18,96	500	0,06222
20	1 643 000	1,643	200	9,273	600	0,02384
25	436 700	0,4367	225	4,822	700	0,01150
32	93 860	0,09386	250	2,583	750	0,007975
40	44 530	0,04453	275	1,535	800	0,005665
50	11 080	0,01108	300	0,9392	850	0,004110
70	2 893	0,002893	325	0,6088	900	0,003034
80	1 168	0,001168	350	0,4078	950	0,002278
100	267,4	0,002674	400	0,2062	1000	0,001736
125	86,23	0,0008623	—	—	1100	0,001048
150	33,95	0,0003395	—	—	1200	0,0006605
					1300	0,0004322
					1400	0,0002918

Примечание. Фактический внутренний диаметр труб, изготавливаемых промышленностью, несколько отличается от диаметра условного прохода, который является характеристикой изделия.

Перед вычислением потерь напора необходимо определить скорость по формуле

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

Когда скорость $v > 1,2$ м/сек, уравнение (VI.6) принимается в том виде, как оно записано. При меньших скоростях в значения удельных сопротивлений, опреде-

ляемых по табл. VI.2 и VI.3, вводят поправочный коэффициент α , значения которого даны в табл. VI.4.

Таблица VI.3

Значения удельных сопротивлений A для чугунных труб по ГОСТ 5525-61

Внутренний диаметр, мм	A (для Q , м ³ /сек)	Внутренний диаметр, мм	A (для Q , м ³ /сек)
50	15190	400	0,2232
75	1709	450	0,1195
100	365,3	500	0,06839
125	110,8	600	0,02602
150	41,85	700	0,01150
200	9,029	750	0,007975
250	2,752	800	0,005665
300	1,025	900	0,003034
350	0,4529	1000	0,001736

Таблица VI.4

Значения коэффициента α для стальных и чугунных труб в зависимости от скорости v

v , м/сек	0,2	0,25	0,30	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	
α	1,41	1,33	1,28	1,24	1,20	1,175	1,15	1,13	
v , м/сек	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1,0	1,1
α	1,115	1,10	1,085	1,07	1,06	1,05	1,04	1,03	1,015

Пример 1. Чугунный водопровод диаметром $d=200$ мм и длиной $l=1000$ м пропускает расход $Q=50$ л/сек. Определить потери напора по длине $h_{дл}$.

Решение. Скорость течения

$$v = Q/\omega = \frac{(0,05 \cdot 4)}{(3,14 \cdot 0,2^2)} = 1,61 \text{ м/сек.}$$

Так как $v > 1,2$ м/сек, то по табл. VI.3 находим значение $A = 9,029$. Тогда

$$h_{дл} = A Q^2 l = 9,029 \cdot 0,05^2 \cdot 1000 = 22,6 \text{ м вод. ст.}$$

Пример 2. Дано $d=200$ мм, $l=1000$ м, $Q=15,7$ л/сек. Определить $h_{дл}$.

Решение. Проверяем скорость

$$v = \frac{0,0157}{(3,14 \cdot 0,2^2)} = 0,5 \text{ м/сек, т. е. } v < 1,2 \text{ м/сек.}$$

По табл. VI.4 находим, что при $v=0,5$ м/сек $\alpha=1,15$. Тогда

$$h_{дл} = \alpha A Q^2 l = 1,15 \cdot 9,029 \cdot 0,05^2 \cdot 1000 = 2,56 \text{ м вод. ст.}$$

Второй тип задач. Известен диаметр трубопровода, его длина l и допустимые потери напора $h_{дл}$; необходимо определить, какой расход Q пропустит трубопровод.

Считая, что скорость $v=1,2$ м/сек, уравнение (VI.6) напишем в следующем виде:

$$i = A Q^2.$$

Тогда

$$Q = \sqrt{i/A}.$$

По этой формуле, принимая по таблицам значение A , находим пропускаемый трубопроводом расход. Зная расход, проверяем скорость v , помня, что мы предполагали $v \geq 1,2$ м/сек. Если это условие соблюдено, задача решена. В противном случае по найденной скорости, пользуясь табл. VI.4, принимаем значение поправочного коэффициента α и определяем расход во втором приближении

$$Q = \sqrt{i/(\alpha A)}.$$

Обычно вторым приближением и ограничиваются, так как третье приближение отличается незначительно и на инженерный расчет существенного влияния не оказывает.

Пример 3. Дано $d=250$ мм, $l=800$ м, $h=2$ м; определить Q . Труба стальная.

Решение. Находим гидравлический уклон

$$i = \frac{h_{дл}}{l} = \frac{2}{800} = 0,0025.$$

Предполагаем, что $v > 1,2$ м/сек и по табл. VI.2 находим $A = 2,583$. Тогда в первом приближении расход

$$Q = \sqrt{\frac{i}{A}} = \sqrt{\frac{0,0025}{2,583}} = 0,031 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Проверяем скорость

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,031}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,61 \text{ м/сек} < 1,2 \text{ м/сек.}$$

Находим по табл. VI.4 поправочный коэффициент $a=1,112$ и уточняем расход

$$Q = \sqrt{\frac{l}{Aa}} = \sqrt{\frac{0,0025}{2,583 \cdot 1,112}} = 0,0287 \text{ м}^3/\text{сек},$$

что достаточно близко к первому приближению и результат можно считать окончательным. Можно сделать третью попытку и убедиться, что результат изменится очень незначительно.

Третий тип задач. Известны пропускаемый (расчетный) расход Q , допустимые потери напора $h_{дл}$ и длина трубопровода l . Необходимо определить диаметр d .

По уравнению (VI.6) находим значение A

$$A = \frac{h_{дл}}{Q^5}$$

Пользуясь табл. VI.2 и VI.3, в зависимости от материала принимаемых труб по вычисленному значению A находим диаметр d ; принимаем ближайший больший. Проверяем скорость: если $v \geq 1,2$ м/сек, задача решена. В противном случае вводят поправочный коэффициент a и вычисляют A по уравнению

$$A = \frac{h_{дл}}{aQ^5}$$

т. е. предыдущее значение A делят на a . Пользуясь таблицами, вторично подбирают диаметр. Второй результат можно считать окончательным.

Пример 4. Дано $Q=200$ л/сек, $h_{дл}=10$ м, $l=500$ м; определить диаметр d (трубы чугунные).

Решение. Определяем удельное сопротивление

$$A = \frac{h_{дл}}{Q^5 l} = \frac{10}{0,2^5 \cdot 500} = 0,5.$$

По табл. VI.3 ближайшие значения удельного сопротивления и диаметры труб следующие:

$$A_1=1,025, \quad d_1=300 \text{ мм};$$

$$A_2=0,4529, \quad d_2=50 \text{ мм}.$$

Принимаем больший диаметр, т. е. 350 мм. Меньший диаметр принять нельзя; тогда при заданном расходе потери напора превысят допустимые.

Проверяем скорость

$$v = \frac{0,24}{3,14 \cdot 0,35^2} = 2,08 \text{ м/сек} > 1,2 \text{ м/сек}.$$

Результат окончательный.

Четвертый тип задач. Известны длина трубопровода l , которая определяется по схеме сети, и расчетный расход Q . Как правило, возникает необходимость в определении диаметра по участкам сети и потерь напора $h_{дл}$. При решении может быть множество вариантов. Но при меньших диаметрах будут большие потери, и наоборот. Определенность вносят экономические соображения. Задаются так называемой экономичной скоростью воды в трубопроводе, которую принимают около 1,0 м/сек; преобразуя формулу площади сечения, получают

$$\omega = Q/v \text{ или } \pi d^2/4 = Q/v;$$

откуда

$$d = \sqrt{4Q/v\pi},$$

или

$$d = 1,13 \sqrt{Q}. \quad (\text{VI.7})$$

Под экономичной скоростью понимается такая скорость, при которой будут наиболее эффективными строительные и эксплуатационные затраты. При слишком малых скоростях трубопроводы должны иметь большие диаметры, что увеличивает капитальные затраты, а при слишком больших скоростях диаметры труб уменьшаются, но резко растут потери напора, что увеличивает стоимость энергии на перекачку жидкости.

Приняв стандартный диаметр, находим соответствующее значение A и a ; после этого определяют потери напора по формуле

$$h_{дл} = aAQ^5 l.$$

Пример 5. Дано $Q=45$ л/сек, $l=300$ м. Определить диаметр d и потери напора $h_{дл}$ (трубы чугунные).

Решение. По формуле (VI.7) $d = 1,13 \sqrt{Q} = 1,13 \sqrt{0,045} = 0,239$ м. Принимаем ближайший стандартный диаметр $d=250$ мм.

Вычисляем истинную скорость

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,045}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,91 \text{ м/сек}.$$

Определяем потери напора по длине

$$h_{дл} = aAQ^5 l = 1,039 \cdot 2,752 \cdot 0,045^5 \cdot 300 = 1,74 \text{ м вод. ст.}$$

Для ускорения гидравлических расчетов трубопроводов используют таблицы типа табл. VI.1. В левой колонке находят заданный расчетный расход. В горизонтальной строчке для данного расхода находят экономичную скорость. Например, для расчета наружных линий

водопровода рекомендуется принимать скорости от 0,7 до 1,5 м/сек. Затем сверху читают диаметр трубопровода, а справа от скорости находят потери напора в метрах на 1 км длины (1000*i*). Пользоваться нужно той таблицей, которая соответствует данному материалу труб и ГОСТ.

Потери напора по длине подсчитывают по формуле

$$h_{дл} = 1000il \text{ м вод. ст.} \quad (VI.8)$$

Здесь длина *l* берется в километрах.

Когда диаметр стального трубопровода получается 125 мм и больше, на потери напора и скорость необходимо вводить соответственно поправочные коэффициенты κ_1 и κ_2 , принимаемые по таблицам (см.: Ф. А. Шевелев. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных и асбестоцементных водопроводных труб. Стройиздат, М., 1973).

Соответственно потери напора и истинную скорость вычисляют по формулам

$$h_{дл} = \kappa_1 \cdot 1000il; \quad (VI.9)$$

$$v = \kappa_2 v_r, \quad (VI.10)$$

где κ_1 и κ_2 — поправочные коэффициенты; *l* — длина трубопровода, км; 1000*i* — потери напора на 1 км длины, м вод. ст.; *v* — истинная скорость, м/сек; v_r — табличная скорость, м/сек.

§ 32. Гидравлический расчет сетей водопроводов

Ниже рассматриваются только основы гидравлического расчета сетей водопровода*.

Как отмечалось выше, сложная сеть водопровода может быть разветвленной (тупиковой) и кольцевой.

Рассмотрим тупиковую сеть, состоящую из магистрального трубопровода и двух ответвлений, питаемых от насосной станции (рис. VI. 3). На рисунке дан план сети и вертикальный разрез с геодезическими отметками (расстояниями по вертикали от горизонтальной плоскости сравнения *O-O*).

На рис. VI.3 введены обозначения: *l*, *d* — длина и диаметр магистрального трубопровода; *l*₁, *d*₁ — длина и диаметр трубопровода первой ветви; *l*₂, *d*₂ — длина и диаметр трубопровода второй ветви; *z*_н — отметка земли у

насосной станции; *z*₁, *z*₂ — отметки земли в конечных точках (у потребителей) первой и второй ветвей; *H*_н — статический напор насосов; *Z* — отметка земли в месте разветвления магистрали (точка *M*); *h* — статический напор

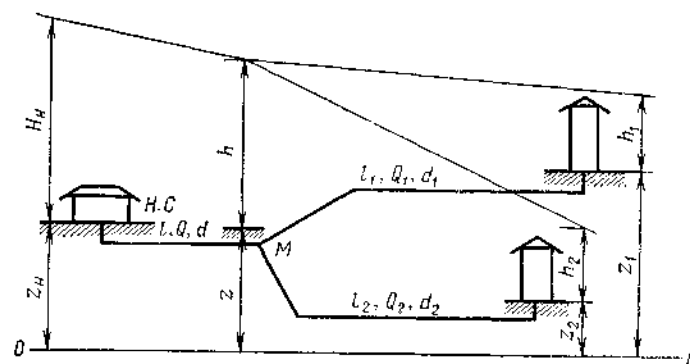


Рис. VI.3

в месте разветвления (пьезометрическая высота); *h*₁, *h*₂ — требуемые свободные напоры у зданий.

Выявим зависимости между геометрическими и гидравлическими характеристиками сети.

Выразим потери напора по длине во всех участках водопровода, начиная от насосной станции; используя уравнение (VI.6):

$$\left. \begin{aligned} &\text{в магистрали} \\ &h_{дл} = AQ^2l = (z_n + H_n) - (z + h); \\ &\text{в первой ветви} \\ &h_{дл1} = A_1Q_1^2l_1 = (z + h) - (z_1 + h_1); \\ &\text{во второй ветви} \\ &h_{дл2} = A_2Q_2^2l_2 = (z + h) - (z_2 + h_2). \end{aligned} \right\} \quad (VI.11)$$

Кроме того, имеем

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (VI.12)$$

Уравнения (VI.11) и (VI.12) являются расчетными формулами для гидравлического расчета разветвленной сети. Аналогично можно написать уравнения для любого заданного числа участков.

Расчет производят в следующем порядке.

* Техника расчетов изучается в специальном курсе «Водоснабжение».

При заданном расходе и длине трубопровода для каждого участка определяют диаметр d по формуле

$$d = 1,13 \sqrt[5]{Q/v}.$$

При этом для диаметров до 350 мм принимают скорость от 0,7 до 1,2 м/сек; при диаметрах больше 350 мм — от 1 до 1,5 м/сек.

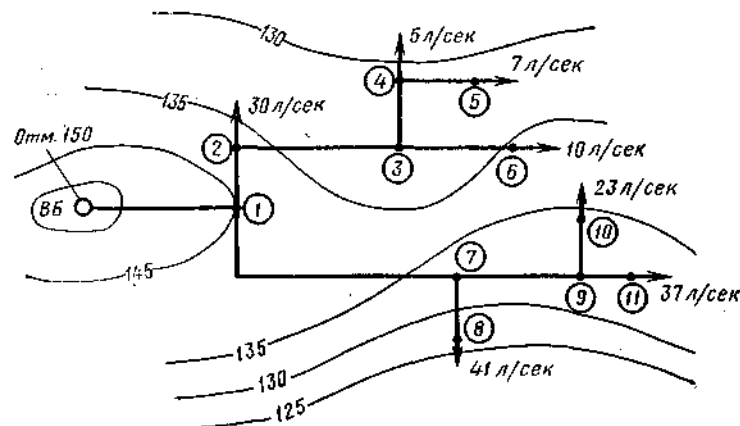


Рис. VI.4

Вычисленный диаметр округляют до ближайшего большего по ГОСТу.

Вычисляют потери напора на каждом участке исходя из уравнений (VI.11).

Для быстроты расчетов используют таблицы, как показано ниже на примере.

Определяют необходимый напор насосов или высоту водонапорной башни по следующему уравнению:

$$H_n (6) = H_c + \sum h_{дл} + (z_0 - z_n (6)), \quad (VI.13)$$

где $H_n (6)$ — напор насосов или высота водонапорной башни до дна бака; H_c — необходимый свободный напор в самой невыгодной точке сети (т. е. точке, при подаче воды в которую требуется наибольший напор); $\sum h_{дл}$ — сумма потерь напора по длине на пути от насосной станции (башни) до невыгодной точки; z_0 — отметка земли у этой точки; $z_n (6)$ — отметка земли у насосной станции (башни).

Под *свободным напором* понимается тот напор, который необходимо создать в данной точке сети, чтобы обеспечить подачу воды в самую высокую и удаленную от ввода водоразборную точку здания с учетом преодоления сопротивлений во внутренней сети и обеспечения излива из крана с напором не менее 2 м вод. ст. Свободный напор зависит от высоты (этажности) зданий и нормируется Строительными нормами и правилами (СНиП). Согласно СНиП (II-Г. 3—62. Водоснабжение. Нормы проектирования) свободный напор принимается для одноэтажной застройки 10 м, двухэтажной 12 м и далее 4 м на каждый этаж. Отдельные высотные здания во внимание не принимаются; в них проектируют установки для повышения напора.

Рассмотрим пример разветвленной тупиковой сети из чугунных труб (рис. VI.4).

Необходимо определить диаметры труб и потери напора по участкам сети, а также необходимую высоту башни. При расчете воспользоваться таблицами для гидравлического расчета стальных, чугунных и асбестоцементных водопроводных труб (таблицы Ф. А. Шевелева). Застройка во всех районах 3—5-этажными зданиями.

Исходные данные и результаты расчета водопроводной сети сведены в табл. VI.5.

Подсчитаем потери напора по направлениям к удаленным точкам 5, 6, 8, 10 и 11.

Направление ВБ-1-2-3-4-5:

$$\sum h_{дл} = 2,23 + 2,79 + 1,18 + 0,63 + 2,61 = 9,44 \text{ м вод. ст.}$$

Направление ВБ-1-2-3-6:

$$\sum h_{дл} = 2,8 + 1,18 + 0,63 + 2,61 = 7,22 \text{ м вод. ст.}$$

Направление ВБ-1-7-8:

$$\sum h_{дл} = 0,97 + 2,12 + 2,61 = 5,70 \text{ м вод. ст.}$$

Направление ВБ-1-7-9-10:

$$\sum h_{дл} = 0,51 + 1,16 + 2,12 + 2,61 = 6,40 \text{ м вод. ст.}$$

Направление ВБ-1-7-9-11:

$$\sum h_{дл} = 0,6 + 1,16 + 2,12 + 2,61 = 6,49 \text{ м вод. ст.}$$

Свободный напор $H_c = 12 + 4 \cdot 3 = 24 \text{ м.}$

Таблица VI.5

Заданные величины			Вычисленные величины		
№ участ-ка	длина участка l , м	расход на участ-ке Q , л/сек	диаметр труб d , мм	скорость v , м/сек	потери напора $h_{дл}$ м вод. ст.
<i>Правая ветвь</i>					
9-11	150	37	250	0,76	$\frac{4,03 \cdot 150}{1000} = 0,6$
9-10	100	23	200	0,75	0,51
7-9	300	60 (23+37)	300	0,85	1,16
7-8	200	41	250	0,84	0,97
1-7	450	101	350	1,05	2,12
<i>Левая ветвь</i>					
3-6	240	10	125	0,83	2,8
4-5	120	7	100	0,91	2,23
3-4	170	12	125	0,99	2,79
2-3	250	22 (5+7+10)	200	0,71	1,18
1-2	210	52 (22+30)	300	0,74	0,63
<i>Магистраль</i>					
ВВ-1	500	153 (101+52)	400	1,22	2,61

Примечание. Потери напора для всех участков подсчитаны аналогично участку 9-11.

Отметки земли в точках, приведенных на рис. VI.4:

Точки	1	2	3	4	5	6
Отметки, м	140,0	138,0	132,5	131,5	131,7	135,5
Точки	7	8	9	10	11	ВВ
Отметки, м	133,0	125,0	132,5	134,0	132,7	150,0

Определим необходимую высоту башни по уравнению (VI.13), за основу принимая 5-этажную застройку

$$H_6 = H_c + \sum h_{дл} + (z_0 - z_6);$$

направление к точке 5

$$H_{6,1} = 24 + 9,44 + (131,7 - 150) = 15,14 \text{ м};$$

направление к точке 6

$$H_{6,2} = 24 + 7,22 + (135,5 - 150) = 16,72 \text{ м};$$

направление к точке 8

$$H_{6,3} = 24 + 5,70 + (125 - 150) = 4,7 \text{ м};$$

направление к точке 10

$$H_{6,4} = 24 + 6,40 + \\ + (134,0 - 150) = 14,4 \text{ м};$$

направление к точке 11

$$H_{6,5} = 24 + 6,49 + \\ + (132,7 - 150) = 13,19 \text{ м}.$$

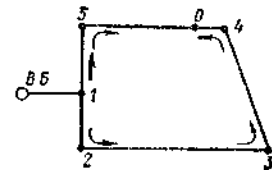


Рис. VI.5

Решающим оказалось направление к точке 6, для которого необходима самая большая высота башни $H_6 = 16,72 \text{ м}$, что должно быть принято за основу дальнейшего проектирования.

Кратко изложим принцип расчета кольцевых сетей*. Рассмотрим для простоты одно кольцо (рис. VI.5).

Прежде всего сеть разбивают на расчетные участки. За расчетный участок принимают отрезок трубопровода, где не меняется расход или меняется незначительно. Определяют расчетные расходы на каждом участке. Задают направлением потоков воды (на рис. VI.5 показано стрелками) и назначают точки встречи потоков 0, так называемые нулевые точки. Таким образом, получают расчетную схему сети водопровода, состоящую из отдельных участков простых трубопроводов. Далее, пользуясь таблицами, определяют диаметры труб и потери напора по участкам сети. Если точки встречи потоков были назначены правильно, то сумма потерь напора в полукольцах (по каждому кольцу) должна быть одинакова. Применительно к рис. VI.5 имеем

$$h_{0,4} + h_{1,3} + h_{3,2} + h_{2,1} = h_{0,5} + h_{5,1},$$

где $h_{0,4}$ и др. — потери напора по длине на соответствующем участке.

Так называемая невязка (разница) в потерях напора по полукольцам допускается не более 5% от суммы потерь

* Подробно этот вопрос изучается в курсе «Водоснабжение».

напора по длине полукольца, а по абсолютной величине не более $0,5+1,0$ м вод. ст. Если указанное условие не выполняется, значит точки встречи потоков назначены неверно, и их переносят в ту сторону, где потери оказались больше. Соответственно смещению точки встречи приходится изменять и расчетные расходы по участкам, уменьшая расходы в полукольцах с большими потерями напора и увеличивая в полукольцах с меньшими на величину расхода, потребляемого на участке смещения точки встречи.

Методом повторных попыток добиваются выполнения вышележащих условий.

Расчет сетей водопровода крупных городов и населенных мест, включающих в себя до десяти и более основных колец, задача довольно сложная, требующая сложных вычислений. Методы решения таких задач приводятся в специальных курсах водоснабжения. Для расчета сложных сетей в современных условиях применяют электронные вычислительные машины (ЭВМ).

§ 33. Гидравлический удар в трубопроводах

Гидравлическим ударом называется резкое повышение или понижение давления в напорном трубопроводе в результате изменения скорости движения жидкости в нем. Причинами, вызывающими гидравлический удар, могут быть: внезапная остановка насосов (турбин), резкое закрытие задвижки, аварии на трубопроводе (разрыв, нарушение стыка и т. п.).

Изменение скорости движения жидкости в трубопроводе обуславливает изменение сил инерции, которые и вызывают повышение или понижение давления.

Явление гидравлического удара известно с давних времен, но теоретически это явление было впервые обосновано в конце прошлого века Н. Е. Жуковским (1898 г.), который установил, что гидравлический удар является сложным физическим процессом. Позднее проф. А. А. Морозов и проф. М. Д. Чертоусов развили его теорию. В результате этого удара происходит сжатие воды и расширение стенок труб (ударная волна).

Рассмотрим резервуар большой емкости; из него по горизонтальному трубопроводу вытекает жидкость со скоростью v . На расстоянии l от резервуара установлено запорное устройство (затвор), которое можно закрыть

как угодно быстро. Допустим, что закрытие произошло мгновенно. В этом случае частицы жидкости, соприкасаясь с запорным устройством, также мгновенно останавливаются; затем останавливаются ближайшие слои. Вследствие перехода кинетической энергии в потенциальную произойдет резкое возрастание давления и быстрое сжатие слоя жидкости у запорного устройства. Но оставшаяся жидкость будет продолжать по инерции двигаться. Постепенно все новые слои жидкости будут останавливаться, причем в них будет повышаться давление и плотность. Сжатие и повышение давления в течение некоторого времени Δt будут распространяться по трубопроводу от запорного устройства к резервуару со скоростью

$$c=l/\Delta t,$$

называемой *скоростью распространения ударной волны*.

После достижения ударной волной входного отверстия вся жидкость в трубе от резервуара до затвора будет сжатой. При этом скорости движения ее частиц будут равны нулю, а давление в трубе будет выше первоначального давления, обусловленного высотой уровня жидкости в резервуаре. Избыток давления в трубе вызовет отток жидкости из нее в резервуар. Вначале начнет обратное движение тонкий слой жидкости, ближайший к резервуару, затем все новые слои, и через время Δt по всей трубе жидкость будет двигаться к резервуару. Там, где происходит обратное движение, давление становится равным первоначальному. К концу отрезка времени $2\Delta t$ от закрытия затвора вся жидкость в трубе будет двигаться к резервуару, и давление в трубе будет первоначальным. Вслед за этим останавливаются слои жидкости, начиная от затвора, с постепенным понижением давления против первоначального. Это явление (отрицательная волна удара) распространяется от затвора к резервуару до тех пор, пока не остановится вся жидкость в трубопроводе. На это потребуется третий отрезок времени Δt . Вслед за этим вновь начнется движение к затвору; и так будет продолжаться некоторое время, пока колебания не затухнут вследствие потерь энергии на трение и на деформации материала. Ход затухания колебаний зависит от массы жидкости в трубопроводе, ее вязкости и начального импульса (приращения силы), вызвавшей это явление. Выше описано явление так называемого *положительного гидравлического удара*.

Гидравлический удар происходит и при резком открытии затвора, но при этом он начинается с понижения давления (отрицательный гидравлический удар).

Как положительный, так и отрицательный гидравлические удары могут вызвать значительные аварии оборудова-

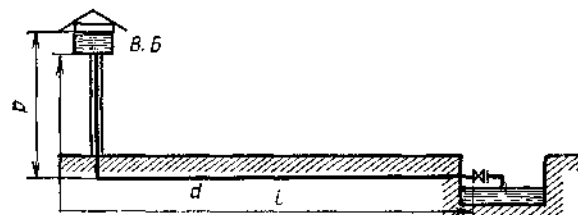


Рис. VI.6

ования и трубопроводов, так как давление резко повышается и становится в несколько десятков раз больше рабочего. Особенно опасен гидравлический удар в длинных трубопроводах.

Различают прямой и не прямой гидравлические удары. При мгновенном закрытии или открытии затвора, а также когда время закрытия (открытия) затвора T меньше фазы гидравлического удара, $T < 2l/c$, т. е. полного времени пробега волны от затвора к резервуару и обратно, $T < 2l/c$, удар называется *прямым*. При $T > 2l/c$ — *непрямым*.

Выявим количественные связи между характеристиками гидравлического удара.

Рассмотрим напорный трубопровод достаточной длины l и диаметром d , находящийся под постоянным давлением p . На конце трубопровода установлена задвижка (рис. VI.6). При полностью открытой задвижке скорость движения жидкости в трубопроводе v . Происходит внезапное закрытие задвижки, т. е. имеет место положительный гидравлический удар. Обозначим давление после гидравлического удара через p_1 и скорость через v_1 (считая, временно, закрытие задвижки неполным). В этом случае повышение давления в трубопроводе $\Delta p = p_1 - p$.

На основании теории проф. Н. Е. Жуковского это повышение определяется следующим уравнением:

$$\Delta p = p_1 - p = \frac{\gamma c}{g} (v - v_1), \quad (\text{VI.14})$$

где γ — удельный вес жидкости; c — скорость распространения ударной волны; g — ускорение свободного падения.

Уравнение (IV.14) показывает, что максимальное повышение давления будет при полном перекрытии трубопровода, т. е. когда $v = 0$. В этом случае уравнение (VI.14) примет вид

$$\Delta p = \gamma c v / g,$$

или

$$\Delta p / \gamma = c v / g. \quad (\text{VI.15})$$

Чтобы определить повышение давления при гидравлическом ударе, необходимо знать скорость распространения ударной волны. Н. Е. Жуковский установил, что скорость распространения ударной волны в зависимости от рода жидкости, материала, диаметра и толщины стенок труб выражается следующим уравнением:

$$c = \frac{\sqrt{Kg/\gamma}}{\sqrt{1 + \frac{Kd}{E\delta}}}, \quad (\text{VI.16})$$

где K — модуль упругости жидкости, кгс/см²; E — модуль упругости материала труб, кгс/см²; γ — удельный вес жидкости, кгс/м³; d — внутренний диаметр трубы, см; δ — толщина стенки трубы, см.

Для воды числитель уравнения (VI.16) при $K = 2,1 \times 10^8$ кгс/м², $g = 9,81$ м/сек², $\gamma = 1000$ кгс/м³ равен

$$\sqrt{Kg/\gamma} = \sqrt{2,1 \cdot 10^8 \cdot 9,81 / 1000} = 1435 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, когда по трубопроводу движется вода, уравнение (VI.16) принимает вид

$$c = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{Kd}{E\delta}}} \text{ м/сек.} \quad (\text{VI.17})$$

Пример. В стальном водоводе диаметром $d = 500$ мм, с толщиной стенок $\delta = 10$ мм протекает вода со скоростью $v = 2$ м/сек. Пьезометрический напор перед задвижкой (у конца трубопровода) $p/\gamma = 50$ м вод. ст. Произошло внезапное закрытие задвижки. Определить повышение давления.

Решение. В этом случае наблюдается явление прямого положительного гидравлического удара (внезапная остановка).

По уравнению (VI.17) скорость распространения ударной волны *

$$C = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{2,1 \cdot 10^4 \cdot 50}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1}}} = 1140 \text{ м/сек.}$$

По формуле (VI.5) повышение давления

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{cv}{g} = \frac{1146 \cdot 2}{9,81} = 232 \text{ м вод. ст.}$$

При непрямом положительном ударе повышение давления можно вычислять по приближенной формуле проф. А. А. Морозова

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{2\sigma}{2-\sigma} h, \quad (\text{VI.18})$$

где σ — безразмерный коэффициент, вычисляемый по формуле

$$\sigma = \frac{lv}{ghT}, \quad (\text{VI.19})$$

где h — статический напор в конце трубопровода, м вод. ст.; T — время закрытия задвижки, сек.

При прямом отрицательном ударе повышение давления вычисляют по формуле (VI.15).

При непрямом (в случаях небольших понижений давления) отрицательном ударе пользуются формулой проф. М. Д. Чертоусова

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{2\sigma}{1+\sigma} h. \quad (\text{VI.20})$$

(Обозначения те же, что и для формулы VI.19.)

§ 34. Расчет сифонов и всасывающих труб

Расчет сифонов. Сифоном (сифонным трубопроводом) называется самотечный трубопровод, часть которого находится выше уровня жидкости в сосуде, из которого подается жидкость (рис. VI.7). Движение жидкости из сосуда А в сосуд В происходит вследствие разности уровней z .

Сифоны применяют для опорожнения водоемов, в качестве водосбросов, для слива жидкостей из цистерн и т. п.

* При подсчете c принято: модуль упругости воды $K = 2,1 \times 10^4$ кгс/см² и модуль упругости стали $E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см².

Чтобы сифон начал работать, необходимо из него удалить воздух, т. е. создать разрежение. Для этого или отсасывают воздух из верхней части сифона, или заполняют трубу извне перекачиваемой жидкостью.

Непременным условием нормальной работы сифона является хорошая плотность стыков. Следует обратить

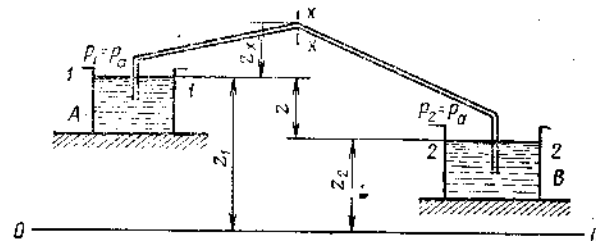


Рис. VI.7

внимание на тот факт, что наличие разрежения способствует выделению воздуха из жидкости, растворенного в ней, а при большом разрежении может произойти парообразование. Поэтому минимальное абсолютное давление в трубе сифона должно быть не меньше давления парообразования, иначе произойдет разрыв потока, и сифон перестанет работать. Это относится и к всасывающим трубам насосов.

Гидравлический расчет сифонов производится на основании уравнения Д. Бернулли.

Составив уравнение для сечений 1-1 и 2-2, совпадающих со свободными поверхностями жидкости в резервуарах А и В (рис. VI.7), получим

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w.$$

Пренебрегая из-за малости скоростными напорами в резервуарах и зная, что $p_1 = p_2 = p_a$, имеем

$$z_1 - z_2 = h_w$$

или

$$z = h_w. \quad (\text{VI.21})$$

Здесь h_w — потери напора в сифоне, которые можно выразить так:

$$h_w = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_m \right),$$

где $\sum \xi_m$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; λ — коэффициент гидравлического трения по длине; l и d — длина и диаметр сифона. Тогда из уравнения (VI.21)

$$z = \frac{v^2}{2g} \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_m \right). \quad (\text{VI.22})$$

Отсюда средняя скорость течения в сифоне

$$v = \sqrt{\frac{2gz}{\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_m}}.$$

Обозначим

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_m}}.$$

Эту величину называют коэффициентом расхода системы (в данном случае сифона). Так как расход $Q = \omega v$, то для расхода жидкости через сифон получаем формулу

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz}. \quad (\text{VI.23})$$

Когда требуется определить диаметр сифона для пропуск заданного расхода, задачу решают подбором. Для этого задаются несколькими значениями d , вычисляют соответствующие им Q и принимают тот диаметр, при котором расход оказывается равен заданному или немного больше.

При расчете сифонов необходимо проверять давление в сифоне, особенно в самой высокой точке, где разрежение наибольшее.

Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и x-x

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_x + \frac{p_x}{\gamma} + \frac{v_x^2}{2g} + h_w,$$

откуда

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - z_x - \frac{v_x^2}{2g} - h_w.$$

Здесь h_w — потери напора от входа до сечения x-x; p_1 и p_x — абсолютные давления на поверхности резервуара и в сечении x-x. Если питающий резервуар открытый, то $p_1 = p_a$ (атмосферному давлению, равному обычно 1 кгс/см²).

Пренебрегая за малостью скоростным напором в резервуаре, получим

$$\frac{p_x}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} - z_x - \frac{v_x^2}{2g} - h_w. \quad (\text{VI.24})$$

В целях уменьшения разрежения в самой высокой точке иногда прибегают к увеличению сопротивлений на нисходящей ветви сифона, например, путем установки задвижки.

Минимально допустимое давление зависит от максимально возможной температуры жидкости, минимального барометрического давления и упругости паров жидкости при максимальной температуре. Для нормальной работы сифона необходимо, чтобы минимальное давление в нем было больше упругости паров жидкости

$$\frac{p_{\min}}{\gamma} > p_n, \quad (\text{VI.25})$$

где $p_{\min}$ — минимальное давление в сифоне; p_n — упругость паров, м вод. ст.

Для воды упругость паров при различных температурах можно принимать по табл. VI.6.

Таблица VI.6

Упругость водяных паров в зависимости от температуры

t°, C	0	6	12	14	16	18	20	22
p_n , м вод. ст.	0,062	0,095	0,143	0,163	0,185	0,211	0,238	0,270
t°, C	24	26	28	30	35	40	45	50
p_n , м вод. ст.	0,304	0,343	0,385	0,433	0,574	0,752	0,978	1,253

При инженерных расчетах минимальное давление назначают с запасом на 0,2—0,3 кгс/см² больше требуемого расчетом, чтобы обеспечить нормальную работу сифона.

Расчет всасывающего трубопровода насоса. Всасывающий трубопровод — это участок трубы от места водозабора до насоса. Для каждого вида насосов

существует предельно допустимая вакуумметрическая высота всасывания

$$h_v = (p_a - p_2) / \gamma,$$

где p_a — атмосферное давление; p_2 — абсолютное давление во всасывающем трубопроводе перед выходом в насос.

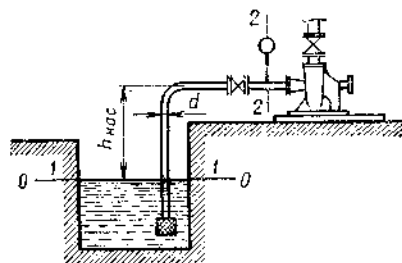


Рис. VI.8

Высота оси рабочего колеса насоса над поверхностью жидкости в питающем резервуаре называется геометрической высотой всасывания, или высотой установки насоса $h_{\text{вас}}$. Расчет всасывающего трубопровода состоит в подборе его диаметра d и определении высоты установки насоса.

Диаметр трубопровода определяют по формуле

$$d = 1,13 \sqrt{Q/v}.$$

Скорость принимают равной $v = 0,7 \text{—} 1,0$ м/сек.

Для определения высоты установки насоса составим уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 (рис. VI.8)

$$z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_w.$$

В данном случае, если плоскость сравнения принять на уровне жидкости, то $z_1 = 0$; $v \approx 0$; $p_1 = p_a$; $z_2 = h_{\text{вас}}$. Тогда

$$\frac{p_a}{\gamma} = h_{\text{вас}} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + h_w;$$

откуда

$$h_{\text{вас}} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} - h_w.$$

Здесь $\frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = h_v$ — вакуумметрическая высота.

Следовательно,

$$h_{\text{вас}} = h_v - \frac{v^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda l}{d} + \sum \zeta_m \right). \quad (\text{VI.26})$$

Следует обратить внимание, что при расчете сифонов и всасывающих труб насосов необходимо особенно тщательно учитывать местные потери напора, так как участки труб коротки, и в общих сопротивлениях большое значение имеют местные сопротивления.

Пример 1. Сифонным трубопроводом должна подаваться вода в береговой колодец (рис. VI.9). Диаметр трубы принят $d = 100$ мм,

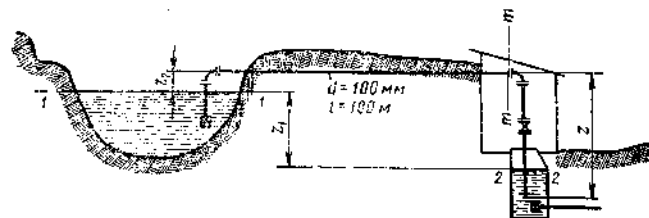


Рис. VI.9

общая длина $l = 100$ м. На трубопроводе установлены: приемная сетка, два колена и задвижка. Определить пропускаемый расход Q и проверить условия работы при $t = 26^\circ \text{C}$, если заданы разности отметок $z_1 = 1,5$ м; $z_2 = 2$ и $z = 4,5$ м.

Решение. Применим формулу (VI.22)

$$z_1 = \left(\lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вс}} + 2\zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{зав}} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{v^2}{2g}.$$

По формуле Шевелева

$$\lambda = \frac{0,021}{0,1^{0,3}} = 0,0419;$$

принимая (см. гл. V):

$$\zeta_{\text{вс}} = 5; \zeta_{\text{кол}} = 0,5; \zeta_{\text{зав}} = 0,1; \zeta_{\text{вых}} = 1,0,$$

получим

$$z_1 = \left(0,0419 \cdot \frac{100}{0,1} + 5 + 2 \cdot 0,5 + 0,1 + 1 \right) \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5}{50}} = 0,78 \text{ м/сек.}$$

Определяем расход

$$Q = v\omega = 0,78 \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,006 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Наиболее невыгодным сечением исходя из условий работы будет сечение $m-m$ в конце горизонтального участка. Составим уравнение Д. Бернулли для сечений $1-1$ и $m-m$

$$\frac{p_a}{\gamma} = z_2 + \frac{p_m}{\gamma} + \frac{v_m^2}{2g} + h_{w, 1-m}$$

откуда

$$\frac{p_m}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left[z_2 + (1 + \sum \xi) \frac{v^2}{2g} \right]$$

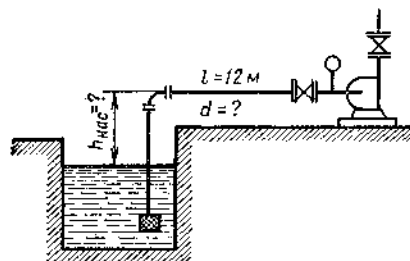


Рис. VI.10

Сумма коэффициентов сопротивлений от сечения $1-1$ до сечения $m-m$ равна

$$\begin{aligned} \sum \xi &= \lambda \frac{l}{d} + \xi_{вс} + \xi_{кол} = \\ &= 0,0419 \cdot \frac{95,5}{0,1} + 5 + 0,5 = 46,5. \end{aligned}$$

Находим приведенную высоту абсолютного давления в сечении $m-m$

$$\frac{p_m}{\gamma} = 10,33 - \left[2 + 46,5 \cdot \frac{0,78^2}{19,62} \right] = 6,9 \text{ м вод. ст.}$$

По табл. VI.6 при $t=26^\circ \text{C}$ упругость паров воды $p_n=0,343$ м вод. ст., т. е. условие уравнения (VI.25) выполнено

$$\frac{p_m}{\gamma} = 6,9 \text{ м} > 0,343 \text{ м вод. ст.,}$$

т. е. самое низкое абсолютное давление в трубе сифона больше упругости паров воды.

Пример 2. Определить диаметр всасывающего трубопровода насоса и высоту его установки, если длина всасывающего трубопровода $l=12$ м, расход воды $Q=40$ л/сек, допускаемое абсолютное давление перед насосом $p_2=0,3$ кгс/см². На трубе установлены: приемный клапан с сеткой, колено и задвижка; материал труб — чугун (рис. VI.10).

Решение. Принимая скорость $v=0,8$ м/сек, определяем диаметр трубопровода

$$d = 1,13 \sqrt{0,040/0,8} = 0,25 \text{ м или } d=250 \text{ мм.}$$

Применим формулу (VI.26), зная, что

$$h_v = (p_a - p_2)/\gamma.$$

В данном случае сумма коэффициентов местных сопротивлений равна

$$\sum \xi_m = \xi_{кл} + \xi_{кол} + \xi_{зав} = 6 + 0,12 + 0,3 = 6,42.$$

По формуле Шевелева

$$\lambda = \frac{0,0179}{d^{0,3}} \left(1 + \frac{0,867}{v} \right)^{0,3} = 0,0358.$$

Скорость в трубопроводе

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,04}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,815 \text{ м/сек.}$$

По формуле (VI.26) высота установки насоса

$$h_{нас} = 10,33 - 3,00 - \frac{0,815^2}{19,62} \left(\frac{0,0358}{0,25} + 6,42 \right) = 7,11 \text{ м.}$$

Вводя небольшой запас, принимаем

$$h_{нас} = 7,00 \text{ м.}$$

Контрольные вопросы к главе VI

1. Приведите классификацию трубопроводов по назначению, материалам и принципам работы.
2. Напишите основное уравнение для определения потерь напора по длине и выведите формулу Шези.
3. Выведите формулу $h_{дл} = A Q^2 l$ и дайте ее характеристику.
4. Приведите ряд формул для определения коэффициента λ .
5. Расскажите о таблицах под редакцией Ф. А. Шевелева и правилах пользования ими.
6. Приведите четыре основных расчетных случая простого трубопровода.
7. Как производится расчет тупиковой сети?
8. В чем сущность расчета кольцевых сетей?
9. Как определяется напор насосов (высота башни)?
10. Назовите виды гидравлических ударов и основные расчетные формулы.
11. В чем заключается расчет сифонов и всасывающих труб насосов?

ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В БЕЗНАПОРНЫХ ТРУБАХ И ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

§ 35. Основные зависимости для расчета каналов

К безнапорному движению жидкости относится движение воды по руслам рек, водосточным канавам, по системам мелиоративных каналов, по системам хозяйственно-

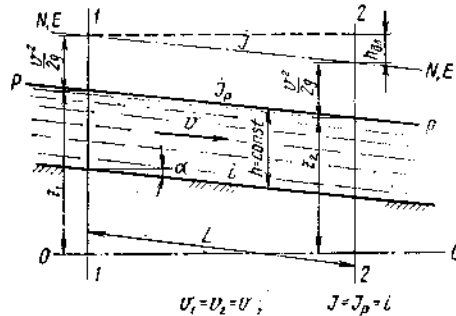


Рис. VII.1

фекальной, производственной и ливневой канализаций промышленных предприятий и населенных мест и т. п. Безнапорное движение жидкости происходит под действием силы тяжести (гравитационных сил). Движение может быть равномерным и неравномерным, установившимся и неустановившимся. Режим движения обычно турбулентный и лишь в некоторых случаях — ламинарный.

Напомним, что равномерным называется движение жидкости в каналах, лотках, трубах и т. п., когда размеры и форма поперечного сечения их постоянны по всей длине. В этом случае свободная поверхность жидкости параллельна линии дна канала, и уклон ее равен уклону дна. В открытом русле равномерное движение возможно лишь при постоянных уклонах дна, форме и шероховатости русла. Это можно увидеть, если составить уравнение Д. Бернулли для двух сечений открытого русла (например, трубы, работающей неполным сечением) при рав-

номерном движении (рис. VII.1). При этом удобнее взять точки на поверхности потока. Тогда

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_w. \quad (\text{VII.1})$$

Так как движение равномерное, то $v_1 = v_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$. Поэтому

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}.$$

Здесь α_1 и α_2 — коэффициенты Кориолиса.

Кроме того, $p_1 = p_2 = p_a$.

Поэтому уравнение (VII.1) принимает вид

$$z_1 - z_2 = h_w, \quad (\text{VII.2})$$

где z_1 и z_2 — соответственно расстояния от плоскости сравнения 0-0 до свободной поверхности жидкости в сечениях 1-1 и 2-2.

Так как глубина постоянна, то линия дна параллельна свободной поверхности. Значит, обе они имеют одинаковый уклон.

В § 30 была получена формула Шези

$$v = C \sqrt{Ri},$$

она справедлива как для напорного, так и безнапорного движений жидкости.

При безнапорном равномерном движении гидравлический уклон равен

$$i = (z_1 - z_2)/L, \quad (\text{VII.3})$$

т. е. синус угла наклона к горизонту свободной поверхности или дна.

С учетом вышесказанного формула расхода принимает вид

$$Q = \omega C \sqrt{Ri}. \quad (\text{VII.4})$$

Величину

$$\omega C \sqrt{R} = K \quad (\text{VII.5})$$

называют *расходной характеристикой сечения*, или *модулем расхода*.

При расчетах открытых каналов для определения коэффициента Шези C в квадратичной области турбулент-

ного режима, т. е. при больших значениях числа Рейнольдса, применяют следующие формулы:

Маннинга

$$C = \frac{1}{n} R^{1/6}, \quad (\text{VII.6})$$

которая является частным видом более точной формулы Н. Н. Павловского

$$C = R^y/n, \quad (\text{VII.7})$$

где

$$y = 2,5 \sqrt{n} - 0,13 - 0,75 \sqrt{R} (\sqrt{n} - 0,10); \quad (\text{VII.8})$$

И. И. Агроскина

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R; \quad (\text{VII.9})$$

обобщенная формула А. Д. Альтшуля, пригодная для всей области турбулентного движения,

$$C = 25 \left(\frac{R}{\kappa_s + \frac{25}{\sqrt{Ri}}} \right)^{1/6}. \quad (\text{VII.10})$$

В формулах (VII.6)–(VII.10) приняты следующие обозначения: n — коэффициент шероховатости; R — гидравлический радиус, м (в формуле А. Д. Альтшуля, мм); κ_s — эквивалентная шероховатость, мм; i — гидравлический уклон.

Значение коэффициента шероховатости n в уравнениях Маннинга, Павловского и Агроскина можно принимать по табл. VII.1.

Кратко остановимся на гидравлическом расчете наиболее распространенных сооружений, работающих при безнапорном движении жидкости. К таковым относятся открытые каналы и канализационные трубы всех назначений. При расчете могут встретиться следующие основные варианты:

1. Дано сечение, уклон канала (трубы) и глубина воды; необходимо определить пропускаемый расход жидкости.
2. Задан расход, форма и сечение канала. Определить уклон при известном заполнении.
3. Задан расход, уклон, форма сечения и шероховатость стенок; определить глубину наполнения.
4. Рассчитать сечение канала при заданных расходе, уклоне и шероховатости стенок.

Таблица VII.1
Значения коэффициентов шероховатости n

Род стенок и состояние поверхности	n	$1/n$
Исключительно гладкие поверхности	0,009	111,1
Весьма тщательно обструганные доски, лучшая штукатурка из чистого цемента	0,010	100,0
Лучшая цементная штукатурка. Новые гончарные, чугунные, стальные трубы, хорошо уложенные, хорошо строганные доски	0,011	90,9
Неструганные доски, хорошо пригнанные. Водопроводные трубы в нормальных условиях. Весьма чистые водосточные трубы. Весьма хорошая бетонировка	0,012	83,3
Тесовая кладка в лучших условиях, хорошая кирпичная кладка. Водосточные трубы в нормальных условиях. Несколько загрязненные водопроводные трубы	0,013	76,9
«Грязные» водопроводные и водосточные трубы. Средняя кирпичная кладка; облицовка из тесового камня. Значительно загрязненные водостоки. Брезент	0,014	71,4
Хорошая бутовая кладка; старая кирпичная кладка; грубая бетонировка; исключительно гладкая скала	0,015	66,7
Каналы, покрытые толстым устойчивым илстым слоем; каналы в плотных лессовых и песчаных грунтах, покрытые илистой пленкой (в хорошем состоянии)	0,017	58,8
Средняя (вполне удовлетворительная) бутовая кладка, булыжная мостовая. Каналы в лёссе, плотном гравии, плотной земле, затянутые илистой пленкой (в нормальном состоянии)	0,018	55,6
Каналы в плотной глине. Каналы в лёссе, гравии, земле, затянутые несплошной илистой пленкой. Большие земляные каналы, находящиеся в хороших условиях содержания	0,02	50,0
Хорошая сухая кладка. Большие земляные каналы в средних условиях содержания и малые — в хороших. Река в весьма благоприятных условиях (чистое прямое русло со свободным течением, без обвалов и промоин)	0,0225	44,4
Земляные каналы: большие — в условиях содержания и ремонта — ниже средних, малые — в средних условиях	0,025	40,0
Земляные каналы в сравнительно плохих условиях, заметно заросшие травой с местными обвалами откосов и пр. Река в благоприятных условиях течения	0,0275	36,4
	0,030	33,3

Род стенок и состояние поверхности	n	1/n
Каналы, находящиеся в весьма плохих условиях (с неправильным профилем, засоренные камнями и водорослями и пр.). Реки в сравнительно благоприятных условиях, но с некоторым количеством камней и водорослей	0,035	28,6
Каналы в исключительно плохих условиях (значительные промоины и обвалы; заросли камыша; густые корни; крупные камни по руслу и пр.). Реки при дальнейшем ухудшении условий течения; увеличение количества камней и водорослей; извилистое ложе с промоинами и отмелями и т. п.	0,040	25,0

Задачи 1 и 2 вариантов решаются непосредственным вычислением по формуле Шези с подстановкой в нее значения C , найденного по формулам Павловского, Агроскина и др. Следует помнить, что величина C размерная и вычисления следует производить в метрах и секундах.

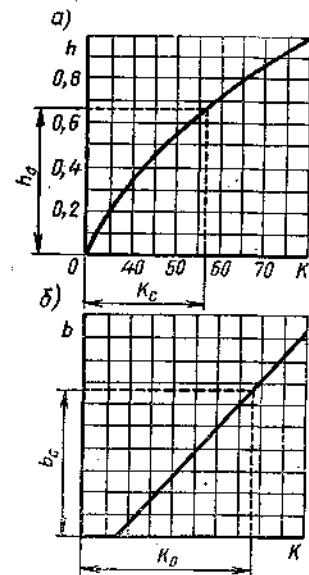


Рис. VII.2

характеристику K и строят кривую $K=f(h)$ (рис. VII.2, а); на оси абсцисс откладывают значение $K=Q/\sqrt{i}$ (на рис. VII.2, а — K_c), соответствующее заданному рас-

ходу. Задачи 3-го варианта решаются подбором. Для этого задаются несколькими значениями глубины h и вычисляют соответствующие расходы Q по формуле Шези. После трех-четырех попыток строят график $Q=f(h)$ и по нему находят искомую глубину при заданном расходе. Для ускорения расчетов полезно вычислить $K_3=Q/\sqrt{i}$ и строить график $K=f(h)$.

При решении задач 4-го варианта задаются шириной дна и формой поперечного сечения; для нескольких значений наполнения вычисляют расходную ха-

рому, и по кривой определяют глубину наполнения h_0 , значения которой читают на оси ординат. При известной (желаемой или ограниченной) глубине наполнения определяют ширину канала b . Для этого строят график изменения расходной характеристики K от ширины и по

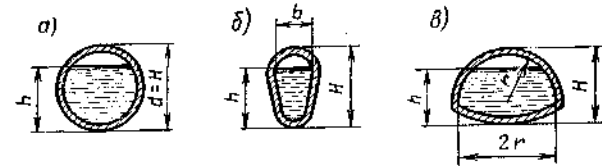


Рис. VII.3

графику находят искомую ширину b_c для заданного расхода (рис. VII.2, б).

Безнапорные трубопроводы канализации на практике обычно рассчитывают по таблицам или графикам. Наибо-

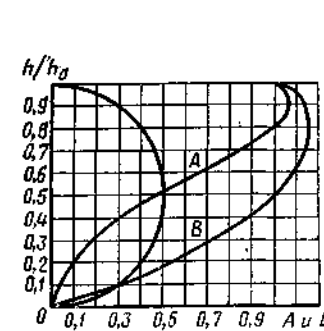


Рис. VII.4

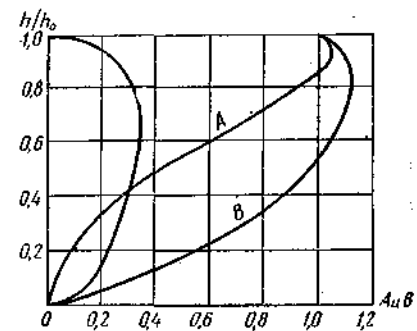


Рис. VII.5

лее распространены сечения труб канализации: круглое (рис. VII.3, а), оvoidальное (рис. VII.3, б) и лотковое (рис. VII.3, в). Для этих сечений характерно то, что наибольшая скорость течения жидкости в них и наибольший расход наступают при заполнении, немного меньшем полного. Это объясняется тем, что при заполнении сечения в верхней части смоченный периметр растет быстрее, чем площадь живого сечения, а поэтому уменьшается гидравлический радиус и соответственно скорость и расход.

Для ускорения расчетов значения характеристик трубопроводов (площади сечения ω , гидравлического радиуса R

и величин $C = \sqrt{R} = W$ и $\omega C \sqrt{R} = K$ можно для данного конкретного сечения трубопровода (с учетом материала, из которого он выполнен) вычислить заранее.

Обозначая через K_0 и W_0 значения характеристик при полном наполнении трубопровода, вычисляют значения отношений $K/K_0 = A$ и $W/W_0 = B$ в функции относительного заполнения h/d (где d — высота сечения) и наносят их на графики. Примеры таких графиков для круглого и оvoidального сечений даны на рис. VII.4 и VII.5.

Таблица VII.2

Выдержка из таблиц для гидравлического расчета канализационных коллекторов различных профилей при $d=150$ мм ($6''$)

Наполнение h/d	Уклоны в тысячных									
	7		8		9		10		15	
	Q	v	Q	v	Q	v	Q	v	Q	v
0,10	0,27	0,29	0,29	0,31	0,30	0,33	0,32	0,35	0,39	0,42
0,15	0,61	0,37	0,66	0,40	0,70	0,42	0,74	0,45	0,90	0,54
0,20	1,11	0,44	1,19	0,47	1,26	0,50	1,34	0,53	1,64	0,65
0,25	1,72	0,50	1,84	0,54	1,95	0,57	2,05	0,60	2,51	0,73
0,30	2,48	0,55	2,66	0,60	2,81	0,63	2,97	0,67	3,64	0,82
0,35	3,29	0,60	3,52	0,65	3,74	0,68	3,94	0,71	4,82	0,87
0,40	4,26	0,65	4,57	0,70	4,84	0,74	5,24	0,78	6,24	0,95
0,45	5,31	0,69	5,69	0,74	6,03	0,78	6,37	0,82	7,80	1,01
0,50	6,40	0,72	6,82	0,77	7,23	0,82	7,62	0,86	9,35	1,06
0,55	7,49	0,75	8,02	0,81	8,48	0,85	8,96	0,90	11,00	1,10
0,60	8,50	0,77	9,08	0,83	9,63	0,87	10,18	0,92	12,47	1,13
0,65	9,64	0,79	10,32	0,85	10,95	0,90	11,54	0,96	14,11	1,16
0,70	10,70	0,81	11,44	0,87	12,12	0,92	12,78	0,97	15,65	1,18
0,75	11,68	0,82	12,50	0,88	13,25	0,93	13,95	0,98	17,10	1,20
0,80	12,47	0,82	13,34	0,88	14,12	0,93	14,91	0,98	18,35	1,21
0,85	13,14	0,82	14,02	0,88	14,90	0,93	15,68	0,98	19,20	1,20
0,90	13,61	0,81	14,55	0,87	15,43	0,92	16,28	0,98	19,95	1,19
0,95	13,74	0,79	14,65	0,84	15,64	0,90	16,40	0,94	20,11	1,16
1,00	12,80	0,72	13,64	0,77	14,46	0,82	15,24	0,86	18,70	1,06

Пользуясь графиками, нетрудно подсчитать значения скорости и расхода при данном заполнении по формулам:

$$v = BW_0 \sqrt{i} \quad (\text{VII.11})$$

$$Q = AK_0 \sqrt{i}. \quad (\text{VII.12})$$

Таблица VII.3

Выдержка из таблиц для гидравлического расчета канализационной сети и коллекторов из асбоцементных труб при $d=141$ мм

Уклон в тысячных	Наполнение в долях от d (диаметра)																			
	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00		
7	—	1,13	1,76	2,72	3,47	4,54	5,30	6,35	7,44	8,51	9,57	10,60	11,51	12,36	12,92	13,48	13,60	12,70		
8	—	0,51	0,58	0,64	0,69	0,74	0,78	0,81	0,84	0,87	0,89	0,91	0,92	0,92	0,91	0,90	0,89	0,81		
	—	1,21	1,88	2,90	3,70	4,85	5,66	6,79	7,94	9,09	10,22	11,32	12,29	13,20	13,81	14,40	14,53	13,58		
9	—	0,54	0,62	0,68	0,74	0,79	0,83	0,87	0,90	0,93	0,95	0,97	0,98	0,99	0,98	0,97	0,95	0,87		
	—	1,28	2,00	3,08	3,98	5,14	6,01	7,20	8,43	9,65	10,85	12,02	13,04	14,02	14,67	15,28	15,42	14,40		
10	0,75	0,58	0,65	0,72	0,78	0,83	0,88	0,92	0,96	0,99	1,01	1,03	1,04	1,05	1,04	1,03	1,01	0,92		
	—	1,52	2,10	3,25	4,14	5,42	6,33	7,59	8,88	10,16	11,43	12,66	13,75	14,77	15,56	16,10	16,25	15,18		
11	0,51	0,61	0,69	0,76	0,82	0,88	0,93	0,97	1,01	1,04	1,06	1,08	1,09	1,10	1,10	1,09	1,06	0,97		
	—	1,42	2,21	3,41	4,34	5,69	6,64	7,96	9,32	10,66	11,99	13,28	14,42	15,49	16,32	16,89	17,05	15,92		
12	0,54	0,64	0,72	0,80	0,86	0,92	0,97	1,02	1,06	1,09	1,12	1,14	1,15	1,16	1,15	1,14	1,11	1,02		
	—	1,48	2,30	3,56	4,53	5,94	6,94	8,31	9,73	11,13	12,52	13,86	15,05	16,17	17,04	17,63	17,80	16,52		
13	0,56	0,66	0,75	0,83	0,90	0,96	1,02	1,06	1,11	1,14	1,17	1,19	1,20	1,21	1,20	1,19	1,16	1,06		
	—	1,65	2,58	3,98	5,07	6,64	7,76	9,90	10,88	12,45	14,01	15,51	16,84	18,09	19,06	19,73	19,91	18,60		
15	0,63	0,74	0,84	0,93	1,01	1,08	1,14	1,19	1,24	1,27	1,30	1,33	1,34	1,35	1,35	1,33	1,30	1,19		
	—	1,74	2,84	4,34	5,54	7,24	8,44	10,14	11,24	12,84	14,34	15,84	17,14	18,34	19,34	20,04	20,24	18,94		

Однако чаще пользуются таблицами. Наиболее распространены следующие таблицы: 1) А. А. Лукиных и Н. А. Лукиных. Таблицы для гидравлического расчета канализационных сетей и дюкеров по формуле акад. Н. Н. Павловского. Стройиздат, 1974 г.; 2) Л. Г. Зака. Таблицы для расчета канализационных коллекторов различных профилей. Изд-во МКХ* РСФСР, 1953 г.; 3) П. М. Межиборский. Таблицы для гидравлического расчета канализационной сети и коллекторов из асбестоцементных труб. Госстройиздат УССР, Киев, 1961 г.

Выше приведены выдержки из таблиц Л. Г. Зака (табл. VII.2) и П. М. Межиборского (табл. VII.3).

Как правило, для гидравлического расчета трубопроводов имеются следующие данные: выбран трубопровод по материалу, тем или иным способом определен расход жидкости, который необходимо пропустить. Уклон трубопровода принимают исходя из топографических условий, но не менее минимально допустимого, нормируемого СНиП для данного диаметра. При принятом уклоне и по найденному расходу подбирают диаметр из условия, чтобы скорость была в пределах нормируемой СНиП; одновременно определяют наполнение.

§ 36. Гидравлически наивыгоднейшее сечение каналов

Из формулы Шези видно, что при всех прочих равных условиях скорость растет с увеличением гидравлического радиуса. Отсюда следует, что при заданных живом сечении и уклоне канал будет пропускать тем больший расход, чем больше гидравлический радиус, а для этого форма канала должна быть такой, чтобы был меньше смоченный периметр, так как $R = \omega / \chi$ (где χ — смоченный периметр). Известно, что при данной площади наименьший периметр имеет окружность, и трубопроводы (каналы) круглого и (полукруглого) сечений имеют гидравлически наивыгоднейшую форму. Далее идут сечения в форме половин правильных многоугольников, например шестиугольника — равнобокая трапеция, описанная около полуокружности, половина квадрата и т. п. Для них гидравлический радиус равен половине глубины наполнения $R = h/2$.

В инженерной практике наиболее употребительны каналы трапециевидального сечения. Последнее время полу-

чают распространение (особенно для внутренней производственной канализации промышленных и сельскохозяйственных зданий) каналы полукруглого сечения. Для земляных каналов выбирают трапециевидальную форму, принимая угол наклона стенок не круче угла естественного откоса грунта.

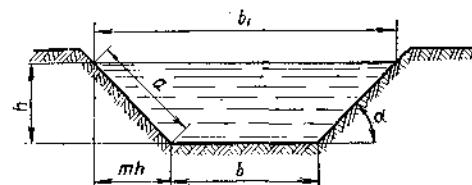


Рис. VII.6

Выведем условия, при которых трапециевидальная форма канала (рис. VII.6) с заданным углом откоса α является гидравлически наивыгоднейшей. В этом случае площадь сечения равна

$$\omega = \frac{b + b_1}{2} h,$$

где b — ширина по дну; $b_1 = b + 2mh$ — ширина по уровню воды; $m = \text{ctg } \alpha$.

Тогда

$$\omega = \frac{b + b + 2mh}{2} h = bh + mh^2. \quad (a)$$

Смоченный периметр χ равен

$$\chi = b + 2a,$$

где $a = h \sqrt{1 + m^2}$ — длина стенок в пределах воды. Поэтому

$$\chi = b + 2a = b + 2h \sqrt{1 + m^2}.$$

Выражая ширину по дну из формулы (a)

$$b = \omega / h - hm,$$

получим

$$\chi = \omega / h - hm + 2h \sqrt{1 + m^2}.$$

* МКХ — Министерство коммунального хозяйства.

Для определения условия, при котором значение смоченного периметра минимальное, возьмем производную $\frac{d\chi}{dh}$ и приравняем ее нулю

$$\omega/h^2 - m - 2\sqrt{1+m^2} = 0,$$

откуда

$$\omega = 2h^2 \sqrt{1+m^2} - mh^2. \quad (\text{VII.13})$$

Подставив значение площади живого сечения из формулы (а) и сделав некоторые преобразования, получим

$$b/h = 2(\sqrt{1+m^2} - m). \quad (\text{VII.14})$$

Последнее выражение показывает, каково должно быть отношение ширины по дну к глубине воды, чтобы канал трапецевидального сечения был гидравлически наивыгоднейшим.

Покажем, что гидравлический радиус такого сечения равен половине наполнения канала:

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{bh + mh^2}{b + 2h\sqrt{1+m^2}} = \frac{\left(\frac{b}{h} + m\right)h}{\frac{b}{h} + 2\sqrt{1+m^2}}.$$

Подставляя значение b/h из уравнения (VII.14), получим

$$R = \frac{(2\sqrt{1+m^2} - m)h}{2(2\sqrt{1+m^2} - m)},$$

откуда

$$R = h/2. \quad (\text{VII.15})$$

Пример 1. Определить, какой уклон необходимо придать дну канала для пропуска расхода $Q = 3 \text{ м}^3/\text{сек}$. Канал трапецевидального сечения имеет ширину по дну 4 м, глубину наполнения $h = 2 \text{ м}$, заложение откосов $m = 1$. Стенки канала одернованы.

Решение. Вычислим гидравлические элементы сечения: площадь живого сечения

$$\omega = bh + mh^2 = 4 \cdot 1 + 1 \cdot 1^2 = 5 \text{ м}^2;$$

смоченный периметр

$$\chi = b + 2h\sqrt{1+m^2} = 4 + 2 \cdot 1 \sqrt{1+1^2} = 6,82 \text{ м};$$

гидравлический радиус

$$R = \omega/\chi = 5/6,82 = 0,73 \text{ м}.$$

По табл. VII.1 принимаем коэффициент шероховатости $n = 0,025$ и вычисляем коэффициент Шези по формуле Маннинга

$$C = R^{1/6}/n = 0,73^{1/6}/0,025 = 37 \text{ м}^{0,5}/\text{сек}.$$

Определяем среднюю скорость течения

$$v = Q/\omega = 3/5 = 0,6 \text{ м/сек}.$$

Определяем уклон из формулы Шези

$$i = v^2/C^2R = 0,6^2/(37^2 \cdot 0,73) = 0,00036.$$

Пример 2. Определить расход воды Q , который пропускает железобетонный лоток прямоугольного сечения, при следующих данных: ширина лотка $b = 1 \text{ м}$, глубина наполнения $h = 0,6 \text{ м}$, уклон $i = 0,01$.

Решение. Площадь живого сечения

$$\omega = bh = 1 \cdot 0,6 = 0,6 \text{ м}^2.$$

Смоченный периметр

$$\chi = b + 2h = 1 + 2 \cdot 0,6 = 2,2 \text{ м}.$$

Гидравлический радиус

$$R = \omega/\chi = 0,6/2,2 = 0,272 \text{ м}.$$

Принимая коэффициент шероховатости $n = 0,012$, по формулам Н. Н. Павловского (VII.7) и (VII.8) вычисляем значение $C = 69 \text{ м}^{0,5}/\text{сек}$, а по формуле Шези определяем скорость течения

$$v = C\sqrt{Ri} = 69\sqrt{0,272 \cdot 0,01} = 3,58 \text{ м/сек}$$

$$\text{и расход } Q = \omega v = 0,6 \cdot 3,58 = 2,143 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Пример 3. Пользуясь таблицами П. М. Межиборского, подобрать диаметр асбестоцементной трубы для пропуска хозяйственно-фекальных стоков при расходе $Q = 5,7 \text{ л/сек}$. По условиям рельефа трубопровод прокладывается с уклоном $i = 0,011$.

Решение. Используя табл. VII.3, находим $d = 141 \text{ мм}$ (условно $d = 150 \text{ мм}$), скорость $v = 0,92 \text{ м/сек}$ и наполнение $h = 0,4d$.

Пример 4. Даны $Q = 1,5 \text{ м}^3/\text{сек}$, $i = 0,0005$, $m = 1,0$, $n = 0,03$. Определить глубину воды в канале при ширине канала по дну $b = 2,0 \text{ м}$.

Решение. Определяем требуемую расходную характеристику

$$K = Q/\sqrt{i} = 1,5/0,0005 = 68,1 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Площадь живого сечения, смоченный периметр и гидравлический радиус определяем по следующим зависимостям:

$$\omega = (b + mh)h = (2,0 + h)h;$$

$$\chi = b + m'h,$$

$$\text{где } m' = 2\sqrt{1+m^2} = 2\sqrt{1+1} = 2,83;$$

тогда

$$\chi = b + 2,83h;$$

$$R = \omega/\chi.$$

Коэффициент C вычисляем по формулам (VII.7) и (VII.8) при $n = 0,03$.

Задаемся значениями h , вычисляем расходную характеристику $K = \omega C \sqrt{R}$ и сравниваем полученные величины с требуемой. Вычисления сведем в табл. VII.4

Таблица VII.4

$h, \text{ м}$	$\omega, \text{ м}^2$	$\chi, \text{ м}$	$R, \text{ м}$	$C, \text{ м}^{0,5}/\text{сек}$	$K = \omega C \sqrt{R} = Q/\sqrt{i}, \text{ м}^2/\text{сек}$
1	3	4,83	0,62	29,4	69,7 > 68,1
0,9	2,61	4,55	0,57	28,8	56,07 < 68,1
0,98	2,92	4,77	0,61	29,3	67,6 < 68,1
0,99	2,96	4,80	0,616	29,36	68,2 ≈ 68,1

Из таблицы видно, что глубина $h = 0,99 \text{ м}$ удовлетворяет заданным условиям

Пример 5. Определить размеры поперечного сечения бетонированного канала трапециевидальной формы при условиях: $Q = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$; $i = 0,0002$; $\alpha = b/h = 2,0$; $m = 2,0$; $n = 0,012$.

Решение. Находим требуемую расходную характеристику

$$K = Q/\sqrt{i} = 60/0,0002 = 4255 \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Определим ширину по дну канала

$$b = \alpha h = 2h.$$

Площадь живого сечения, смоченный периметр и гидравлический радиус находим из следующих выражений:

$$\omega = (b + mh)h = (2h + 2h)h = 4h^2;$$

$$\chi = b + m'h,$$

где

$$m' = 2\sqrt{1+m^2} = 2\sqrt{1+4} = 4,90;$$

тогда

$$\chi = 2h + 4,9h = 6,9h;$$

$$R = \omega/\chi = 4h^2/6,9h = 0,816h.$$

Коэффициент C вычисляем по формулам (VII.7) и (VII.8) при $n = 0,012$. Все вычисления сводим в табл. VII.5.

Таблица VII.5

$h, \text{ м}$	$\omega, \text{ м}^2$	$R, \text{ м}$	$C, \text{ м}^{0,5}/\text{сек}$	$K = \omega C \sqrt{R} = Q/\sqrt{i}, \text{ м}^2/\text{сек}$
2	16	1,16	85	1455 < 4255
4	64	2,32	93,1	9056 > 4255
3	36	1,74	89,8	4267 > 4255
2,99	35,9	1,73	89,4	4255 = 4255

Принимая $h = 2,99 \text{ м}$, находим ширину канала по дну

$$b = 2h = 2 \cdot 2,99 = 5,98 \text{ м}.$$

Пример 6. Определить глубину h и уклон земляного канала i для пропуска расхода $Q = 1,43 \text{ м}^3/\text{сек}$ при скорости $v = 0,4 \text{ м/сек}$ шириной по дну $b = 2,0 \text{ м}$ при $m = 1$ и $n = 0,0225$.

Решение. Площадь живого сечения равна

$$\omega = Q/v = 1,43/0,4 = 3,57 \text{ м}^2.$$

Глубина наполнения h определится из выражения

$$b = \omega/h - mh; \quad h = \sqrt{\left(\frac{b}{2m}\right)^2 + \frac{\omega}{m}} - \frac{b}{2m};$$

$$h = \sqrt{\left(\frac{2}{2 \cdot 1}\right)^2 + \frac{3,57}{1}} - \frac{2}{2 \cdot 1} = 1,13 \text{ м}.$$

Смоченный периметр

$$\chi = b + m'h = 2,0 + 2 \cdot 1 \cdot 1,13 = 5,20 \text{ м}.$$

Гидравлический радиус равен

$$R = \omega/\chi = 3,57/5,20 = 0,69 \text{ м}.$$

Коэффициент C определяем по формулам (VII.7) и (VII.8) при

$$n = 0,0225$$

$$C = 41,0.$$

Расходная характеристика

$$K = \omega C \sqrt{R} = 3,57 \cdot 41 \sqrt{0,69} = 121 \text{ м}^2/\text{сек}.$$

Уклон дна находим по формуле

$$i = Q^2/K^2 = 1,43^2/121^2 = 0,00014.$$

§ 37. Краткие сведения о неравномерном движении жидкости

Неравномерное движение в открытых руслах рек и каналов при постоянном расходе возникает в результате того, что на длине потока изменяются размеры или форма поперечного сечения, или уклон дна, или шероховатость стенок, или имеются сооружения, резко деформирующие поток (плотины, перепады, сужения и т. п.). Пьезометрическая линия при неравномерном плавном изменяющемся движении жидкости (при распределении давлений в поперечных сечениях по гидростатическому закону) совпадает со свободной поверхностью потока. При неравномерном движении гидравлический уклон i , пьезометрический уклон и уклон дна потока i_d в общем случае не равны между собой.

Чаще других в инженерной практике встречаются следующие виды неравномерного движения: явление спада, явление гидравлического прыжка, явление подпора.

Явление подпора вызывается преградами в реке или канале (типа плотин и др., рис. VII.7). Перед пло-

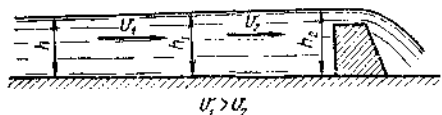


Рис. VII.7

тиной уровень воды поднимается выше естественного горизонта; при этом по пути движения воды к плотине глубины и площади живого сечения возрастают, а скорости убывают. Свободная поверхность жидкости в продольном разрезе имеет вид так называемой *кривой подпора*.

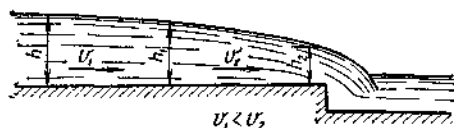


Рис. VII.8

Явление спада возникает или при устройстве перепада (рис. VII.8), или при резком увеличении уклона дна потока. В этом случае глубины и площади живого сечения по длине потока убывают, а скорости возрастают. Свободная поверхность жидкости в продольном разрезе имеет вид так называемой *кривой спада*.

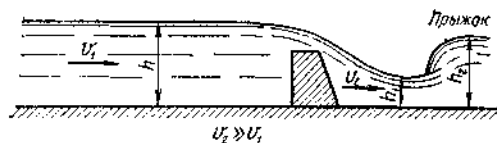


Рис. VII.9

Явление гидравлического прыжка возникает часто в нижнем бьефе гидротехнических сооружений (плотин, водоспусков, перепадов, рис. VII.9) или при истечении жидкости из-под щита. Гидравлический прыжок — это резкий переход от малых глубин потока к большим на коротком расстоянии.

Контрольные вопросы к главе VII

1. Что такое безнапорное установившееся движение жидкости в открытых руслах, каналах и трубах?
2. Выведите формулу средней скорости $v = C \sqrt{Ri}$ из уравнения Дарси — Вейсбаха.
3. Напишите формулу Шези для расхода потока при безнапорном движении; что такое расходная характеристика?
4. Напишите формулы, применяемые в практике, для определения коэффициента Шези C . Какова его размерность? Как связаны между собой коэффициенты Шези C и Дарси — Вейсбаха λ ?
5. Что такое коэффициент шероховатости и от каких факторов он зависит?
6. Какие основные виды задач встречаются в практике при расчете открытых русел, каналов и безнапорных трубопроводов?
7. Какие графики и таблицы используются при гидравлическом расчете каналов и труб?
8. Что понимается под гидравлически наивыгоднейшим сечением и какие существуют расчетные формулы для него?
9. Какое движение называется неравномерным? Какие виды неравномерного движения встречаются в инженерной практике и в каких случаях?

Глава VIII

ДВИЖЕНИЕ ГРУНТОВЫХ ВОД

§ 38. Виды грунтовых вод. Понятие о фильтрации. Закон фильтрации. Коэффициент фильтрации

В практике очень часто приходится иметь дело с движением жидкостей в естественном грунте, например, движение грунтовых вод в водоносных пластах, которые ис-

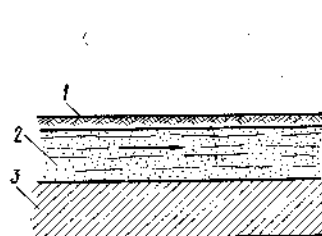


Рис. VIII.1

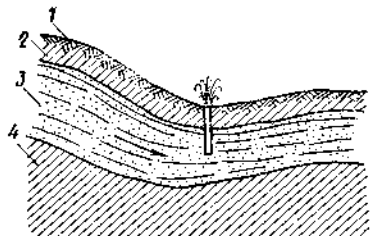


Рис. VIII.2

пользуются для целей водоснабжения, движение воды под гидротехническими сооружениями, движение воды через тела земляных плотин, движение нефти в нефтеносных пластах и т. п.

Когда жидкость просачивается через грунт или тело земляного сооружения, она перемещается по мельчайшим каналам между частицами грунта. Такое движение называется *фильтрацией*.

Различают два вида движения грунтовых вод: безнапорное и напорное.

Если водоносный пласт 2 залегает на непроницаемом основании 3 и сверху не перекрывается непроницаемым слоем (рис. VIII.1, где 1 — слой почвы), то движение грунтовых вод происходит под действием сил тяжести с образованием свободной поверхности, где давление равно атмосферному; такое движение называется *безнапорным*.

Если движение грунтовых вод происходит в пласте 3, залегающем между двумя водонепроницаемыми слоями 2 и 4 (рис. VIII.2, где 1 — слой почвы), то оно называется *напорным* (например, артезианские воды).

Обычно режим движения грунтовых вод ламинарный, но в некоторых случаях может быть турбулентным.

Независимо от режима движение может быть установившимся (стационарным) или неустановившимся, равномерным или неравномерным.

Ламинарный режим движения проявляется в том, что при фильтрации расход и скорость связаны с потерями напора линейной зависимостью.

Это обусловлено тем, что движение жидкости в пористых телах происходит с весьма малыми скоростями v в малых сечениях пор грунта, подобно движению в тонких капиллярных трубках несимметричной формы диаметром d . В этих случаях вследствие малости v и d число Рейнольдса $Re = vd/\nu$ оказывается значительно меньше $Re_{кр}$.

Теория движения грунтовых вод имеет важное значение при расчете устойчивости гидротехнических сооружений и для определения положения грунтовых вод при проектировании систем орошения и осушения.

Впервые исследования движения жидкости в пористых телах проведены в XIX в. французским гидравликом Дарси.

Дарси применил прибор, изображенный на рис. VIII.3. Прибор состоит из цилиндрического сосуда, заполненного слоем песка, через который при постоянной разности напоров пропускалась вода. С помощью пьезометров определяли давления в различных по высоте сечениях фильтрующего песка. Меняли толщину слоя и состав песка и при этом измеряли расходы воды.

Дарси установил основной закон фильтрации для несжимаемых жидкостей, называемый теперь *законом Дарси*.

Математически закон Дарси выражается уравнением

$$Q = K \omega \frac{h}{L}, \quad (\text{VIII.1})$$

где Q — расход жидкости; K — коэффициент фильтрации, который зависит как от свойств грунта, так и от свойств жидкости; ω — площадь фильтрации; h — потеря напора, определяемая по разности показаний пьезометров

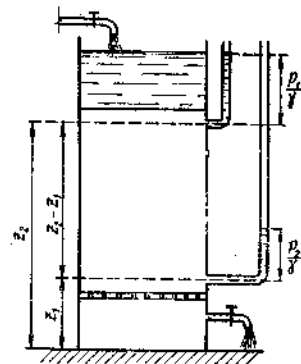


Рис. VIII.3

и равная $(p_1/\gamma + z_1) - (p_2/\gamma + z_2)$; L — толщина слоя грунта в направлении фильтрации.

Для установления размерности коэффициента фильтрации перепишем закон Дарси в следующем виде:

$$v_{\phi} = K(h/L) = Ki, \quad (\text{VIII.2})$$

где $v_{\phi} = Q/\omega$ — скорость фильтрации; $i = (h/L)$ — гидравлический уклон (падение пьезометрического напора на единицу длины).

Скорость фильтрации v_{ϕ} меньше фактической скорости движения частиц, так как площадь фильтрации ω включает как поры, так и непроницаемые частицы.

Из уравнения (VIII.2) устанавливаем, что $K = v_{\phi}/i$, т. е. K имеет размерность скорости, так как i величина безразмерная. Обычно K выражается в сантиметрах в секунду (см/сек). При значении $i = 1$ получается численное равенство $K = v_{\phi}$, т. е. коэффициент фильтрации физически представляет собой скорость фильтрации при гидравлическом уклоне, равном единице.

Работами русских и советских ученых Н. Е. Жуковского, Н. Н. Павловского, Л. С. Лейбензона и других в дальнейшем было установлено, что скорость фильтрации обратно пропорциональна вязкости жидкости. Кроме того, скорость фильтрации стали выражать не через перепад напора, а через разность давлений. При этом уравнение для скорости фильтрации принимает вид

$$v_{\phi} = \frac{K_{\mu}}{\mu} \cdot \frac{\Delta p}{L} = \frac{K_{\mu}}{\mu} \cdot \gamma i, \quad (\text{VIII.3})$$

где K_{μ} — коэффициент проницаемости; μ — динамический коэффициент вязкости.

Коэффициенты фильтрации и проницаемости связаны выражением

$$K/\gamma = K_{\mu}/\mu. \quad (\text{VIII.4})$$

Из уравнения (VIII.4) нетрудно установить, что коэффициент проницаемости имеет размерность площади и выражается в квадратных сантиметрах (см²).

Коэффициент фильтрации определяют следующими способами:

1) наблюдениями за скоростью движения воды в грунте и уровнями воды в буровых скважинах;

2) откачкой воды из буровых скважин с измерениями расхода и понижения уровня;

3) испытаниями в лаборатории образцов грунта на установках, подобных прибору Дарси;

4) вычислением по формулам на основании данных о гранулометрическом составе грунта.

При приближенных расчетах значения коэффициента фильтрации можно принимать следующие:

а) грунт очень большой проницаемости (крупный и средний гравий с примесью очень крупного песка) $K = 0,5-1$ см/сек;

б) грунт большой проницаемости (крупный песок с мелким гравием) $K = 0,2-0,5$ см/сек;

в) грунт средней проницаемости (среднезернистый песок, чистый мелкий песок) $K = 0,1-0,2$ см/сек;

г) грунт малой проницаемости (слабоглинистый песок, очень мелкий песок) $K = 0,01-0,02$ см/сек;

д) песчаные грунты с частичной примесью глины $K = 0,006-0,007$ см/сек;

е) песчано-глинистые грунты $K = 0,003-0,004$ см/сек;

ж) проницаемые глины $K = 0,001$ см/сек.

§ 39. Дебит шахтного колодца и артезианской скважины

Рассмотрим трубчатый колодец (или скважину) в водоносном пласте с горизонтальным непроницаемым подстилающим слоем.

Первоначально уровень грунтовых вод горизонтальный. Если начать откачку воды, уровень воды в колодце понизится, а грунтовые воды начнут двигаться к колодцу. Понизится уровень грунтовых вод и в водоносном пласте, причем наибольшее понижение будет у стенок колодца: чем дальше от колодца, тем понижение уровня меньше.

С увеличением расхода откачиваемых вод уровень их понижается. Уровень грунтовых вод до начала откачки называют *статическим уровнем* и обозначают $H_{ст}$ (рис. VIII.4). Уровень, установившийся в процессе откачки, называют *динамическим уровнем* и обозначают $H_{дин}$. Линию сечения вертикальной плоскостью, проходящей через ось колодца, свободной поверхности воды в водоносном пласте при откачке называют *депрессионной кривой* (см. пунктирную линию на рис. VIII.4). Фактически депрессионная кривая будет несколько выше уровня воды в колодце (сплошная линия). Из стенок колодца вода на расстояниях BC и $B'C'$ просачивается и стекает в колодец. На достаточно большом расстоянии от оси ко-

лодца снижение уровня становится практически незаметным; это расстояние называют *радиусом влияния*, или радиусом депрессии R колодца (скважины). Для песчаных грунтов радиус депрессии принимают равным 350—500 м, для крупнозернистых грунтов — 700 м.

Зная R и задаваясь динамическим уровнем, можно определить расход воды, который даст колодец, и построить депрессионную кривую.

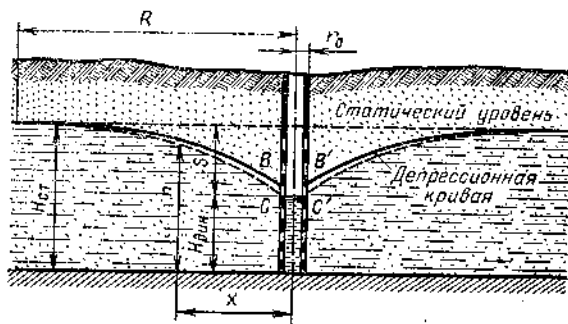


Рис. VIII.4

Рассмотрим цилиндрическое сечение водоносного слоя на расстоянии x от оси колодца. При глубине воды в этом сечении h площадь сечения равна

$$\omega = 2\pi x h,$$

а расход фильтрации

$$Q = v_{\phi} \omega = v_{\phi} \cdot 2\pi x h.$$

Скорость фильтрации принимается по уравнению Дарси $v_{\phi} = Ki$, тогда

$$Q = Ki \cdot 2\pi x h.$$

Гидравлический уклон i можно заменить через отношение бесконечно малой потери напора dh на бесконечно малом отрезке dx , т. е.

$$i = dh/dx, \text{ тогда } Q = K \cdot 2\pi x h (dh/dx).$$

Разделив переменные, получим

$$\frac{Q \cdot dx}{K \cdot 2 \cdot \pi x} = h \cdot dh.$$

Интегрируя полученное выражение в пределах для x от r_0 до R и для h от $H_{\text{дин}}$ до $H_{\text{ст}}$, имеем

$$\frac{Q}{2\pi K} \int_{r_0}^R \frac{dx}{x} = \int_{H_{\text{дин}}}^{H_{\text{ст}}} h \cdot dh,$$

или

$$\frac{Q}{\pi K} \cdot \ln \frac{R}{r_0} = H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2. \quad (\text{VIII.5})$$

Отсюда расход (дебит) колодца определится уравнением

$$Q = \pi K \frac{H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2}{\ln R/r_0}. \quad (\text{VIII.6})$$

Для построения кривой депрессии задаются различными значениями x (вместо R) и по уравнению (VIII.5)

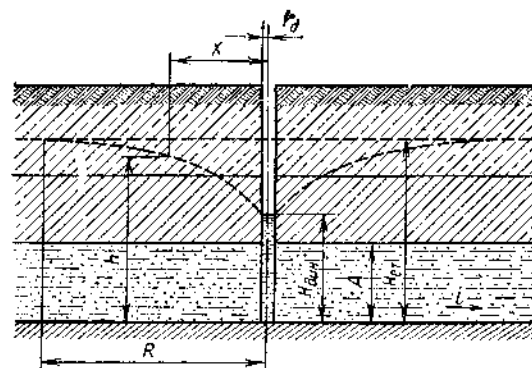


Рис. VIII.5

находят h (вместо $H_{\text{дин}}$) и по точкам строят кривую, которая будет параболой в координатах $\ln R/r_0$, h . Опыты подтверждают полученные выводы.

Рассмотрим случай напорного движения грунтовых вод, когда водоносный пласт расположен между двумя водонепроницаемыми слоями, т. е. вода находится под избыточным давлением.

При откачке из такого пласта толщина слоя воды меняться не будет, но будет меняться давление в пласте, убывая по направлению к колодцу. Такие колодцы называют *артезианскими скважинами*. Когда глубина колодца меньше напора, вода из артезианского колодца может самоизливаться (фонтанировать).

Определим дебит скважины. Пусть толщина водоносного слоя — A , напор на расстоянии R от оси колодца — $H_{\text{ст}}$; динамический напор — $H_{\text{дин}}$ (рис. VIII.5).

По аналогии с вышеизложенным можем записать

$$Q = K \cdot 2\pi x A i.$$

Подставляя вместо $i = dh/dx$, разделяя переменные и интегрируя, получим

$$H_{\text{ст}} - H_{\text{дин}} = \frac{Q}{K \cdot 2\pi A} \cdot \ln R/r_0 \quad (\text{VIII.7})$$

Для расхода получим уравнение

$$Q = 2\pi K A \frac{H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2}{\ln R/r_0} \quad (\text{VIII.8})$$

Для трубчатых колодцев вводят понятие *удельного дебита* (расхода), т. е. величину расхода при понижении уровня воды в скважине на 1 м,

$$q = Q/(H_{\text{ст}} - H_{\text{дин}}) \quad (\text{VIII.9})$$

Удельный дебит определяют пробными откачками. Он играет большую роль при выборе конструкций и характеристике фильтров насосов.

Пример 1. Определить дебит грунтового шахтного колодца при следующих данных: диаметр колодца $d = 2r = 3$ м, глубина до свободной поверхности грунтовых вод — 18 м. Водонепроницаемый пласт на глубине 25 м от поверхности земли. Радиус влияния $R = 300$ м, коэффициент фильтрации, найденный опытным путем, $K = 0,08$ см/сек.

Решение.

$$H_{\text{ст}} = 25 - 18 \text{ м} = 7 \text{ м}; H_{\text{дин}} = 25 - 22 = 3 \text{ м}.$$

Дебит колодца определится по уравнению (VIII.6)

$$Q = \pi K \frac{H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2}{\ln R/r_0} = 3,14 \cdot 0,008 \cdot \frac{7^2 - 3^2}{2,3 \lg 300/3} = 0,022 \text{ м}^3/\text{сек} = 22 \text{ л/сек}.$$

Пример 2. Определить дебит трубчатого колодца диаметром 89 мм. Колодец заложен на глубину 80 м от поверхности земли. Мощность водоносного пласта $A = 25$ м. Коэффициент фильтрации грунта $K = 0,025$. Радиус влияния скважины $R = 200$ м. Статическое давление у устья колодца, измеренное манометром, $p = 1,0$ кгс/см². Уровень воды при откачке установился на глубине $h_c = 20$ м от поверхности земли.

Решение. Находим статический и динамический уровни:

$$H_{\text{ст}} = A + h + p/\gamma = 25 + 80 + 10 = 115 \text{ м}; H_{\text{дин}} = A + h - h_c = 25 + 60 - 20 = 65 \text{ м}.$$

По уравнению (VIII.8) дебит колодца составляет

$$Q = 2\pi K A \frac{H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2}{\ln R/r_0} = 2\pi K A \frac{H_{\text{ст}}^2 - H_{\text{дин}}^2}{2,3 \lg R/r_0} =$$

$$= 2 \cdot 3,14 \cdot 0,00025 \cdot 25 \cdot \frac{115^2 - 65^2}{2,3 \lg 200/0,049} = 0,236 \text{ м}^3/\text{сек} = 236 \text{ л/сек}.$$

По формуле (VIII.9) удельный дебит равен

$$q = Q/(H_{\text{ст}} - H_{\text{дин}}) = 236/(115 - 65) = 4,7 \text{ л/(сек} \cdot \text{м)}.$$

Контрольные вопросы к главе VIII

1. Классификация грунтовых вод.
2. Понятие о фильтрации. Что такое коэффициент фильтрации? Какова его размерность?
3. Раскрыть суть закона фильтрации Дарси.
4. Как определяют коэффициент фильтрации?
5. Как определяется дебит шахтного колодца?
6. Как определяется дебит артезианской скважины?

ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ, НАСАДКИ И ВОДОСЛИВЫ

§ 40. Классификация отверстий и их практическое применение

Вопрос истечения жидкостей через отверстия является одним из узловых моментов гидравлики. Ученые и инженеры изучали этот вопрос начиная с XVII в. Уравнение Д. Бернулли впервые было выведено при решении одной из задач на истечение жидкости из отверстия. При расчетах диафрагм, дырчатых смесителей, наполнении и опорожнении резервуаров, бассейнов, водохранилищ, шлюзовых камер и других емкостей решаются задачи на истечение жидкостей через отверстия. При решении этих задач определяют скорости и расходы жидкостей.

Экспериментально установлено, что при истечении жидкости из отверстий происходит сжатие струи, т. е. уменьшение ее поперечного сечения. Форма сжатой струи зависит от формы и размеров отверстия, толщины стенок, а также от расположения отверстия относительно свободной поверхности, стенок и дна сосуда, из которого вытекает жидкость. Сжатие струи происходит вследствие того, что частицы жидкости подходят к отверстию с разных сторон и по инерции движутся в отверстии по сходящимся траекториям.

Параллельное течение струй в отверстиях возможно только в том случае, когда толщина стенок сосуда близка к размерам отверстия, а стенки отверстия имеют плавные очертания, с расширением внутрь сосуда. При этом отверстие превращается в конoidalный насадок (см. ниже).

Отверстия классифицируют следующим образом:

1. По размеру. а) малые отверстия, когда $d < \frac{1}{10} \times H(z)$ или $a < \frac{1}{10} H(z)$ (рис. IX.1), где d — диаметр круглого отверстия; a — наименьший размер прямоугольного отверстия; H — напор; z — разность напоров при затопленном отверстии; б) большие отверстия, когда $d > \frac{1}{10} \times H(z)$ или $a > \frac{1}{10} H(z)$.

2. По толщине стенки, в которой сделано отверстие: а) отверстия в тонкой стенке, когда $t < 3d$ или $t < 3a$, где t — толщина стенки; б) отверстия в толстой стенке, когда $t > 3d$ или $t > 3a$.

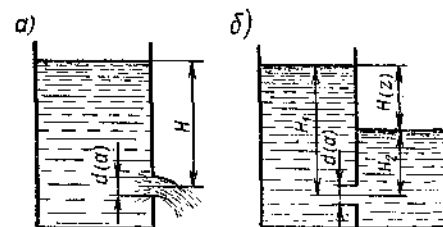


Рис. IX.1

3. По форме различают круглые, квадратные, прямоугольные, треугольные и другие отверстия.

§ 41. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при постоянном уровне

Выведем формулы скорости и расхода жидкости при истечении через малое отверстие. Пусть жидкость вытекает из большого резервуара через малое отверстие в его дне или стенке (рис. IX.2).

Опытами установлено, что сжатое сечение струи находится от внутренней поверхности резервуара на расстоянии около половины диаметра отверстия. Эта величина обычно бывает мала сравнительно с напором H в резервуаре, и можно считать, что центр отверстия и центр сжатого сечения струи находятся на одинаковой высоте, тем более при отверстии в боковой стенке. Высоту уровня жидкости в резервуаре H над центром отверстия называют *геометрическим напором*. В общем случае давление p_1 в резервуаре отличается от давления p_2 в пространстве, куда истекает жидкость.

Проведем плоскость сравнения 2-2 через центр сжатого сечения струи.

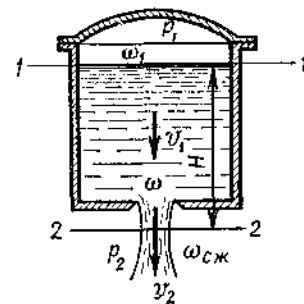


Рис. IX.2

Уравнение Д. Бернулли применить к сечению отверстия нельзя, так как струйки в последнем сходятся под большими углами, и движение жидкости в нем не плавно изменяющееся.

Напишем уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2

$$H + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \zeta_{отв} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (IX.1)$$

где v_1 — скорость подхода жидкости к отверстию в резервуаре; v_2 — средняя скорость течения в сжатом сечении; $\zeta_{отв}$ — коэффициент местного сопротивления при истечении через отверстие.

Перенесем наружное давление p_2 в левую часть и обозначим величину

$$H + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = H_0. \quad (IX.2)$$

Эта величина называется *напором истечения*.

В правой части уравнения (IX.1) вынесем за скобки v_2 . Тогда уравнение Д. Бернулли сведется к

$$H_0 = \frac{v_2^2}{2g} (\alpha_2 + \zeta_{отв}),$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{2gH_0}{\alpha_2 + \zeta_{отв}}}.$$

Обозначим величину

$$\frac{1}{\sqrt{\alpha_2 + \zeta_{отв}}} = \varphi. \quad (IX.3)$$

Величину φ называют *коэффициентом скорости*.

С учетом введенного обозначения

$$v_2 = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (IX.4)$$

Так как коэффициент Кориолиса $\alpha_2 \geq 1$, а коэффициент местных потерь напора в отверстии $\zeta_{отв} > 0$, то $\varphi < 1$. По опытным данным $\varphi = 0,97 - 0,98$, а $\alpha_2 \approx 1$. Отсюда

$$\zeta_{отв} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,97^2} - 1 = 0,06.$$

Для идеальной жидкости $\zeta_{отв} = 0$ и $\varphi = 1$. Тогда

$$v_2 = \sqrt{2gH_0}. \quad (IX.5)$$

Это уравнение называется *формулой Торичелли*. Оно показывает, что скорость в начале вытекающей струи равна скорости свободного падения тела, упавшего с высоты H_0 .

Когда поперечное сечение резервуара много больше площади живого сечения отверстия, а скорость жидкости в резервуаре незначительна (к примеру меньше 0,1 м/сек),

то скоростным напором $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$ можно пренебречь. В случае, когда давления снаружи и в резервуаре одинаковы $p_1 = p_2$, то весь напор истечения сводится к геометрическому напору, т. е. $H_0 = H$. Это бывает обычно при расчете истечения из открытых резервуаров в атмосферу.

Расход жидкости определится как произведение скорости истечения на площадь сжатого сечения струи

$$Q = v_2 \omega_{сж} = \varphi \varepsilon \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (IX.6)$$

где $\varepsilon = \omega_{сж}/\omega$ — коэффициент сжатия струи, равный отношению площади сжатого сечения $\omega_{сж}$ к площади отверстия ω .

Величину $\varphi \varepsilon$ обозначают через μ и называют *коэффициентом расхода*.

Таким образом, расход жидкости, вытекающей через отверстие, определяют по формуле

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}. \quad (IX.7)$$

При точных измерениях размеров сжатого сечения струи установлено, что при совершенном сжатии струи $\varepsilon = 0,62 - 0,64$. В этом случае $\mu = 0,60 - 0,62$. В общем же случае коэффициент расхода $\mu = \varphi \varepsilon$ зависит от условий сжатия.

При истечении не в газовую среду, а в смежный резервуар с той же жидкостью (что принято называть истечением «под уровень»), т. е. когда отверстие затоплено с обеих сторон, в качестве геометрического напора H принимают разность уровней жидкости в резервуарах. Числовые значения коэффициентов φ , ε и μ остаются при этом практически теми же.

В случае круглого отверстия, расположенного на значительном расстоянии от стенок, струя сжимается со всех сторон одинаково, и в сжатом сечении имеет также форму круга; при этом сжатое сечение находится от кромок отверстия на расстоянии около половины диаметра от

ствия — $0,5d$. Величина коэффициента сжатия зависит от относительных размеров отверстия и от положения его относительно стенок резервуара и поверхности жидкости.

В зависимости от расположения отверстия различают следующие виды сжатия (рис. IX.3):

- 1) полное сжатие со всех сторон (отверстия 1 и 2);
- 2) неполное, когда сжатия нет с одной или нескольких сторон (отверстия 3, 4 и 5).

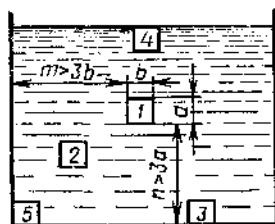


Рис. IX.3

Полное сжатие подразделяют на:
а) совершенное, когда $n \geq 3a$ и $m \geq 3b$ (отверстие 1);
б) несовершенное, когда $n < 3a$ или $m < 3b$ (отверстие 2).

Форма сечения струи жидкости при истечении претерпевает изменения, которые называются *инверсиями*. Инверсия происходит вследствие того, что скорости подхода к отверстию в разных точках его периметра различны и вследствие сил поверхностного натяжения. На рис. IX.4 показано изменение формы струи при истечении через квадратное отверстие по мере удаления от резервуара.



Рис. IX.4

При несовершенном сжатии коэффициент расхода μ_1 вычисляют по формулам:

$$\mu_1 = \mu (1 + \delta); \quad (IX.8)$$

для прямоугольных отверстий

$$\mu_1 = \mu (1 + \delta_1), \quad (IX.9)$$

где μ — значение коэффициента расхода при совершенном сжатии; δ и δ_1 — поправочные коэффициенты, зависящие от отношения площади сечения отверстий ω к площади сечения сосуда ω_1 . Значения этих коэффициентов принимают по табл. IX.1.

Следует отметить, что все коэффициенты истечения зависят от числа Рейнольдса. На рис. IX.5 приведены кривые (график А. Д. Альтшуля) зависимости коэффициентов μ , φ и ε от числа Рейнольдса для случая истечения из малого отверстия в тонкой стенке.

Таблица IX.1

Значение величин δ и δ_1 при несовершенном сжатии

ω/ω_1	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
δ	0,014	0,034	0,059	0,092	0,134	0,189	0,26	0,351	0,471	0,631
δ_1	0,019	0,042	0,071	0,107	0,152	0,208	0,278	0,365	0,473	0,608

Из рисунка видно, что с увеличением Re коэффициент скорости φ возрастает, приближаясь к 1, а коэффициент ε уменьшается от 1 до 0,6. Коэффициент же μ вначале возрастает, а затем уменьшается.

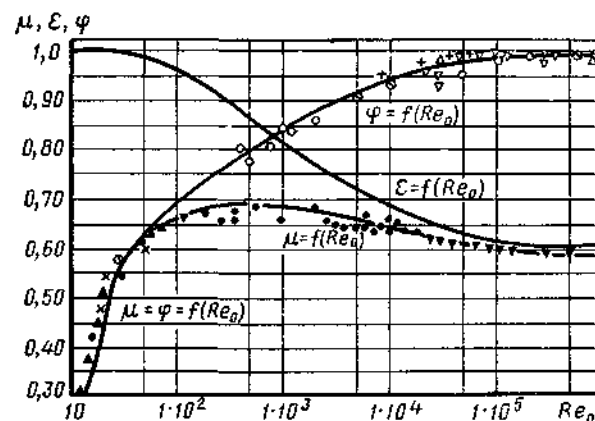


Рис. IX.5

При неполном сжатии коэффициент расхода вычисляют по уравнениям:

для круглых отверстий

$$\mu_1 = \mu (1 + 0,152 \cdot P_1/P); \quad (IX.10)$$

для прямоугольных отверстий

$$\mu_1 = \mu (1 + 0,128 \cdot P_1/P), \quad (IX.11)$$

где μ — коэффициент расхода при полном сжатии; P_1 — часть периметра, на котором нет сжатия; P — полный периметр отверстия.

При расчете больших отверстий значения коэффициентов расхода, рекомендованных Н. Н. Павловским, приведены в табл. IX.2.

Таблица IX.2

Значения коэффициентов расхода для больших отверстий

Вид отверстий и характер сжатия струи	Коэффициент расхода, μ
Большие отверстия с несовершенным, но всесторонним сжатием	0,70
Большие отверстия с умеренным боковым сжатием, без сжатия по дну	0,80
Средние отверстия (шириной до 2 м) с весьма слабым боковым сжатием, без сжатия	0,90
Большие отверстия (шириной 5—6 м) с весьма слабым боковым сжатием, без сжатия по дну	0,95

§ 42. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при переменном уровне

Истечение жидкостей при переменном уровне встречается при опорожнении и наполнении резервуаров, цистерн, шлюзовых камер, бассейнов и других емкостей. Обычно в этом случае необходимо определить время опорожнения или наполнения емкости.

Рассмотрим случай опорожнения резервуара через донное отверстие в атмосферу (рис. IX.6). Пусть резервуар призматического сечения и имеет площадь Ω . Очевидно, движение жидкости будет неустановившимся, так как уровень с течением времени опускается, что вызывает постоянное уменьшение расхода.

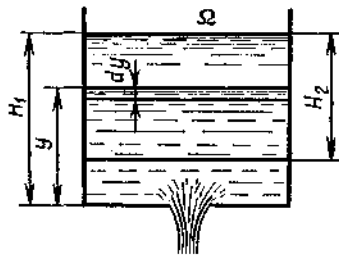


Рис. IX.6

Выберем какой-то момент времени, в который уровень жидкости в резервуаре будет y . За бесконечно малый промежуток времени dt уровень жидкости уменьшится на величину dy (за этот промежуток времени движение можно считать установившимся). За это время вытечет объем жидкости, равный

$$dW = Q dt, \quad (IX.12)$$

или

$$dW = \mu \omega \sqrt{2gy} dt. \quad (IX.13)$$

Выражая тот же объем жидкости через размеры резервуара, имеем

$$dW = -\Omega dy. \quad (IX.14)$$

Знак минус поставлен потому, что dy величина отрицательная (снижение уровня), а объем должен быть величиной положительной. Приравняв правые части уравнений (IX.13) и (IX.14), получим

$$-\Omega dy = \mu \omega \sqrt{2gy} dt,$$

откуда

$$dt = -\frac{\Omega dy}{\mu \omega \sqrt{2gy}}. \quad (IX.15)$$

Интегрируя полученное выражение, найдем время истечения

$$t = \int_{H_1}^{H_2} -\frac{\Omega}{\mu \omega \sqrt{2g}} \frac{dy}{\sqrt{y}}. \quad (IX.16)$$

или, вынося постоянные величины за знак интеграла,

$$t = -\frac{\Omega}{\mu \omega \sqrt{2g}} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dy}{\sqrt{y}} = -\frac{2\Omega (\sqrt{H_2} - \sqrt{H_1})}{\mu \omega \sqrt{2g}}.$$

Итак, время понижения уровня от H_1 до H_2

$$t = \frac{2\Omega (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (IX.17)$$

Время полного опорожнения, т. е. если $H_2 = 0$, равно

$$t = \frac{2\Omega \sqrt{H_1}}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (IX.18)$$

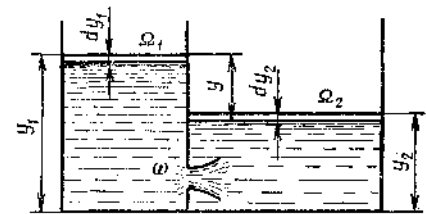


Рис. IX.7

Рассмотрим случай истечения под уровень (рис. IX.7). Пусть разность уровней жидкости в резервуарах равна y , площади поперечного сечения резервуаров соответственно Ω_1 и Ω_2 . Определим время выравнивания уровней при истечении жидкости через отверстие в тонкой стенке. За бесконечно малый промежуток времени из первого резервуара вытечет объем жидкости

$$dW = -\Omega_1 \cdot dy_1, \quad (a)$$

во втором резервуаре прибудет тот же объем, равный

$$dW = \Omega_2 \cdot dy_2, \quad (b)$$

в то же время

$$dW = \mu \omega \sqrt{2gy} dt. \quad (в)$$

Из чертежа имеем

или $y = y_1 - y_2$
 по $-\Omega_1 dy_1 = \Omega_2 dy_2$, откуда

$$dy = dy_1 - dy_2, \quad (г)$$

$$dy_2 = -\frac{\Omega_1}{\Omega_2} dy_1.$$

Подставим значение dy_2 в уравнение (г)

$$dy = dy_1 - \left(-\frac{\Omega_1}{\Omega_2} dy_1\right) = dy_1 \left(1 + \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right) = dy_1 \left(\frac{\Omega_1 + \Omega_2}{\Omega_2}\right),$$

откуда

$$dy_1 = dy \frac{\Omega_2}{\Omega_1 + \Omega_2}. \quad (д)$$

Подставим значение dy_1 из выражения (д) в уравнение (а)

$$dW = -\frac{\Omega_1 \Omega_2}{\Omega_1 + \Omega_2} dy$$

и приравняем правые части полученного уравнения и уравнения (в)

$$-\frac{\Omega_1 \Omega_2}{\Omega_1 + \Omega_2} dy = \mu \omega \sqrt{2gy} dt.$$

Разделим переменные и интегрируем

$$\int_0^t dt = -\frac{2\Omega_1 \Omega_2}{(\Omega_1 + \Omega_2) \mu \omega \sqrt{2g}} \cdot \int_y^0 \frac{dy}{\sqrt{y}}$$

и

$$t = \frac{2\Omega_1 \Omega_2 \sqrt{y}}{(\Omega_1 + \Omega_2) \mu \omega \sqrt{2g}}; \quad (IX.19)$$

в частном случае при $\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega$

$$t = \frac{\Omega \sqrt{y}}{\mu \omega \sqrt{2g}}. \quad (IX.20)$$

§ 43. Виды насадков и их применение. Истечение жидкости через насадки

Насадком называется отрезок трубы, длина которого в несколько раз больше внутреннего диаметра. Рассмотрим случай, когда к отверстию в стенке резервуара присоединен насадок диаметром d , равным диаметру отверстия.

На рис. IX.8 показаны наиболее распространенные виды насадков, применяемые на практике:

а — цилиндрический внешний; б — цилиндрический внутренний; в — конический расходящийся; г — конический

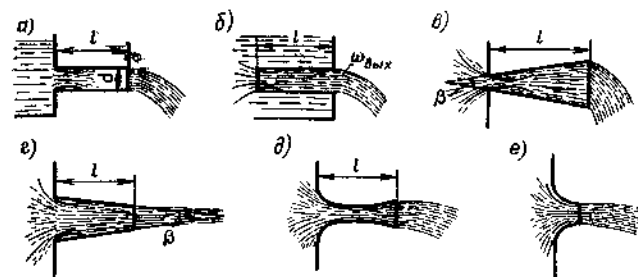


Рис. IX.8

сходящийся; д — коноидально-расходящийся; е — коноидальный.

Цилиндрические насадки встречаются в виде деталей гидравлических систем машин и сооружений. Конические сходящиеся и коноидальные насадки применяют для увеличения скорости и дальности полета струи воды (пожарные брандспойты, стволы гидромониторов, форсунки, сопла и т. п.).

Конические расходящиеся насадки применяют для уменьшения скорости и увеличения расхода жидкости и давления на выходе во всасывающих трубах турбин и др. В эжекторах и инжекторах также имеются конические насадки, как основной рабочий орган. Водопропускные трубы под насыпями дорог (с точки зрения гидравлики) также представляют собой насадки.

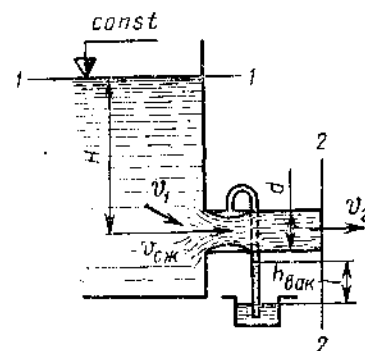


Рис. IX.9

Рассмотрим истечение через внешний цилиндрический насадок (рис. IX.9). Струя жидкости при входе в насадок сжимается, а потом расширяется и заполняет все сечение. Из насадка струя вытекает полным сечением, поэтому

коэффициент сжатия, отнесенный к выходному сечению, $\varepsilon=1$, а коэффициент расхода

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

Составим уравнение Д. Бернулли для сечений 1-1 и 2-2

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + h_{1-2},$$

где h_{1-2} — потери напора.

Для истечения из открытого резервуара в атмосферу аналогично истечению через отверстие уравнение Д. Бернулли приводится к виду

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (IX.21)$$

Потери напора в насадке складываются из потерь на входе и на расширение сжатой струи внутри насадки. (Незначительными потерями в резервуаре и потерями по длине насадка ввиду их малости можно пренебречь.) Итак,

$$h_{1-2} = \xi \frac{v_{сж}^2}{2g} + \frac{(v_{сж} - v_2)^2}{2g}. \quad (IX.22)$$

По уравнению неразрывности можем записать:

$$v_{сж} \omega_{сж} = v_2 \omega_2,$$

откуда

$$v_{сж} = (\omega_2 / \omega_{сж}) v_2 = v_2 / \varepsilon. \quad (IX.23)$$

Подставляя значение $v_{сж}$ в уравнение (IX.22), имеем

$$\begin{aligned} h_{1-2} &= \xi \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = \frac{v_2^2}{2g} \left(\xi + \frac{1}{\varepsilon^2} - \frac{2}{\varepsilon} + 1 \right) = \\ &= \xi_c \frac{v_2^2}{2g}, \end{aligned} \quad (IX.24)$$

где обозначено

$$\xi_c = \xi + \frac{1}{\varepsilon^2} - \frac{2}{\varepsilon} + 1. \quad (IX.25)$$

Полученное значение потерь напора подставим в уравнение (IX.21), тогда

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + \xi_c \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} (1 + \xi_c).$$

Отсюда скорость истечения

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_c}} \sqrt{2gH}.$$

Обозначая

$$\frac{1}{\sqrt{1 + \xi_c}} = \varphi_n, \quad (IX.26)$$

получим для скорости уравнение

$$v_2 = \varphi_n \sqrt{2gH}. \quad (IX.27)$$

Определим расход жидкости

$$Q = v_2 \omega_2 = \varphi_n \omega_2 \sqrt{2gH}.$$

Но для насадка $\mu_n = \varphi_n$ и

$$Q = \mu_n \omega_n \sqrt{2gH}, \quad (IX.28)$$

где μ_n — коэффициент расхода насадка; ω_n — площадь живого сечения насадка.

Таким образом, уравнения для определения скорости и расхода жидкости через насадок имеют тот же вид, что и для отверстия, но другие значения коэффициентов. Для коэффициента сжатия струи (при больших значениях Re и $\xi \approx 0$) можно приближенно принять $\varepsilon = 0,64$, и тогда по формулам (IX.25) и (IX.26) получается $\mu = \varphi_n = 0,84$. Фактически происходят и потери по длине, поэтому для истечения воды в обычных условиях можно принимать $\mu_n = \varphi_n = 0,82$.

Сравнивая коэффициенты расхода и скорости для насадка и отверстия в тонкой стенке, устанавливаем, что насадок увеличивает расход и уменьшает скорость истечения.

Характерной особенностью насадка является то, что давление в сжатом сечении меньше атмосферного. Это положение доказывается уравнением Д. Бернулли, составленным для сжатого и выходного сечений.

Во внутренних цилиндрических насадках сжатие струи на входе больше, чем у внешних, и поэтому значения коэффициентов расхода и скорости меньше. Опытами найдены коэффициенты для воды $\mu = \varphi = 0,71$.

В наружных конических сходящихся насадках сжатие и расширение струи на входе меньше, чем в наружных цилиндрических, но появляется внешнее сжатие на

выходе из насадков. Поэтому коэффициенты ξ , φ и μ зависят от угла конусности. С увеличением угла конусности до 13° коэффициент расхода μ растет, а с дальнейшим увеличением угла уменьшается.

Конические сходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда нужно получить большую выходную скорость струи, дальность полета и силу удара струи (гидромониторы, пожарные стволы и т. п.).

В конических расходящихся насадках внутреннее расширение струи после сжатия больше, чем в конических сходящихся и цилиндрических, поэтому потери напора здесь возрастают и коэффициент скорости φ уменьшается. Внешнего сжатия при выходе нет.

Коэффициенты φ и μ зависят от угла конусности. Так, при угле конусности $\beta < 8^\circ$ значения коэффициентов можно принимать равными $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0,45$; при $\beta = 12^\circ$ (предельный угол) $\varphi_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} = 0,26$. При $\beta > 12^\circ$ струя вытекает, не касаясь стенок насадка, т. е. как из отверстия без насадка.

Таблица IX.3

Значения коэффициентов ξ , φ и μ для насадков

Тип насадков	ξ	φ	μ
Наружный цилиндрический	1	0,82	0,82
Внутренний цилиндрический	1	0,71	0,71
Конический сходящийся при $\beta = 13^\circ 24'$	0,982	0,963	0,946
Конический расходящийся $\beta = 8^\circ$	1	0,45	0,45
Конический	1	0,98	0,98

Примечание. Для конических насадков коэффициенты даны для выходного сечения.

Конические расходящиеся насадки применяют в тех случаях, когда необходимо уменьшить скорость истечения, например, насадки для подачи смазочных масел и т. п. В конических расходящихся насадках в месте сжатия струи создается большой вакуум, поэтому их еще применяют там, где требуется создать большой эффект всасывания (эжекторы, инжекторы и т. п.).

Коноидальные насадки имеют очертания формы струи, вытекающей через отверстие в тонкой стенке. Для этих насадков значение коэффициентов составляет: $\varphi = \mu = 0,97—0,995$.

Их применяют в пожарных брандспойтах, но редко, так как изготовление их очень сложное.

Для коноидально-расходящегося насадка можно получить коэффициент расхода больше единицы за счет увеличения выходного сечения.

В табл. IX.3 приводятся средние значения коэффициентов для различных насадков.

§ 44. Водосливы

Водосливами называют устройства в виде преград, поставленных на пути движения потока жидкости и предназначенных для слива жидкости. При переливе через

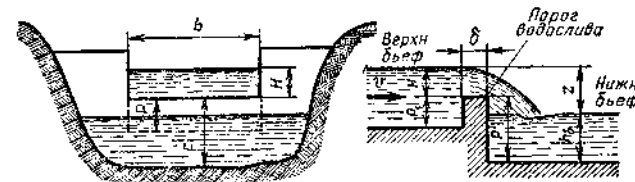


Рис. IX.10

водослив поток жидкости имеет свободную поверхность. К водосливам относятся и большие отверстия, если протекающая жидкость не смачивает верхней кромки, и многие гидравлические инженерные сооружения, например, малые мосты, водосбросы плотин, безнапорные водопропускные трубы в насыпях дорог, водозаборные устройства каналов, переливные насыпи дорог и др.

Для водосливов приняты следующие обозначения и термины (рис. IX.10): *порог водослива* (гребень, ребро) — верхний край стенки водослива; *длина ребра*, обозначаемая через b , называется *шириной*, или *пролетом водослива*. Поток перед водосливом называют *верхним бьефом*, за водосливом — *нижним бьефом*. При подходе к водосливу на расстоянии около $3H$ начинается понижение водной поверхности (спад). После перелива, по мере падения струи набирает скорость, а поэтому толщина ее уменьшается. Наибольшее превышение уровня жидкости над порогом H называется *напором* (напор измеряется на расстоянии не ближе $(2—3)H$ до порога). Через δ обозначают ширину порога водослива. Средняя ширина потока до водослива обозначается через B . Остальные обозначения общепринятые.

Водосливы классифицируются по расположению порога, в плане, форме отверстия, продольному очертанию порога, наличию бокового сжатия и сопряжению ниспадающей струи с нижним бьефом.

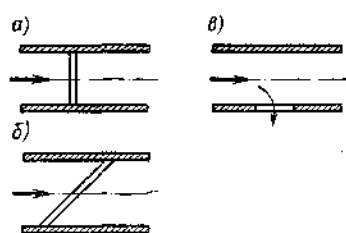


Рис. IX.11

По расположению порога водосливы бывают прямые (рис. IX.11, а), когда порог водослива перпендикулярен направлению потока в верхнем бьефе, косые (рис. IX.11, б) — порог расположен под углом к потоку,

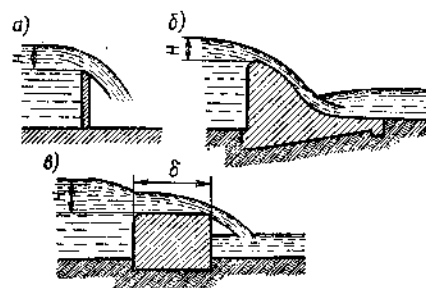


Рис. IX.13

боковые (рис. IX.11, в) — порог расположен параллельно направлению потока.

По форме отверстия делают прямоугольные (рис. IX.12, а), трапециевидные (рис. IX.12, б), треугольные (рис. IX.12, в) водосливы.

По продольному очертанию стенки водосливы встречаются с тонкой стенкой (рис. IX.13, а); практического профиля, в которых вода переливается через толстую стенку, а очертание низовой грани близко к форме струи (рис. IX.13, б), с широким порогом (рис. IX.13, в), ширина которых δ в несколько раз больше напора H .

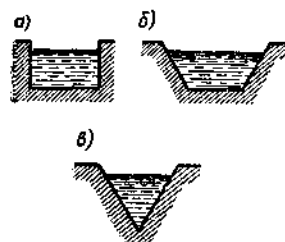


Рис. IX.12

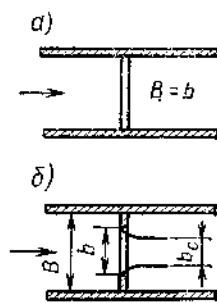


Рис. IX.14

По расположению в плане водосливы бывают с боковым сжатием (ширина порога меньше ширины потока) (рис. IX.14, б) и без бокового сжатия (рис. IX.14, а).

По сопряжению струи с нижним бьефом водосливы встречаются незатопленные, когда уровень нижнего бьефа не влияет на расход водослива (рис. IX.15), и затопленные, когда уровень нижнего бьефа влияет на расход, снижая его.

Выведем основное уравнение для определения расхода при истечении через незатопленный водослив с тонкой стенкой (рис. IX.15). Разделим сечение потока над водосливом на ряд элементарных полосок высотой dz . Элементарный расход dQ , проходящий через элементарную полоску, находящуюся на глубине (без учета скорости подхода), по формуле расхода отверстия равен

$$dQ = \mu b dz \sqrt{2gz}.$$

Интегрируя в пределах изменения от H до 0, получим полный расход

$$Q = \int_0^H \mu b dz \sqrt{2gz} = \mu b \sqrt{2g} \int_0^H \sqrt{z} \cdot dz;$$

$$Q = \frac{2}{3} \mu l \sqrt{2gz} \cdot H^{3/2}. \quad (IX.29)$$

Величину $m = \frac{2}{3} \mu$ называют коэффициентом расхода. С учетом вышесказанного

$$Q = ml \sqrt{2g} \cdot H^{3/2}. \quad (IX.30)$$

Уравнение (IX.30) является основной расчетной формулой для незатопленных водосливов всех типов. При расчете различных видов водосливов изменяется только значение m , которое обычно определяется опытным путем или по эмпирическим формулам. Рассмотрим подробнее ряд водосливов.

Незатопленный водослив с тонкой стенкой. Водослив считается незатопленным (рис. IX.16), если уровень нижнего бьефа ниже порога водослива, т. е. при $h_0 < P$.

Рассмотрим случай без бокового сжатия. Поток жидкости переливается свободно, т. е. под струей в пространство между стенкой и потоком свободно проникает воздух. Для расчета этого вида водослива применяют уравнение (IX.30).

Затопленный водослив с тонкой стенкой применяют в качестве водомера, при этом ошибка в расходе не превышает 1%. Значения коэффициента m определяют по формуле

$$m = \left(0,405 + \frac{0,0027}{H} \right) \left[1 + 0,55 \frac{H^2}{(H+P_1)^2} \right]. \quad (\text{IX.31})$$

Значения входящих в формулу величин следует подставлять в метрах.

Некоторые значения коэффициента m , вычисленные по формуле (IX.31), приведены в табл. IX.4.

Таблица IX.4

Значения коэффициента расхода m для незатопленного водослива с тонкой стенкой

H, м	Высота стенки водослива P_1 , м			
	0,5	1,0	2,0	3,0
0,5	0,467	0,436	0,419	0,410
0,7	0,485	0,447	0,424	0,409
1,0	—	0,465	0,433	0,408
1,5	—	0,464	0,432	0,407
2,0	—	0,464	0,432	0,406

Затопленный водослив с тонкой стенкой. Для этого случая водослива (рис. IX.16) должны выполняться следующие условия:

а) уровень воды в нижнем бьефе должен быть выше порога

$$h_0 > P;$$

б) относительный перепад должен быть не более $z_0/P \leq 0,7$, где $z_0 = z + \frac{v_0^2}{2g}$ — величина перепада z с учетом

скорости подхода. Экспериментально установлено, что при $z_0/P \geq 0,7$ возникает явление гидравлического прыжка. При этом жидкость отгоняется от водослива, а вблизи него уровень оказывается ниже порога, и водослив работает как незатопленный.

Расход через затопленный водослив с тонкой стенкой определяют по уравнению (IX.30) с введением поправочного коэффициента σ на затопление

$$Q = \sigma m b \sqrt{2gH}^{3/2}. \quad (\text{IX.32})$$

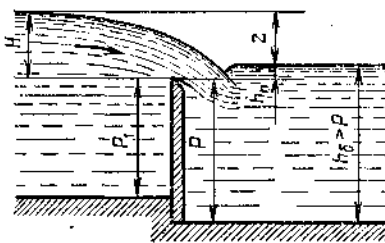


Рис. IX.16

Значение коэффициента σ принимают по табл. IX.5.

Таблица IX.5

Значения коэффициента затопления σ для водосливов с тонкой стенкой

z/P	h_0/P											
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00
0,05	0,84	0,74	0,68	0,64	0,58	0,54	0,52	0,50	0,48	0,47	0,46	0,45
0,10	0,93	0,85	0,80	0,76	0,70	0,66	0,64	0,61	0,60	0,58	0,57	0,55
0,15	0,96	0,90	0,86	0,82	0,77	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,65	0,63
0,20	0,98	0,94	0,90	0,87	0,82	0,79	0,76	0,74	0,72	0,71	0,69	0,68
0,30	1,01	0,97	0,94	0,92	0,88	0,85	0,83	0,81	0,80	0,79	0,78	0,77
0,40	1,02	0,99	0,97	0,95	0,92	0,90	0,88	0,88	0,85	0,85	0,84	0,83
0,50	1,03	1,01	0,99	0,98	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,89	0,88	0,87
0,60	1,03	1,02	1,00	0,99	0,98	0,96	0,94	0,93	0,92	0,92	0,91	0,91
0,70	1,04	1,02	1,01	1,00	0,99	0,98	0,96	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93

Примечание. h_0 — превышение уровня воды в нижнем бьефе над порогом водослива (см. рис. IX.7).

Пример 1. Определить расход через водослив с тонкой стенкой без бокового сжатия, если уровень воды в нижнем бьефе выше порога $b=0,6$ м, $P_1=P=0,45$ м; $H=0,5$ м; $h_0=0,7$ м.

Решение. Проверяем условие затопления:

$$h_0=0,6 \text{ м} > P=0,45 \text{ м}.$$

Разность уровней бьефов равна

$$z = (H+P) - h_0 = (0,5+0,45) - 0,7 = 0,25 \text{ м}.$$

Относительный перепад

$$z/P = 0,25/0,45 = 0,555 \text{ м} < 0,7 \text{ м.}$$

Следовательно, водослив затопленный.

Превышение уровня в нижнем бьефе над порогом.

$$h_n = 0,7 - 0,45 = 0,25 \text{ м,}$$

а относительное затопление

$$h_n/P = 0,25/0,45 = 0,555.$$

По табл. IX.5 коэффициент затопления $\sigma = 0,915$ (коэффициент найден интерполяцией).

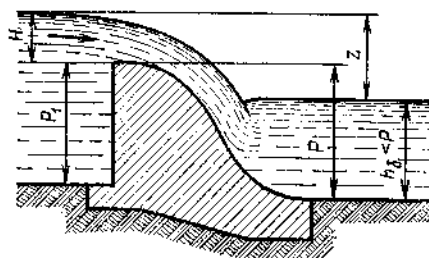


Рис. IX.17

По формуле (IX.28) коэффициент расхода $m = 0,463$.

По формуле (IX.27) расход равен

$$Q = \sigma m b \sqrt{2g} \cdot H^{3/2} = 0,915 \cdot 0,463 \cdot 0,6 \sqrt{19,62 \cdot 0,5^{3/2}} = 0,395 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

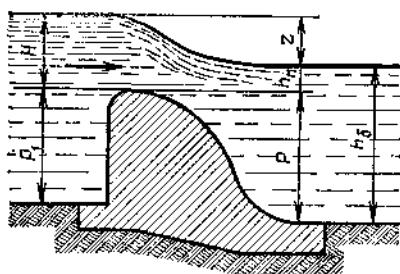


Рис. IX.18

Водослив практического профиля. Водослив будет незатопленным, если $h_0 < P$ или $h_n/H \leq 0,4$, а $z_0/P \geq 0,7$ (рис. IX.17).

Расчетное уравнение для расхода имеет вид

$$Q = \varepsilon m b \sqrt{2g} H_0^{3/2}, \quad (\text{IX.33})$$

где $H_0 = H + \frac{\alpha v^2}{2g}$ напор с учетом скорости подхода, при

этом $\alpha = 1 - 1,1$; ε — коэффициент, учитывающий боковое сжатие, определяемый по формуле

Е. А. Замарина

$$\varepsilon = 1 - a \frac{H_0}{H_0 - b}. \quad (\text{IX.34})$$

Здесь α — коэффициент, учитывающий форму оголовка быков (устоев), для прямоугольных в плане быков $\alpha = 0,2$, полукруглых $\alpha = 0,11$, криволинейных заостренных $\alpha = 0,06$; b — ширина отверстия.

При ориентировочных подсчетах в среднем принимают $\varepsilon = 0,85 - 0,95$.

При затопленном водосливе опытами установлено, что затопление наступает при

$$h_0 > P, \quad z_0/P < 0,7 \text{ и } h_n/H > 0,40. \quad (\text{рис. IX.18})$$

Расход при затоплении определяют по уравнению

$$Q = \sigma \varepsilon m b \sqrt{2g} H_0^{3/2}, \quad (\text{IX.35})$$

где σ — коэффициент затопления, принимаемый по табл. IX.6.

Таблица IX.6

Значения коэффициента затопления σ для водосливов практического профиля

h_n/H	σ	h_n/H	σ	h_n/H	σ	h_n/H	σ
0,40	0,99	0,65	0,94	0,76	0,846	0,88	0,629
0,45	0,986	0,66	0,93	0,78	0,82	0,90	0,575
0,50	0,98	0,68	0,921	0,80	0,79	0,92	0,515
0,55	0,97	0,70	0,906	0,82	0,756	0,94	0,449
0,60	0,96	0,72	0,889	0,84	0,719	0,95	0,412
0,62	0,955	0,74	0,869	0,85	0,699	1,00	0,000
0,63	0,95	0,75	0,858	0,86	0,677	—	—

Коэффициент расхода m в уравнении (IX.35) зависит от очертания водослива в продольном профиле и принимается по справочникам. Ориентировочно при плавном очертании сливной грани $m = 0,40 - 0,49$.

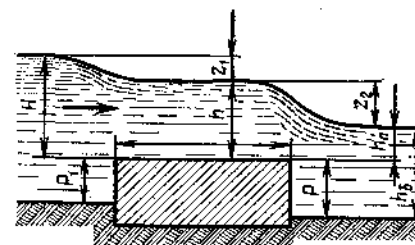


Рис. IX.19

Водослив с широким порогом (незатопленный). Водосливом с широким порогом (рис. IX.19) называется водослив, имеющий горизонтальный порог,

длина которого вдоль потока в три — пять раз превышает напор H . Над порогом поток имеет поверхность, почти параллельную поверхности порога. У незатопленного порога наблюдается два перепада свободной поверхности потока: в начале и в конце порога. Следует отметить, что при незатопленном водосливе с широким порогом в конце его устанавливается критическая глубина. А именно, пока уровень нижнего бьефа не превысит уровень воды в конце водослива, затопление не будет влиять на истечение

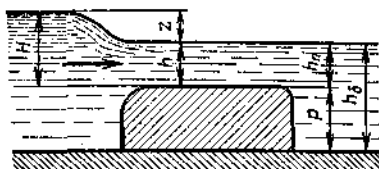


Рис. IX.20

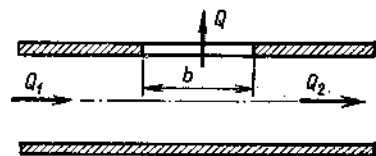


Рис. IX.21

жидкости через водослив и соответственно на коэффициент расхода. Расход через незатопленный водослив определяют по уравнению (IX.33).

Водослив считается незатопленным при условии, что уровень воды в нижнем бьефе лежит ниже порога водослива или выше порога на величину $h_n < KH_0$.

Значения K в зависимости от коэффициентов расхода m и скорости φ принимаются по табл. IX.7.

Таблица IX.7

Значения K в зависимости от m и φ для водослива с широким порогом

φ	1	0,968	0,951	0,936	0,923	0,912	0,90	0,891	0,881
K	0,667	0,71	0,73	0,76	0,775	0,79	0,805	0,82	0,83
m	0,385	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30

Для затопленного водослива $h_n > KH_0$ и глубина на пороге $h = h_n$ (рис. IX.20).

Расход для затопленного водослива определяют по уравнению

$$Q = \varepsilon \varphi b h \sqrt{2g(H_0 - h)}. \quad (IX.36)$$

Косой и боковой водосливы. Расход при незатопленном водосливе (рис. IX.21) определяют по формуле

$$Q = \delta \varepsilon m b \sqrt{2gH^{3/2}}, \quad (IX.37)$$

где δ — коэффициент уменьшения пропускной способности при косом и боковом сливе, зависящий от угла отвода α .

Экспериментально установлено, что δ имеет следующие значения в зависимости от α .

α	0°	30°	45°	60°	75°	90°
δ	1	0,97	0,95	0,93	0,90	0,86

Для затопленного бокового водослива с широким порогом расход определяют по формуле

$$Q = \delta \varepsilon \varphi b h \sqrt{2g(H - h)}. \quad (IX.38)$$

Значение φ принимается по табл. IX.8.

Таблица IX.8

Значения коэффициентов скорости и расхода для водосливов с широким порогом

Характеристика порога водослива	φ	m
При хорошо округленной форме входной части водослива и очень хорошем плавном переходе	0,951	0,36
Порог с закругленным входным ребром	0,936	0,35
Притупленный входной угол	0,912	0,33
Порог без закругления входного ребра	0,90	0,32
Порог без закругления входного ребра при неблагоприятных гидравлических условиях	0,881	0,30

Значения коэффициента бокового сжатия ε при $H_0 < b$ следующие:

прямоугольная форма входа $\varepsilon = 0,80$

заостренная » » $\varepsilon = 0,86$

криволинейная » » $\varepsilon = 0,92$

отсутствие бокового сжатия $\varepsilon = 1,0$

Пример 2. Определить ширину отверстия водоспуска плотины при расходе $Q = 35 \text{ м}^3/\text{сек}$, глубине в нижнем бьефе $h_0 = 3,3 \text{ м}$.

высоте порога водослива у нижнего бьефа $P=1,2$ м, превышении горизонта воды над порогом водослива со стороны верхнего бьефа $H=2,5$ м (рис. IX.22), скорость подхода $v_0=1,1$ м/сек. Порог с закругленным входным ребром, форма входа криволинейная.

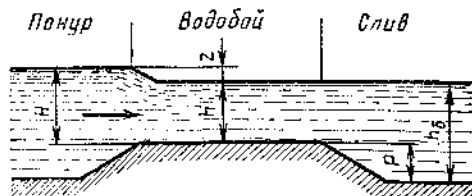


Рис. IX.22

Решение. Определим затопление водослива

$$h_n = h_0 - P = 3,3 - 1,2 = 2,1 \text{ м.}$$

По табл. IX.8 находим значение φ . В нашем случае $\varphi=0,936$ и $\varepsilon=0,92$.

При $\varphi=0,936$ $K=0,76$ (табл. IX.7). Тогда

$$H_0 = 2,5 + 1,1^2 / 19,62 = 2,56 \text{ м.}$$

$$KH_0 = 0,76 \cdot 2,56 = 1,95 \text{ м, что меньше, чем } h_n = 2,1 \text{ м.}$$

Следовательно, водослив затопленный.

Ширину водослива определяем по формуле (IX.36), решив ее относительно искомой величины b

$$b = \frac{Q}{\varepsilon \varphi h \sqrt{2g(H_0 - h)}} = \frac{35}{0,92 \cdot 0,936 \cdot 2,1 \sqrt{19,62(2,56 - 2,2)}} = 7,27 \text{ м} \approx 7,3 \text{ м.}$$

Контрольные вопросы к главе IX

1. Дать классификацию отверстий и насадков.
2. Вывести уравнения скорости и расхода при истечении жидкости через незатопленное отверстие в тонкой стенке при постоянном уровне.
3. То же, при затопленном отверстии.
4. Вывести формулу определения времени выравнивания уровней в призматических резервуарах.
5. Приведите основные расчетные формулы для определения v и Q при истечении жидкости через насадки.
6. Как определяются коэффициенты расхода μ и скорости φ при истечении через насадки? Сравните их числовые значения для различных насадков.
7. Основные элементы водосливов и их классификация.
8. Приведите основные расчетные формулы для определения расхода при истечении жидкости через различные виды водосливов.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

НАСОСЫ

Насосами называются машины, служащие для перекачки и создания напора жидкостей всех видов, механической смеси жидкостей с твердыми и коллоидными веществами и газов. Следует заметить, что машины для перекачки и создания напора газов (газообразных жидкостей) выделены в отдельные группы и получили название вентиляторов и компрессоров и служат предметом специального изучения, поэтому в данном разделе не рассматриваются.

Насосы в настоящее время являются самым распространенным видом машин.

По принципу действия насосы подразделяются на:

а) центробежные, у которых перекачка и создание напора происходят вследствие центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса;

б) осевые (пропеллерные) насосы, рабочим органом у которых служит лопастное колесо пропеллерного типа. Жидкость в этих насосах перемещается вдоль оси вращения колеса;

в) поршневые и скальчатые насосы, в которых жидкость перемещается при возвратно-поступательном движении поршня или скалки. К этой группе можно отнести простейший вид поршневых насосов — диафрагмовые насосы, у которых рабочим органом служит резиновая или кожаная диафрагма, совершающая возвратно-поступательные движения;

г) тараны, работающие за счет энергии гидравлического удара;

д) струйные насосы, в которых перемещение жидкости осуществляется за счет энергии потока вспомогательной жидкости, пара или газа;

е) эрлифты (воздушные водоподъемники), в которых рабочим телом является сжатый воздух.

В зависимости от назначения и принципа действия конструктивное исполнение насосов самое различное. Ниже рассматривается устройство, принцип работы, характеристика и применение основных групп насосов.

Глава X ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

§ 45. Устройство и классификация центробежных насосов

Центробежный насос состоит из следующих основных элементов (рис. X.1): спирального корпуса 1, рабочего

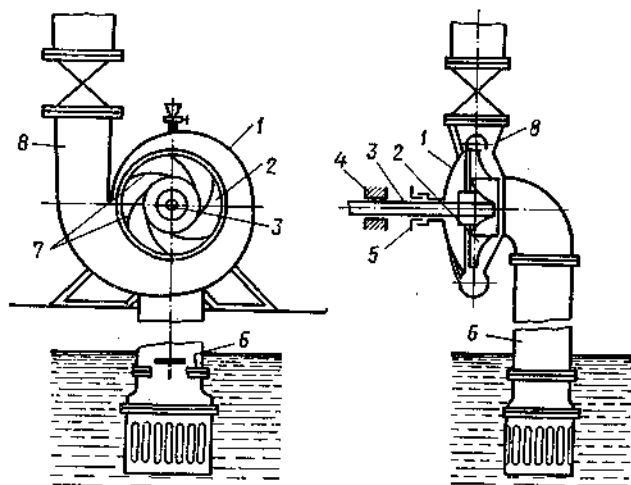


Рис. X.1

колеса 2, расположенного внутри корпуса и сидящего на валу 3. Рабочее колесо на вал насаживается с помощью шпонки.

Вал вращается в подшипниках 4, в месте прохода вала через корпус для уплотнения устроены сальники 5. Вода в корпус насоса поступает через всасывающий патрубок 6 и попадает в центральную часть вращающегося рабочего колеса. Под действием лопаток 7 рабочего колеса 2

жидкость начинает вращаться и центробежной силой отбрасывается от центра к периферии колеса в спиральную часть корпуса (в турбинных насосах в направляющий аппарат) и далее через нагнетательный патрубок 8 в напорный трубопровод. В результате действия лопаток рабочего колеса на частицы воды кинетическая энергия двигателя преобразуется в давление и скоростной напор струи. Напор насоса измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости. Всасывание жидкости происходит вследствие разрежения перед лопатками рабочего колеса.

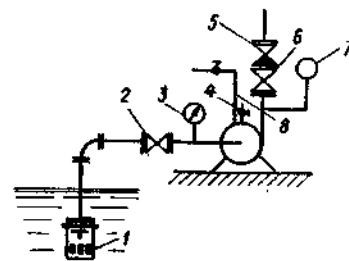


Рис. X.2

Для создания большего напора и лучшего стекания жидкости лопаткам придают специальную выпуклую форму, причем рабочее колесо должно вращаться выпуклой стороной лопаток в направлении нагнетания.

Центробежный насос должен быть оборудован следующей арматурой и приборами (рис. X.2): приемным обратным клапаном с сеткой 1, предназначенным для удержания в корпусе и всасывающем патрубке насоса воды при его заливе перед пуском; сетка служит для задержания крупных взвесей, плавающих в воде; задвижкой 2 на всасывающем патрубке, которая устанавливается около насоса; вакуумметром 3 для измерения разрежения на всасывающей стороне. Вакуумметр устанавливается на трубопроводе между задвижкой и корпусом насоса; краном 4 для выпуска воздуха при заливе (устанавливается в верхней части корпуса); обратным клапаном 5 на напорном трубопроводе, предотвращающем движение воды через насос в обратном направлении при параллельной работе другого насоса; задвижкой 6 на напорном трубопроводе, предназначенной для пуска в работу, остановки и регулирования производительности и напора насоса; манометром 7 на напорном патрубке для измерения напора, развиваемого насосом; предохранительным клапаном (на рисунке не указан) на напорном патрубке за задвижкой для защиты насоса, напорного патрубка и трубопровода от гидравлических ударов; устройством 8 для залива насоса.

В связи с тем что насосные установки часто включаются в основной комплекс оборудования для регулирования

режимов работы установок различного назначения, они могут быть оборудованы разнообразными приборами автоматики.

Центробежные насосы классифицируют по:

1) числу колес [одноступенчатые (одноколесные), многоступенчатые (многokolесные)]; кроме того, одноколесные насосы выполняют с консольным расположением вала — консольные;

2) напору [низкого напора до 2 кгс/см^2 ($0,2 \text{ МН/м}^2$), среднего напора от 2 до 6 кгс/см^2 (от $0,2$ до $0,6 \text{ МН/м}^2$), высокого напора больше 6 кгс/см^2 ($0,6 \text{ МН/м}^2$)];

3) способу подвода воды к рабочему колесу [с односторонним входом воды на рабочее колесо, с двусторонним входом воды (двойного всасывания)];

4) расположению вала (горизонтальные, вертикальные);

5) способу разъема корпуса (с горизонтальным разъемом корпуса, с вертикальным разъемом корпуса);

6) способу отвода жидкости из рабочего колеса в спиральный канал корпуса (спиральные и турбинные). В спиральных насосах жидкость отводится непосредственно в спиральный канал; в турбинных жидкость, прежде чем попасть в спиральный канал, проходит через специальное устройство — направляющий аппарат (неподвижное колесо с лопатками);

7) степени быстроходности рабочего колеса (тихоходные, нормальные, быстроходные);

8) роду перекачиваемой жидкости (водопроводные, канализационные, кислотные и щелочные, нефтяные, землещосные и др.);

9) способу соединения с двигателем [приводные (с редуктором или со шкивом), непосредственного соединения с электродвигателем с помощью муфт]. Насосы со шкивным приводом в настоящее время встречаются редко.

§ 46. Теоретическая производительность центробежного насоса

Впервые основное уравнение центробежных насосов было выведено членом Петербургской академии наук знаменитым математиком и механиком Л. Эйлером.

В центробежных насосах жидкость подводится к лопаткам рабочего колеса вдоль оси вала (рис. X.3). При входе на лопатки происходит отклонение струй от осевого направления к радиальному. Жидкость на лопатки посту-

пает с абсолютной скоростью c_1 , а на внешней окружности рабочего колеса скорость ее достигает величины c_2 .

Частицы жидкости между лопатками рабочего колеса совершают сложное движение. Во-первых, они участвуют во вращении с окружной переносной скоростью u и, во-вторых, перемещаются вдоль лопаток с относительной

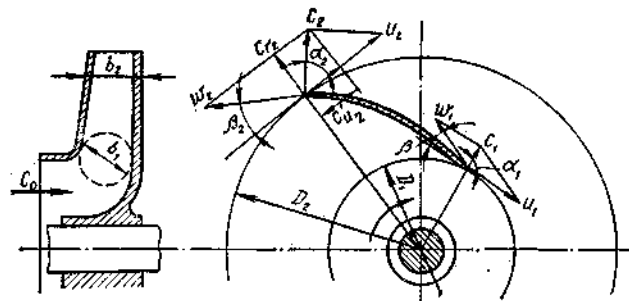


Рис. X.3

скоростью w . Для упрощения принимают, что движение жидкости является струйным, и траектории движения каждой частицы повторяют очертания лопаток. Такое движение возможно было бы при бесконечно большом числе лопаток.

Абсолютная скорость движения жидкости равна геометрической сумме переносной (окружной) и относительной скоростей (параллелограмм скоростей на рис. X.3)

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (\text{X.1})$$

Следует заметить, что окружная скорость $\vec{u}$ направлена по касательной к той окружности, на которой расположена частица, а относительная скорость $\vec{w}$ направлена по касательной к поверхности лопатки в данной точке.

Радиальная составляющая абсолютной скорости на ободе рабочего колеса равна

$$\vec{c}_{r_2} = \vec{c}_2 \cdot \sin \alpha, \quad (\text{X.2})$$

а окружная составляющая

$$\vec{c}_{u_2} = \vec{c}_2 \cdot \cos \alpha, \quad (\text{X.3})$$

где α — угол между направлением абсолютной скорости и касательной к окружности; r — индекс, обозначающий «радиальная»; u — индекс, обозначающий «окружная».

Индексы «1» и «2» приняты для обозначения величин соответственно на входе в рабочее колесо и на выходе из него.

Окружная скорость рабочего колеса на выходе

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса, м; n — число оборотов в минуту.

Радиальную составляющую абсолютной скорости можно определить исходя из уравнения неразрывности потока

$$c_{r2} = \frac{Q_m}{\omega} = \frac{Q_m}{\pi D_2 b_2 \psi}, \quad (\text{X.4})$$

где Q_m — теоретический расход жидкости, проходящий через колесо, м³/сек; ω — живое сечение на выходе из колеса, м²; b_2 — ширина рабочего колеса на выходе, м; ψ — коэффициент сжатия потока лопатками на выходе; его значение для малых насосов принимают равным 0,9 и для больших — 0,95.

Аналогично можно определить величины абсолютной скорости, окружной скорости, угол между направлением относительной скорости и касательной на входе в рабочее колесо. Абсолютная скорость на входе зависит от конструктивных особенностей рабочего колеса; для большинства насосов угол входа при оптимальном режиме назначается равным 90° с таким расчетом, чтобы избежать гидравлического удара; тогда окружная скорость на входе $c_{u1} = 0$ (радиальный вход).

Коэффициент сжатия струи на входе по лабораторным исследованиям можно принять для малых насосов равным 0,75, для больших — до 0,83.

В целях предотвращения гидравлического удара при поступлении жидкости на рабочее колесо необходимо, чтобы скорость ее не изменялась ни по величине, ни по направлению, т. е. направление относительной скорости при входе должно совпадать с направлением изгиба тела лопатки. Практика и опыт показывают, что при небольшом отклонении угла до 7—8° поток от лопаток не отрывается и поэтому гидравлические потери на удар можно принимать равными нулю. А это позволяет лопатки рабочего колеса у входа выполнять несколько круче, чем из условия безударного входа. Кроме того, входную кромку лопаток округляют.

После рассмотрения предварительных данных можно перейти к выводу основного уравнения центробежного насоса.

Выше было принято, что рабочее колесо имеет бесконечно большое число лопаток, и работа происходит без гидравлических потерь; это позволяет считать, что весь

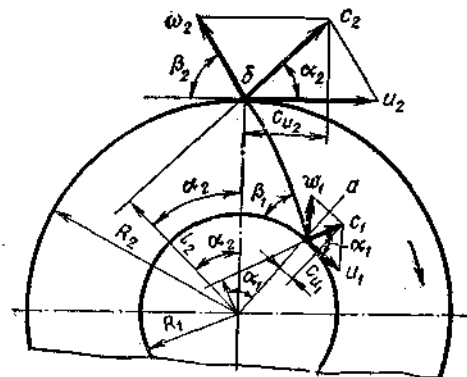


Рис. X.4

поток в колесе состоит из одинаковых элементарных струек, имеющих форму межлопаточного пространства колеса, и что скорости во всех точках цилиндрической поверхности данного радиуса одинаковы.

Как известно, работа на перемещение жидкости равна

$$A = \gamma Q_T H_T$$

где γ — объемный вес жидкости; Q_T — теоретическая производительность; H_T — теоретический напор.

Используем уравнение моментов количества движения, которое для установившегося потока можно сформулировать так: изменение момента количества движения массы жидкости, протекающей в единицу времени при переходе от одного сечения к другому, равно моменту внешних сил, приложенных к потоку между этими сечениями. Относя положение к центробежному насосу, можно отметить, что внешние силы прикладываются к потоку под действием лопаток рабочего колеса. За 1 сек через каналы рабочего колеса протекает объем жидкости, численно равный перекачиваемому секунднему расходу Q_T ; его масса равна

$$m = \rho Q_T = (\gamma/g) Q_T.$$

Момент количества движения потока при радиусе R_1 у входа в рабочее колесо (рис. X.4) равен

$$M_1 = (\gamma/g) Q_T c_1 l_1. \quad (X.5)$$

Здесь l_1 — длина перпендикуляра, опущенного из центра колеса на направление скорости c_1 .

Соответственно, момент количества движения потока у выхода из колеса при радиусе R_2

$$M_2 = (\gamma/g) Q_T c_2 l_2. \quad (X.6)$$

Таким образом, изменение момента количества движения жидкости, протекающей через колесо за 1 сек, равно

$$M = M_2 - M_1 = (\gamma/g) Q_T (c_2 l_2 - c_1 l_1).$$

Согласно рис. X.4

$$l_2 = R_2 \cos \alpha_2 \text{ и } l_1 = R_1 \cos \alpha_1.$$

Подставляя эти значения в предыдущее выражение, имеем

$$M = (\gamma/g) Q_T (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Умножая обе части уравнения на угловую скорость ω , получим

$$M\omega = (\gamma/g) Q_T \omega (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1), \quad (a)$$

где $M\omega$ — мощность, затраченная на передачу энергии жидкости.

Поток с расходом Q_T переносит в секунду γQ_T жидкости; если при этом жидкость обладает напором H_T , то поток обладает мощностью

$$N = (\gamma/g) Q_T H_T. \quad (б)$$

Следовательно, можно записать

$$M\omega = (\gamma/g) Q_T H_T.$$

Учитывая, что $R_1 \omega = u_1$ и $R_2 \omega = u_2$ из выражений (a) и (б), получим

$$Q_T H_T \gamma = (\gamma/g) Q_T (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Поделим обе части уравнения на $Q_T \gamma$ и получим основное уравнение теоретического напора

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (X.7)$$

Так как $c_2 \cos \alpha_2 = c_{u_2}$ и $c_1 \cos \alpha_1 = c_{u_1}$ (проекции скоростей), основное уравнение можно написать в следующем виде:

$$H_T = \frac{u_2 c_{u_2} - u_1 c_{u_1}}{g}. \quad (X.8)$$

Тангенциальная проекция абсолютной скорости c_{u_1} представляет собой скорость закручивания потока до поступления его в рабочее колесо. В современных насосах обеспечивается вход на колесо без предварительного закручивания (радиальный вход). Тогда тангенциальная скорость на входе равна нулю и

$$H_T = u_2 c_{u_2} / g. \quad (X.9)$$

Уравнение (X.9) показывает, что напор насоса пропорционален окружной скорости (т. е. числу оборотов и диаметру рабочего колеса) и проекции абсолютной скорости c_{u_2} на окружную скорость, т. е. напор тем больше, чем меньше угол α_2 и чем больше угол β_2 (см. рис. X.4). Фактически создаваемый насосом напор меньше теоретического, так как часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри насоса, а также вследствие того, что не все частицы жидкости совершают движение вдоль лопаток, а это вызывает уменьшение абсолютной скорости.

Чтобы учесть конечное число лопаток рабочего колеса и соответственно величину проекции абсолютной скорости на выходе, вводится поправочный коэффициент K . Исходя из изложенного, уравнение для полного напора при конечном числе лопаток можно написать в виде

$$H = K \eta \frac{u_2 c_{u_2}}{g}, \quad (X.10)$$

где K — коэффициент, учитывающий конечное число лопаток; η — гидравлический к. п. д., зависящий от конструкции насоса и его размеров и принимающий значения 0,8—0,95.

Практически принимают $\alpha_2 = 8^\circ - 14^\circ$ и $c_{u_2} = 1,5 - 4$ м/сек. Принять $\alpha_2 = 0$ нельзя, так как тогда радиальная скорость на выходе будет равна нулю, и насос не будет подавать жидкость.

Для определения значения K можно привести одну из формул, полученную академиком Г. Ф. Проскура

$$K = \frac{1}{1 + \frac{3,6}{z} \cdot \frac{\sin \beta_2}{1 - (R_1/R_2)^2}}, \quad (X.11)$$

где z — число лопаток.

Обычно $z=6-12$, тогда K получается равным $0,75-0,9$.

При приближенных расчетах для определения напора в метрах водяного столба (м вод. ст.) можно пользоваться следующим уравнением:

$$H = \alpha \frac{u_2^2}{g}, \quad (X.12)$$

где α — коэффициент напора, принимаемый для насосов турбинного типа, т. е. с направляющим аппаратом, $\alpha = 0,45-0,55$, для спиральных насосов $\alpha = 0,35-0,5$; u_2 — окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, м/сек.

Теоретическую производительность рабочего колеса насоса можно вычислить по формуле

$$Q_T = \omega c_{r_2}, \quad (X.13)$$

где ω — площадь живого сечения потока на выходе из колеса, m^2 ; c_{r_2} — средняя радиальная скорость жидкости, м/сек.

Для центробежных насосов площадь живого сечения рабочего колеса (без учета стеснения его лопатками и утечек через неплотности) определяют как боковую поверхность цилиндра с диаметром, равным внешнему диаметру колеса D_2 , и высотой, равной ширине колеса b_2 . Таким образом,

$$\begin{aligned} \omega &= \pi D_2 b_2, \\ c_{r_2} &= c_2 \sin \alpha. \end{aligned} \quad (X.14)$$

При бесконечно большом числе лопаток радиальная скорость может быть принята одинаковой во всех точках цилиндрической поверхности данного радиуса, а отсюда средняя скорость в уравнении расхода равна радиальной скорости на выходе, т. е. $c_2 = c_{r_2}$.

Итак, теоретическая производительность равна: для выходного сечения

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_2 \quad (X.15)$$

(без учета стеснения и утечек через неплотности); для входного сечения

$$Q_T = \pi D_1 b_1 c_1; \quad (X.16)$$

полезная производительность

$$Q = Q_T \eta_0, \quad (X.17)$$

где η_0 — объемный к. п. д. насоса.

§ 47. Характеристики центробежных насосов

Напором насоса H называется приращение удельной энергии жидкости при движении жидкости через насос. Напор измеряют метрами столба подаваемой жидкости

Для определения приращения удельной энергии (напора) рассмотрим работу насоса по перекачке жидкости из резервуара A в резервуар B (рис. X.5).

За плоскость сравнения примем свободную поверхность жидкости в резервуаре A , тогда удельная энергия ее при входе в насос определится по формуле

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

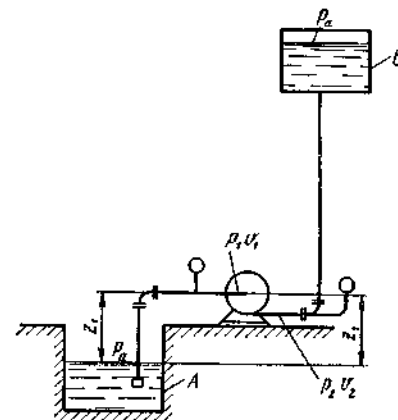


Рис. X.5

где v_1 — скорость жидкости при входе в насос, м/сек; p_1 — абсолютное давление жидкости в месте входа ее в насос, кгс/м²; γ — удельный вес жидкости, кгс/м³; z_1 — расстояние по вертикали от места измерения давления до уровня жидкости в резервуаре A .

Удельная энергия жидкости при выходе из насоса (в напорном патрубке) равна

$$E_2 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2,$$

где v_2 — скорость в напорном патрубке, м/сек; p_2 — абсолютное давление в напорном патрубке при выходе из насоса, кгс/м².

Итак, приращение удельной энергии или полный напор можно определить по формуле

$$H = E_2 - E_1 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} \quad (\text{X.18})$$

Разрежение на входе в насос измеряется вакуумметром, обычно в кгс/см² (или в мм рт. ст.). В пересчете на м вод. ст. данной жидкости абсолютное давление на входе в насос равно

$$p_1/\gamma = [(p_a - p_v)/\gamma] \cdot 10\,000, \quad (\text{X.19})$$

где p_a — атмосферное давление, кгс/см²; p_v — показания вакуумметра, кгс/см²; 10 000 — переводный множитель (1 кгс/см² = 10 000 кгс/м²).

Давление на выходе из насоса p_2 измеряется манометром, поэтому абсолютное давление на выходе равно

$$p_2/\gamma = [(p_a + p_m)/\gamma] \cdot 10\,000, \quad (\text{X.20})$$

где p_m — показание манометра, кгс/см².

Подставляя полученные значения p_1 и p_2 в уравнение напора (X.18), получим

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_m + p_v}{\gamma} \cdot 10\,000.$$

Для воды $\gamma = 1000$ кгс/м³, тогда

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + 10p_m + 10p_v$$

или

$$H = M + W + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (\text{X.21})$$

где M и W — соответственно показания манометра и вакуумметра в метрах столба жидкости, приведенные к оси насоса.

При вычислении полного напора насоса следует учитывать расстояние по вертикали между точкой присоединения вакуумметра и осью стрелки манометра.

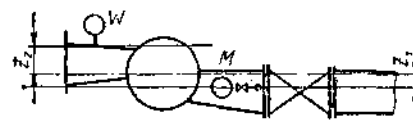
Например, для установки, показанной на рис. X.6, напор насоса выразится следующим уравнением:

$$H = M + W + Z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (\text{X.22})$$

а для установки, показанной на рис. X.7,

$$H = M - Z_1 + W - Z_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (\text{X.23})$$

Чтобы определить требуемый напор насоса для вновь проектируемой установки, пользуются следующим уравнением:



$$H = H_{г.в} + H_{г.н} + h_{п.в} + h_{п.н}, \quad (\text{X.24})$$

где $H_{г.в}$ — геометрическая высота всасывания, м; $H_{г.н}$ — геометрическая высота нагнетания, м; $h_{п.в}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, м; $h_{п.н}$ — потери напора в нагнетательном трубопроводе, м.

Пример 1. Определить напор насоса, подающего воду из сборного резервуара в водонапорную башню, если подаваемый расход $Q_n = 50$ л/сек, диаметр всасывающего трубопровода $d = 250$ мм, длина его $l = 20$ м, отметка воды в сборном резервуаре 105 м; отметка оси насоса 108 м; отметка верхнего уровня воды в водонапорной башне 147 м; длина напорного трубопровода $l_1 = 620$ м и диаметр его $d_1 = 200$ мм.

На всасывающем трубопроводе установлены приемный клапан с сеткой, три колена, переход и задвижка.

Решение. 1. Геометрическая высота всасывания равна $H_{г.в} = 108 - 105 = 3$ м.

Используя таблицы Ф. А. Шевелева, для $Q = 50$ л/сек и $d = 250$ мм находим $1000 l = 6,63$; потери по длине всасывающей линии

$$h_{вс} = il = 0,00663 \cdot 20 = 0,13 \text{ м вод. ст.}$$

2. Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi = 1 \cdot 6 + 3 \cdot 0,6 + 1 \cdot 0,1 + 1 \cdot 0,12 = 7,72.$$

Местные потери напора

$$h_m = \sum \xi \frac{v^2}{2g} = 7,72 \cdot \frac{1,0^2}{19,62} = 0,39 \text{ м вод. ст.}$$

Потери при всасывании на преодоление сопротивлений по длине и местных потерь

$$h_{п.в} = h_{дл} + h_m = il + \sum \xi \frac{v^2}{2g} = 0,13 + 0,39 = 0,52 \text{ м вод. ст.}$$

3. Геометрическая высота нагнетания

$$H_{г.н} = 147 - 108 = 39 \text{ м.}$$

4. Потери напора в нагнетательном трубопроводе

$$h_{п.н} = 1,1 \cdot i \cdot l = 1,1 \cdot 0,023 \cdot 620 = 15,7 \text{ м вод. ст.}$$

(по таблицам Ф. А. Шевелева при $Q_n = 50$ л/сек и $d = 200$ мм, $v = 1,63$ м/сек; $i = 0,023$). Коэффициентом 1,1 учтены местные потери напора.

5. По формуле (X.24) полный напор насоса равен

$$H = 3 + 39 + 0,52 + 15,7 = 58,22 \text{ м вод. ст.}$$

Пример 2. Определить полный напор насоса действующей установки, если $Q_n = 60$ л/сек, диаметр всасывающего патрубка $d_1 = 250$ мм, диаметр нагнетательного трубопровода $d_2 = 200$ мм, показания манометра 6,5 кгс/см², показания вакуумметра 0,35 кгс/см²; расстояние по вертикали от точки присоединения вакуумметра до оси стрелки манометра $z = 0,4$ м.

Решение. Определяем скорости воды на всасывании и нагнетании:

$$v_1 = \frac{4Q_n}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{3,14 \cdot 0,25^2} = 1,22 \text{ м/сек;}$$

$$v_2 = \frac{4Q_n}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{3,14 \cdot 0,2^2} = 1,91 \text{ м/сек.}$$

По уравнению (X.22) полный напор насоса равен

$$H = M + W + z + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = 65 + 3,5 + 0,4 + \frac{1,9^2 - 1,22^2}{19,62} = 69 \text{ м вод. ст.}$$

Высота всасывания. Высота всасывания зависит от разрежения (вакуума), которое создает центробежный насос на всасывающей стороне рабочего колеса. Теоретически (при полном вакууме) высота всасывания для воды при нормальном атмосферном давлении, равном 1 атм = 101,32 кН/м², составляет 10,33 м. Высота всасывания насосов предопределяет правильное размещение насосных агрегатов относительно уровня перекачиваемой жидкости, что в свою очередь влияет на капитальные затраты при строительстве. Различают геометрическую и допустимую вакуумметрическую высоты всасывания.

Геометрической высотой всасывания называют разность отметок между осью колеса насоса и уровнем жидкости в источнике или резервуаре, из которого она перекачивается.

Подъем жидкости к рабочему колесу на всасывающей стороне происходит вследствие избытка атмосферного давления на свободной поверхности перекачиваемой жидкости

над абсолютным давлением у входа в колесо, которое меньше атмосферного; эта величина и есть вакуум (вакуумметрическая высота всасывания), создаваемый насосом,

$$(p_a - p_1) / \gamma = H_{\text{в.в.}}$$

где p_a — атмосферное давление, м; p_1 — абсолютное давление на всасывающей стороне рабочего колеса, м; γ — объемный вес жидкости (для воды принимают 1000 кгс/м³); $H_{\text{в.в.}}$ — вакуумметрическая высота, м вод. ст.

Конструктивно центробежные насосы не могут быть выполнены так, чтобы они создавали абсолютный вакуум; у лучших современных конструкций насосов вакуумметрическая высота всасывания* достигает 8,5 м вод. ст. Геометрическая высота всасывания несколько меньше вакуумметрической вследствие потерь напора и необходимого запаса.

Установим зависимость между геометрической и вакуумметрической высотами всасывания. Для вывода зависимости используем уравнение Д. Бернулли и напишем его для сечений O-O и 1-1 (рис. X.8), при этом за плоскость сравнения примем сечение O-O

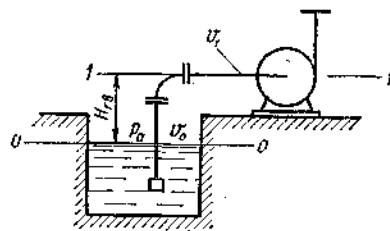


Рис. X.8

$$\frac{p_a}{\gamma} + 0 + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + H_{г.в.} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{п.в.}, \quad (X.25)$$

где $\frac{p_a}{\gamma}$ — атмосферное давление в метрах столба перекачиваемой жидкости; $\frac{v^2}{2g}$ — скоростной напор на свободной поверхности в резервуаре в метрах столба перекачиваемой жидкости; $\frac{p_1}{\gamma}$ — абсолютное давление во всасывающем патрубке в сечении 1-1 в метрах столба перекачиваемой жидкости; $H_{г.в.}$ — геометрическая высота всасывания в метрах столба перекачиваемой жидкости; $\frac{v_1^2}{2g}$ — скоростной напор во всасывающем патрубке в метрах столба

* Допустимая вакуумметрическая высота всасывания приводится в каталогах насосов.

перекачиваемой жидкости; $h_{п.н}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Величина $\frac{v^2}{2g}$ очень мала ввиду небольшой скорости подхода v , и ею можно пренебречь; тогда

$$H_{г.в} = \frac{p_a - p_1}{\gamma} - h_{п.н} - \frac{v_1^2}{2g}, \quad (X.26)$$

где $\frac{p_a - p_1}{\gamma}$ — вакуум в метрах столба перекачиваемой жидкости в сечении I-I, обозначаемый $H_{в.к}$.

С учетом сказанного имеем

$$H_{г.в} = H_{в.к} - h_{п.н} - \frac{v_1^2}{2g}. \quad (X.27)$$

Итак, геометрическая высота всасывания равна вакуумметрической за вычетом потерь напора и скоростного напора при входе в насос.

Атмосферное давление зависит от высоты местности над уровнем моря: чем больше высота, тем меньше давление. Поэтому при установке насосов этот фактор необходимо учитывать. Для этого искомая допустимая вакуумметрическая высота всасывания должна определяться по выражению

$$H_{в.к} = H_{в.к}^{кат} - 10 + H_a, \quad (X.28)$$

где $H_{в.к}^{кат}$ — допустимая вакуумметрическая высота по каталогу; H_a — атмосферное давление в данной местности, м вод. ст.

В табл. X.1 приведены некоторые значения H_a в зависимости от высоты над уровнем моря.

Таблица X.1

Атмосферное давление в зависимости от высоты над уровнем моря

Высота над уровнем моря, м	-600	0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	2000
Атмосферное давление H_a , м вод. ст.	11,3	10,3	10,2	10,1	10	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	9,6	8,4

Кроме того, высота всасывания зависит от температуры. Чем выше температура жидкости, тем выше упругость ее паров, а отсюда тем меньше допустимая высота всасывания, и может наступить такой момент, когда упругость паров будет настолько высокой, что произойдет вскипание и разрыв потока жидкости; подача жидкости насосом прекратится.

Для определения геометрической высоты всасывания с учетом температуры жидкости воспользуемся уравнением (X.25). Запас энергии в насосе равен

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - (H_{г.в} + h_{п.н}). \quad (X.29)$$

Входящее в левую часть уравнения абсолютное давление для нормальной работы насоса должно быть больше упругости насыщенных паров жидкости при данной температуре во избежание вскипания, т. е.

$$p_1/\gamma \geq h_i + \Delta h,$$

где h_i — упругость насыщенных паров жидкости при данной температуре (табл. X.2); Δh — кавитационный запас напора (о кавитации см. ниже).

Используя уравнение (X.29), имеем

$$h_i + \Delta h \leq p_a/\gamma - (H_{г.в} + h_{п.н}).$$

Из этого уравнения находим допустимую геометрическую высоту всасывания

$$H_{г.в}^{доп} \leq \frac{p_a}{\gamma} - \left(h_{п.н} + h_i + \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h \right). \quad (X.30)$$

В каталогах и паспортах насосов указывают допустимую высоту всасывания, определенную по испытаниям на стендах, с приведением к атмосферному давлению 1 кгс/см² и температуре 20°С.

Таблица X.2

Давление насыщенных водяных паров при различных температурах

Температура, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление насыщенного пара, мм вод. ст.	90	120	240	430	750	1250	2020	3170	4820	7140	10330

При перекачке воды с температурой выше 20°С допустимая геометрическая высота определяется по уравнению

$$H_{г. в}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_{п. в} - \frac{v_1^2}{2g}, \quad (\text{X.31})$$

где $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{кат}} - 10 + p_a/\gamma + 0,24 - h_t$ (при условии отсутствия кавитации).

Здесь $H_{\text{вак}}^{\text{кат}}$ — вакуумметрическая высота, приведенная в каталоге; 0,24 — упругость насыщенных паров воды при $t = 20^\circ \text{C}$, м вод. ст.; 10 — нормальное атмосферное давление, м вод. ст.; $h_{п. в}$ — потери напора во всасывающей линии, которые определяются методами, изложенными в § 27 и 28 данной книги.

Пример 3. Определить отметку оси установки насоса, перекачивающего холодную воду с расходом 60 л/сек, если диаметр всасывающего патрубка и всасывающей линии $d = 250$ мм, длина всасывающей линии $l = 25$ м, на всасывающей линии установлены: всасывающий клапан с сеткой, 4 колена и задвижка. Отметка допустимого уровня воды в резервуаре находится на 77,0 м. По каталогу насосов допустимая вакуумметрическая высота всасывания насоса 4,6 м.

Решение. Геометрическая высота всасывания насоса определится по уравнению

$$H_{г. в} = H_{\text{вак}} - h_{п. в} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

1. Пользуясь таблицами Ф. А. Шевелева, находим потери напора по длине всасывающего трубопровода

$$h_l = 0,0093 \cdot 25 = 0,233 \text{ м при } d = 250 \text{ мм}$$

и скорость во всасывающем трубопроводе $v = 1,2$ м/сек.

2. Определяем местные потери напора

$$\sum \xi = \xi_{\text{кл}} + 4\xi_{\text{кол}} + \xi_{\text{зав}} = 6 + 4 \cdot 0,5 + 0,12 = 8,12;$$

$$h_{п. м} = \sum \xi \frac{v^2}{2g} = 8,12 \cdot \frac{1,2^2}{19,62} = 0,60 \text{ м};$$

$$h_{п. в} = h_l + h_{п. м} = 0,23 + 0,60 = 0,83 \text{ м}.$$

3. Скоростной напор перед входом в насос равен

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{1,2^2}{19,62} = 0,07 \text{ м}.$$

4. Геометрическая высота всасывания составляет

$$H_{г. в} = 4,6 - 0,83 - 0,07 = 3,7 \text{ м}.$$

5. Отметка оси насоса находится на

$$77,0 + 3,7 = 80,7 \text{ м}.$$

Потребляемая мощность и к.п.д. насосов. Работа на перемещение жидкости равна произведению силы, действующей на жидкость, на путь, пройденный этой жидкостью. В данном случае весовое количество перекачиваемой за единицу времени жидкости, выраженное в килограммах и равное γQ , эквивалентно силе, деленной на время, а напор H — пути перемещения.

Произведение $\gamma Q \cdot H$, отнесенное к единице времени, является полезной мощностью насоса.

Выражая соответственно в киловаттах и лошадиных силах, получим выражения полезной мощности:

$$\left. \begin{aligned} N_n &= \frac{\gamma Q H}{102}, \text{ кВт}, \\ N_n &= \frac{\gamma Q H}{75}, \text{ л. с.}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.32})$$

где γ — удельный вес жидкости (для воды $\gamma = 1000 \text{ кгс/м}^3$); Q — производительность, м³/сек; H — рабочий напор насоса, м вод. ст.

Потребляемая мощность на валу насоса равна

$$N = \frac{\gamma Q H}{102\eta}, \text{ кВт или } N = \frac{\gamma Q H}{75\eta}, \text{ л. с.},$$

где η — к.п.д. насоса, равный отношению полезной мощности N_n к мощности на валу насоса N , т. е. $\eta = N_n/N$.

При работе насоса имеют место следующие потери энергии: *гидравлические* — потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений на пути от входа в насос до выхода из него, которые учитываются гидравлическим к.п.д. — η_r ; *механические* — вызываемые трением в подшипниках, сальниках и разгрузочных дисках, которые учитываются механическим к.п.д. — η_m ; *объемные* — вследствие утечек жидкости через неплотности сальников, перехода части жидкости через зазоры между колесом и корпусом во всасывающую сторону под действием разности давлений, которые учитываются объемным к.п.д. — η_o .

К.п.д. насоса — это произведение трех указанных к.п.д.

$$\eta = \eta_r \eta_m \eta_o. \quad (\text{X.33})$$

К.п.д. насоса при оптимальном режиме работы характеризует совершенство его конструкции. Максимальное значение к.п.д. для крупных современных насосов — 0,92, а малых около 0,6—0,75.

При определении мощности и подборе электродвигателя необходимо предусматривать некоторый запас мощности на создание так называемого пускового момента, чтобы не вывести из строя двигатель *

$$N_{дв} = KN,$$

где K — коэффициент запаса.

Коэффициент запаса рекомендуется принимать при мощности **:

до 2 кВт	$K=1,5$;
от 2 до 5 кВт	$K=1,5—1,25$;
от 5 до 50 кВт	$K=1,25—1,15$;
от 50 до 100 кВт	$K=1,15—1,08$;
100 кВт	$K=1,05$.

При выборе значения K необходимо учитывать возможную область режимов работы насоса в соответствии с характеристикой трубопровода.

Пример 4. Определить мощность двигателя к насосу производительностью $Q=150$ л/сек, если геометрическая высота всасывания $H_{г.в}=3,0$ м, потери напора на всасывании $h_{п.в}=0,9$ м, на нагнетании $h_{п.н}=7,2$ м.

Полный к. п. д. насоса 0,83, высота подъема воды 65 м.

Решение. 1. Полный напор насоса

$$H=3+0,9+7,2+65=76,1 \text{ м.}$$

2. Мощность на валу насоса

$$N = \frac{1000 \cdot 0,15 \cdot 76,1}{102 \cdot 0,83} = 135 \text{ кВт.}$$

3. Мощность электродвигателя с учетом пускового момента

$$N_{дв} = KN = 1,05 \cdot 135 = 142 \text{ кВт.}$$

Характеристики центробежных насосов. Графическое изображение зависимости между производительностью Q и напором H называется *характеристикой насоса $Q-H$* .

Для построения теоретической характеристики $Q-H$ используем основное уравнение центробежного насоса

$$H_T = u_2 c_2 \cos \alpha_2 / g = u_2 c_{u2} / g.$$

* Имеется в виду непосредственное соединение вала насоса с валом электродвигателя через муфту.

** По данным В. И. Турк. «Насосы и насосные станции». Госстройиздат, 1961.

При постоянном числе оборотов рабочего колеса насоса окружная скорость на выходе $u_2 = \text{const}$. Рассмотрим, как в этом случае будет изменяться напор H_T при изменении производительности Q_T . Для этого используем диаграмму скоростей на выходе жидкости с лопаток (рис. X.9)

$$c_{u2} = u_2 - c_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2,$$

$$\text{где } c_{r2} = \frac{Q_T}{\pi D_2 b_2}.$$

С учетом стеснения потока лопатками имеем

$$c_{r2} = \frac{Q_T}{\psi \pi D_2 b_2},$$

где Q_T — теоретическая производительность; ψ — коэффициент, учитывающий стеснение площади выхода жидкости лопатками, обычно имеющий значение 0,87—0,95; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса; b_2 — ширина межлопаточного пространства на ободе рабочего колеса.

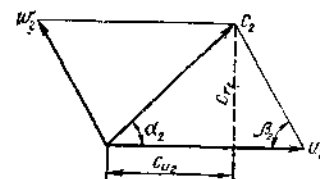


Рис. X.9

Подставляя полученное значение c_{r2} , получим

$$c_{u2} = u_2 - \frac{Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\psi \pi D_2 b_2}.$$

Вводя значение c_{u2} в основное уравнение насоса, имеем

$$H_T = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\psi \pi D_2 b_2} \right),$$

или

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q_T \operatorname{ctg} \beta_2}{\psi \pi D_2 b_2 g}. \quad (\text{X.34})$$

Обозначая $u_2^2/g = A$ и $\frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{\psi \pi D_2 b_2 g} = B$, получим

$$H_T = A - B Q_T. \quad (\text{X.35})$$

Полученное выражение есть уравнение прямой, отсекающей на оси ординат отрезок A и имеющей угловой коэффициент B , зависящий от угла β_2 .

При $\beta_2 < 90^\circ \operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ (лопатки отогнуты назад) прямая направлена наклонно вниз и отсекает на осях отрезки (рис. X.10):
при $Q_T = 0$

$$H'_T = \frac{u_2^2}{g};$$

при $H_T = 0$

$$Q_T = \frac{u_2 \psi \pi D_2 b_2}{\operatorname{ctg} \beta_2}.$$

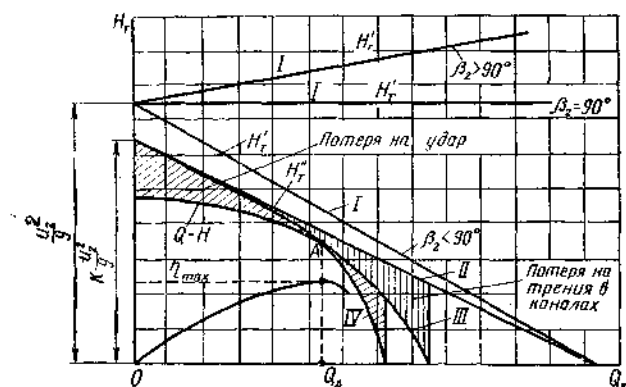


Рис. X.10

При $\beta_2 = 90^\circ \operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ прямая параллельна оси Q_T с постоянной величиной $H'_T = \frac{u_2^2}{g}$.

При $\beta_2 > 90^\circ \operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ прямая расположена с подъемом вверх.

Выводы сделаны для идеальной жидкости и колеса с бесконечным числом лопаток.

При конечном числе лопаток и реальной жидкости теоретический напор всегда меньше вследствие потерь напора на трение в каналах и на удар при входе на лопатки колеса и направляющий аппарат.

Учитывая эти потери коэффициентом K , получим

$$H_T = K \frac{u_2^2}{g},$$

т. е. прямая теоретического напора понизится и отсечет на оси H_T меньший отрезок (рис. X.10, прямая II).

Потери на трение для турбулентного движения практически пропорциональны квадрату расхода, поэтому их зависимость от расхода геометрически выражается параболой с вершиной в начале координат. Откладывая эти потери от прямой II вниз, получим кривую III. И, наконец, потери на удар вызываются несовпадением направления движения потока при входе и выходе с направлением рабочих лопаток и каналов при различных расходах Q . При расчетном режиме работы, при расходе Q_A (на который запроектирован насос) потери на удар равны нулю (безударный режим — точка A).

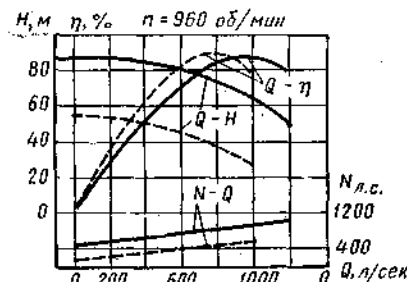


Рис. X.11

При иных расходах течение жидкости сопровождается ударами, и потери также пропорциональны квадрату отклонения расхода от проектного, т. е. потери пропорциональны $(Q_x - Q_A)^2$, где Q_x — любой расход, отличный от Q_A . Графически потери изменяются по параболе (парабола с вершиной в точке A).

Откладывая ординаты потерь на удар от кривой III вниз, получим кривую IV зависимости напора H от теоретического расхода Q_T .

В реальных условиях кривая $Q-H$ — IV несколько сместится влево (в сторону меньших расходов) вследствие утечки жидкости через неплотности колеса и сальники.

Построение характеристики $Q-H$ теоретическим путем — операция сравнительно сложная, и реальной характеристики получить не удастся из-за большого количества факторов, влияющих на работу насоса, которые не поддаются точному теоретическому определению.

В практике изготавливаемые заводами насосы испытывают на специальных стендах. При испытаниях определяют напор, создаваемый насосом, производительность, потребляемую мощность и к. п. д. и выявляют зависимости между ними; результаты испытаний наносят в виде кривых на график, прикладываемый к каждому выпускаемому насосу (рис. X.11). Эти кривые называют рабочими характеристиками центробежного насоса.

Для полноты вопроса ниже кратко описан процесс испытания и снятия характеристик насосов на стендах в заводских условиях.

Регулируя степень открытия задвижки на напорном трубопроводе (при полностью открытой задвижке на всасывании) и сохраняя постоянное число оборотов, получают различные производительности и соответствующие им напоры.

Рабочий напор подсчитывают по показаниям манометра и вакуумметра с учетом прироста скоростного напора, подсчитанного по уравнению (X.18). Полученные данные наносят в некотором масштабе на график, откладывая по оси абсцисс производительности, а по оси ординат напоры. Полученные точки соединяют плавной кривой, получая характеристику $Q-H$ при данном числе оборотов. Одновременно при каждом данном расходе замеряют расходную мощность на валу насоса.

Откладывая тоже в некотором масштабе значения N на вертикалях, проходящих через соответствующие производительности, и соединяя полученные точки плавной линией, получают кривую $N-Q$.

И, наконец, для каждой точки кривой $Q-H$ определяют полезную мощность по уравнению (X.32) и подсчитывают значение к. п. д. насоса при различных производительностях по формуле

$$\eta = \gamma QH / (102N).$$

Полученные значения наносят на график, соединяют плавной линией и получают кривую $Q-\eta$ зависимости к. п. д. от производительности (рис. X.11).

Область наиболее экономичной работы насоса (при наибольших значениях к. п. д.) выделяется на кривых волнистыми линиями.

Следует заметить, что при закрытой задвижке ($Q=0$) насос создает напор H_0 и расходует около 30% нормальной мощности, которая тратится на механические потери в подшипниках, сальниках и на нагревание жидкости в корпусе насоса. Поэтому не следует допускать продолжительную работу насоса при закрытой задвижке, что может привести к температурным деформациям насоса, перегреву подшипников и к срыву работы.

В зависимости от назначения центробежные насосы изготовляют с крутопадающими и пологими характеристиками $Q-H$ (рис. X.12, кривые 1 и 2).

Когда необходимо в широких пределах менять производительность без существенных изменений напора, применяют насосы с пологими характеристиками $Q-H$. Насосы с крутопадающими характеристиками применяют, когда требуется небольшой диапазон колебаний производительности при значительных колебаниях напора (например, для насосных станций 1-го подъема при значительных колебаниях уровня воды в источнике водоснабжения).

Желательно, чтобы напор насоса при закрытой задвижке был больше, чем при максимальном значении к. п. д., так как при малых расходах возможна неустойчивая работа.

Некоторые изготавливаемые промышленностью насосы имеют характеристику $Q-H$ с западающим началом (рис. X.12, кривая 3). Работа насоса на восходящем участке кривой ab неустойчива, с низким к. п. д., поэтому чем короче этот участок, тем лучше.

§ 48. Зависимость производительности, напора и потребляемой мощности от числа оборотов рабочего колеса

Для установления зависимостей характеристик насоса Q , H и N от числа оборотов рассмотрим диаграмму

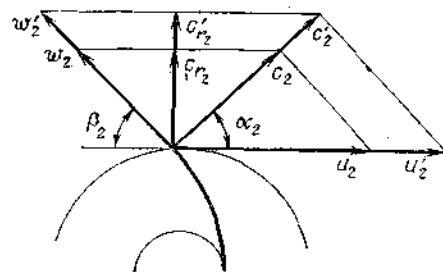


Рис. X.13

скоростей в рабочем колесе насоса на выходе при числах оборотов n и n_1 .

Введем обозначения: при числе оборотов n насос имеет характеристики Q , H , N и скорости u_2 , c_2 , c_{r2} , ω_2 ; при

числе оборотов n_1 — соответственно Q_1 , H_1 , N_1 и скорости u'_2 , c'_2 , c'_r , ω'_2 .

Параллелограммы скоростей для обоих режимов работы при неизменных углах α_2 и β_2 подобны (рис. X.13).

Из подобия следует

$$u_2/u'_2 = c_2/c'_2 = \omega_2/\omega'_2 = c_r/c'_r. \quad (X.36)$$

Зная, что

$$u_2/u'_2 = (\pi D_2 n / 60) \cdot [60 / (\pi D_2 n_1)] = n / n_1.$$

Так как производительность пропорциональна скорости, можно записать

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{\pi D_2 b_2 c_r \eta_0}{\pi D_2 b_2 c'_r \eta'_0} = \frac{c_r \eta_0}{c'_r \eta'_0},$$

где η_0 и η'_0 — соответственно объемные к. п. д. насоса при числах оборотов n и n_1 .

Таким образом,

$$Q/Q_1 = (n/n_1) (\eta_0/\eta'_0).$$

На основании ГОСТ 6134—71 при числе оборотов n_1 , равном не менее 50% от n , объемный коэффициент можно считать постоянным $\eta_0 = \text{const}$, тогда

$$Q/Q_1 = n/n_1, \quad (X.37)$$

т. е. производительности пропорциональны числам оборотов (для данного насоса).

Используя уравнение (X.10), можем записать

$$\frac{H}{H_1} = \frac{K \eta_r u_2 c_r g}{g K \eta'_r u'_2 c'_r} = \frac{\eta_r u_2 c_r}{\eta'_r u'_2 c'_r},$$

но $u_2/u'_2 = c_r/c'_r = n/n_1$, следовательно,

$$\frac{H}{H_1} = \frac{n^2 \eta_r}{n_1^2 \eta'_r}.$$

Считая $\eta_r = \text{const}$,

$$H/H_1 = n^2/n_1^2, \quad (X.38)$$

т. е. напоры пропорциональны квадратам чисел оборотов.

Потребляемая мощность пропорциональна произведению Q и H . Используя уравнения (X.37) и (X.38), при $\eta = \text{const}$, можно записать, что

$$N/N_1 = n^3/n_1^3. \quad (X.39)$$

т. е. потребляемые мощности пропорциональны кубам чисел оборотов.

Уравнения (X.37), (X.38) и (X.39) называются вместе *законом пропорциональности*.

§ 49. Работа насоса на трубопровод.

Параллельная и последовательная работа насосов

Работа насосных установок неразрывно связана с работой трубопроводов, по которым производится перекачка жидкости.

При проектировании и рассмотрении работы как одного, так и группы насосных агрегатов необходимо сделать

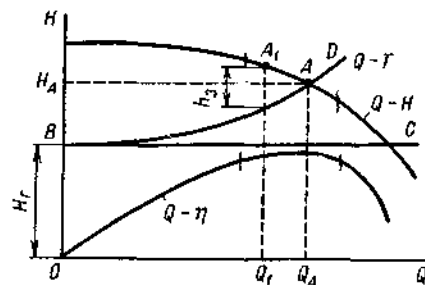


Рис. X.14

анализ рабочих режимов насосов совместно с трубопроводами. Наиболее просто это выполнить графически.

Полный напор по уравнению (X.24) равен

$$H = H_{г.в} + h_{п.в} + H_{г.н} + h_{п.н}.$$

Обозначив $H_{г.в} + H_{г.н} + H_r$ и $h_{п.в} + h_{п.н} = \sum h$, имеем

$$H = H_r + \sum h, \quad (X.40)$$

где H_r — полная высота подъема (сумма высот всасывания и нагнетания); $\sum h$ — сумма гидравлических потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

Выше было показано, что потери напора в трубопроводах можно определять по формуле $\sum h = A Q^2$. Подставляя эту формулу в выражение (X.40), получим

$$H = H_r + A Q^2. \quad (X.41)$$

Используя полученное уравнение, строят характеристику трубопровода (рис. X.14). Для этого проведем пря-

мую BC , параллельную оси абсцисс (оси Q) на высоте H_r . Вычисляя значения $\sum h = AQ^2/l$ и откладывая их при данных расходах вверх от прямой BC , получим параболу BD с вершиной в точке B , которая и называется *характеристикой трубопровода*. Парабола изображает зависимость потерь напора от пропускаемого расхода.

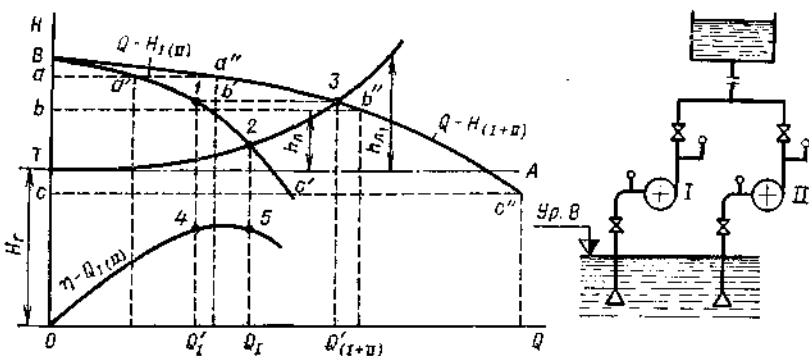


Рис. X.15

Точка пересечения характеристики трубопровода с кривой $Q-H$ насоса (точка A) называется *рабочей точкой насоса*, работающего в данный трубопровод. По этой точке определяют все характеристики насоса (Q , H , N и η). Следует заметить, что больший расход, чем расход, соответствующий точке A , в данный трубопровод насос подать не сможет. Для уменьшения подачи насоса прикрывают задвижку на напорном трубопроводе настолько, чтобы точка A по характеристике $Q-H$ сместилась в новую точку A_1 (рис. X.14) с желаемой производительностью Q_1 . В этом случае увеличивается сопротивление на нагнетании, что вызывает увеличение напора в насосе, который непроизводительно затрачивается на преодоление дополнительного сопротивления, а это может вызвать снижение к. п. д. насосной установки.

Параллельная работа насосов. При проектировании насосных водопроводных, канализационных и других станций, а также при расширении и реконструкции их возникает необходимость в широких пределах регулировать производительность. В этих случаях пользуются совместной работой двух или нескольких насосных агрегатов. Схема параллельной работы насосов I и II представлена на рис. X.15.

Условием для параллельной работы насосов является близость их характеристик по напору. В противном случае более высоконапорный насос будет перебивать менее напорный, и увеличения производительности не получим.

Рассмотрим параллельную работу двух одинаковых насосов.

На рис. X.15 даны рабочие характеристики двух одинаковых насосов $Q-H_{I(II)}$, геодезическая высота подъема воды H_r (прямая TA) и характеристика трубопровода кривая $T-T$, построенная в том же масштабе.

Суммарную характеристику $Q-H_{(I+II)}$ при параллельной работе насосов строят следующим образом: проводят ряд горизонтальных прямых $aa'a''$; $bb'b''$; $cc'c''$ и от точек пересечения этих прямых (точки a' , b' , c') с характеристикой насоса $Q-H$ откладывают отрезки $a'a''$ (равный aa'), $b'b''$ (равный bb') и $c'c''$ (равный cc'), т. е. удваивают абсциссы точек. Точки B , a'' , b'' , c'' соединяют плавной кривой, которая и будет характеристикой $Q-H_{(I+II)}$ при параллельной работе двух одинаковых насосов.

Точка 2 пересечения характеристики трубопровода с характеристикой $Q-H_{I(II)}$ одного насоса — это предельная точка работы одного (данного) насоса в данный трубопровод, т. е. больший расход в этот трубопровод насос дать не может, так как развиваемый им напор при увеличении расхода снижается, а характеристика трубопровода поднимается вверх.

Точка 3 — предельная точка работы двух насосов при параллельном их соединении в этот же трубопровод. Суммарный расход, даваемый насосами в трубопровод, выражается абсциссой точки 3 и равен $Q_{(I+II)}$, а напор — ординатой этой же точки.

Проведем теперь из точки 3 прямую, параллельную OQ , до пересечения с характеристикой $Q-H_{I(II)}$ одного насоса в точке 1. Абсцисса ее определяет производительность насоса Q при параллельной работе. Из чертежа видно, что $Q_1 < Q_1$ и $2Q_1 = Q_{(I+II)} < 2Q_1$, т. е. при параллельной работе суммарная производительность всегда меньше суммы производительностей этих насосов, но работающих по отдельности в данный трубопровод.

Напор насосов при параллельной работе в трубопровод всегда больше напора, развиваемого насосами при отдельной работе в этот же трубопровод. К. п. д. каждого насоса при параллельной работе измеряется ординатой точки 4 и при отдельной работе — ординатой точки 5. Чем

больше насосов работает параллельно на общий трубопровод, тем меньше производительность каждого насоса.

Рассмотрим параллельную работу насосов с разными характеристиками, представленных на рис. X.16, где даны характеристики двух разных насосов $Q-H_I$ и $Q-H_{II}$. Насос

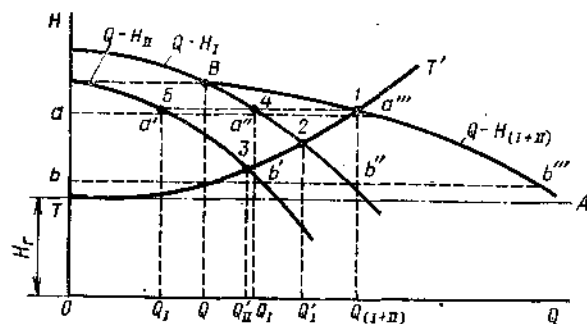


Рис. X.16

с характеристикой $Q-H_{II}$ может начать работу в трубопровод только тогда, когда первый насос с увеличением производительности снизит свой напор до максимального напора, даваемого вторым насосом (иначе первый насос будет «забивать» второй).

Начало совместной работы характеризуется точкой B. С этой точки можно строить суммарную характеристику. Построение суммарной характеристики выполняется путем сложения абсцисс отдельных характеристик. Например, проводим прямую aa'' , параллельную OQ , и на ней от точки a'' откладываем отрезок $a'a'''$, равный отрезку aa' , то же самое выполняем и для ряда других точек; полученные точки B, a''' , b''' соединяем плавной кривой, которая и будет суммарной характеристикой $Q-H_{(I+II)}$, параллельно работающим насосам. Кривая $Ba'''b'''$ пересекается с характеристикой трубопровода $T-T'$ в точке I, абсцисса которой дает значение суммарного расхода $Q_{(I+II)}$, подаваемого двумя насосами, ордината дает значение напора. Абсциссы точек 4 и 5 показывают расходы каждого из насосов Q_I и Q_{II} при их параллельной работе. Абсциссы точек 2 и 3 показывают расходы насосов Q'_I и Q'_{II} при их отдельной работе в трубопровод, но

$$Q'_I > Q_I \text{ и } Q'_{II} > Q_{II}$$

и

$$Q'_I + Q'_{II} > Q_I + Q_{II} = Q_{(I+II)},$$

т. е. при параллельной работе в сеть насосы подают меньше, чем сумма расходов этих насосов при одиночной работе в тот же трубопровод.

Последовательная работа насосов. Последовательной работой насосов называется такая их работа,

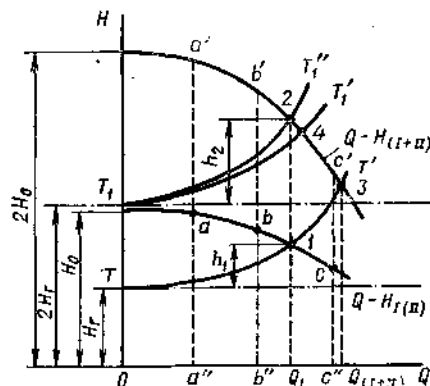
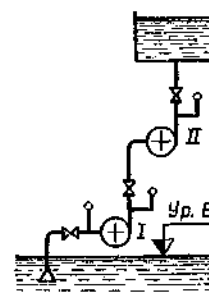


Рис. X.17



когда один насос нагнетает жидкость во входной патрубке второго. Последовательная работа насосов применяется тогда, когда необходимо при неизменной производительности получить больший напор, чем может создать один насос. На основе принципа последовательной работы изготавливаются и работают многоколесные (многоступенчатые) насосы. Необходимым условием последовательной работы насосов является близость их характеристик по расходу.

Рассмотрим режим последовательной работы двух одинаковых насосов.

На рис. X.17 дана характеристика $Q-H_{(I+II)}$ двух одинаковых насосов, построена характеристика трубопровода $T-T'$ с геодезической высотой подъема H_c .

Чтобы построить суммарную характеристику последовательной работы насосов, проведем ряд вертикальных прямых, параллельных OH , например, $a'a'$, $b'b'$, $c'c'$. От точек пересечения этих прямых (точки a, b, c) с характеристикой насоса $Q-H_{(I+II)}$ откладываем отрезки $aa' = a'a$, $bb' = b'b$, $cc' = c'c$, т. е. удваиваем ординаты, соединив эти

точки плавной кривой, получим суммарную характеристику последовательной работы насосов $Q-H_{(1+11)}$.

При характеристике трубопровода $T-T'$ рабочий режим одного насоса определяется точкой I с производительностью Q_1 , если характеристика трубопровода не меняется, то режим работы двух насосов определяется точкой 3 с производительностью $Q_{(1+11)}$, т. е. производительность и напор будут несколько большими. Пусть новая характеристика трубопровода станет $T_1-T'_1$. В новый трубопровод один насос вообще не сможет подавать жидкость, так как его напор недостаточен (характеристика насоса $Q-H_{(11)}$ лежит ниже характеристики нового трубопровода $T_1-T'_1$).

Включая последовательно второй насос, получаем суммарную характеристику $Q-H_{(1+11)}$, которая пересекается с характеристикой нового трубопровода в точке 4 . Производительность будет большей. С помощью задвижки можно создать дополнительное сопротивление и тем поднять характеристику трубопровода в положение $T_1-T'_1$ и получить прежнюю производительность Q_1 .

Аналогичным образом можно рассмотреть параллельную и последовательную работу трех и более числа агрегатов.

§ 50. Кавитация

Выше было установлено, что если при входе в рабочее колесо насоса абсолютное давление окажется меньшим или равным упругости паров перекачиваемой жидкости при данной температуре, то жидкость начинает вскипать, происходит разрыв потока и подача прекращается.

При длительной работе насоса в таких условиях разрушается рабочее колесо. Явления, происходящие в насосе при вскипании жидкости, называются *кавитацией*. При этом из жидкости выделяются пары и растворенные газы в том месте, где давление равно или меньше давления насыщенных паров. Пузырьки пара и газов, увлеченные потоком в область повышенного давления, резко конденсируются с уменьшением объема в микроскопических зонах; это явление, подобное взрывам мельчайших бомб, приводит к механическим повреждениям лопаток колеса и их разрушению. Происходит и химическое разрушение металла в зоне кавитации выделившимся кислородом воздуха (коррозия).

Кавитация может происходить не только в рабочем колесе, но и в направляющем аппарате, и в спиральном

корпусе. Эти явления сопровождаются потрескиванием, шумом и вибрацией насоса. При кавитации резко падает к. п. д. насоса, производительность и напор. Особенно сильно при кавитации разрушаются чугун и углеродистая сталь, наиболее устойчивы бронза и нержавеющая сталь. Поэтому в последнее время для изготовления насосов применяют высококачественные материалы и защитные покрытия (наплавка твердых сплавов, поверхностная закалка, металлизация в холодном состоянии), что повышает надежность работы насосов.

Во избежание явления кавитации насос следует располагать как можно ниже.

Кавитационный запас уровня определяют по уравнению

$$\Delta h = \frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} - h_L \quad (X.42)$$

§ 51. Коэффициент быстроходности

Конструкции центробежных насосов в зависимости от назначения рабочих колес могут быть объединены в различные группы по принципу геометрического и кинематического подобия.

Геометрическое подобие — пропорциональность всех сходственных размеров проточной части; кинематическое подобие характеризуется

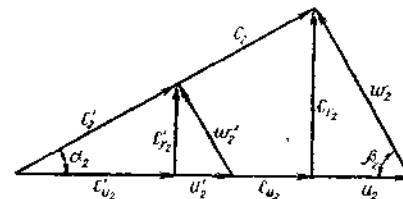


Рис. X.18

одинаковостью направления и пропорциональностью величин скоростей в сходственных точках потока (рис. X.18).

Пусть геометрически подобные рабочие колеса имеют диаметры D и D_1 и вращаются соответственно с числами оборотов n и n' , создавая напоры H и H' . Тогда

$$H = K \frac{u_2 c_{u_2} \eta_r}{g} \quad \text{и} \quad H' = K' \frac{u'_2 c'_{u_2} \eta'_r}{g},$$

а отношение напоров

$$\frac{H'}{H} = \frac{K'}{K} \frac{u'_2 c'_{u_2} \eta'_r}{u_2 c_{u_2} \eta_r} \quad (X.43)$$

Обычно можно считать $K=K'$, и тогда напоры пропорциональны произведению скоростей, которые в свою очередь пропорциональны произведению nD , следовательно,

$$\frac{H'}{H} = \frac{(n'D')^2}{(nD)^2} \cdot \frac{\eta_r'}{\eta_r}$$

У геометрически подобных насосов $\eta_r = \eta_r'$ и поэтому окончательно имеем

$$H'/H = (n'D')^2 / (nD)^2, \quad (X.44)$$

т. е. напоры, развиваемые геометрически подобными насосами, пропорциональны квадрату диаметра колеса и квадрату числа оборотов.

Рассмотрим производительность насоса, которая меняется пропорционально изменению площади выходного сечения рабочего колеса и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\pi b' D' c_{r_s}' \eta_0'}{\pi b D c_{r_s} \eta_0}; \quad \frac{c_{r_s}'}{c_{r_s}} = \frac{u'}{u} = \frac{\pi' D'}{\pi D}$$

Если колеса геометрически подобны, то $b'/b = D'/D$.

С учетом коэффициента стеснения потока ψ можно записать

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \left(\frac{D'}{D} \right)^3 \frac{\psi'}{\psi} \cdot \frac{\eta_0'}{\eta_0};$$

при небольшом (до двух раз) отличии n' от n и D' от D можно считать $\eta_0' = \eta_0$, тогда

$$Q'/Q = (n'/n) (D'/D)^3 \quad (X.45)$$

и соответственно

$$N'/N = (n'/n)^3 (D'/D)^3. \quad (X.46)$$

Полученные уравнения (X.44), (X.45) и (X.46) выражают законы подобия центробежных насосов. По этим уравнениям можно рассчитать основные размеры и параметры проектируемого насоса, по известным размерам и параметрам существующего геометрически подобного насоса. Законы подобия позволяют выполнить испытания нового насоса на небольших моделях.

Для сравнения рабочих характеристик центробежных и пропеллерных насосов различных моделей пользуются коэффициентом *быстроходности* (удельным числом оборотов) n_s , представляющим собой число оборотов рабочего колеса, которое геометрически подобно колесу рассматри-

ваемого насоса и подает расход $Q=75$ л/сек при напоре $H=1$ м. Применим уравнения (X.44) и (X.45) к колесу, развивающему напор H_m при n об/мин и подающему расход Q м³/сек и к геометрически подобному ему колесу с диаметром D_s и удельным числом оборотов n_s

$$\frac{1}{H} = \frac{n_s^2 D_s^2}{n^2 D^2} \quad \text{и} \quad \frac{0,075}{Q} = \frac{n_s D_s^2}{n D^2}.$$

Исключая из полученных выражений D_s/D , получим

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (X.47)$$

(Для насосов двустороннего входа жидкости в колесо в уравнение (X.47) вместо Q подставляют $Q/2$.)

При выводе формулы для n_s пренебрегают объемным и гидравлическим к. п. д. насоса при изменении n и D . Для определенности условились в уравнение (X.47) подставлять значения напора и производительности при оптимальном режиме

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_{\text{опт}}}}{H_{\text{опт}}^{3/4}}. \quad (X.48)$$

Из этого уравнения следует, что коэффициент быстроходности тем больше, чем больше производительность и чем меньше напор, т. е. коэффициент быстроходности n_s характеризует тип рабочего колеса и соотношение его основных размеров.

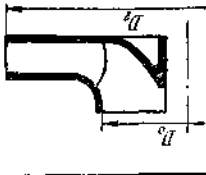
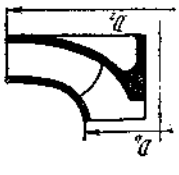
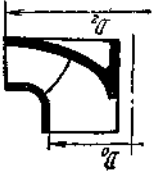
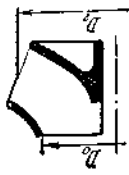
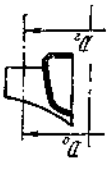
По коэффициенту быстроходности составлена гидравлическая классификация насосов, сопоставляются типы рабочих колес, подбираются насосы для данных условий, изучаются насосы по уменьшенным моделям. Ниже приводится классификация рабочих колес и их конструктивные особенности по коэффициенту быстроходности (табл. X.3).

Тихоходные центробежные насосы ($50 < n_s < 80$) развивают большой напор и имеют малую производительность. Колесо сильно вытянуто в радиальном направлении (большого диаметра) с малой шириной проходов, малый диаметр на входе; все это обуславливает большие гидравлические потери в рабочем колесе.

Нормальные — $80 < n_s < 150$.

У быстроходных насосов ($150 < n_s < 350$) форма колеса переходит из радиальной в полусосевую и даже

Таблица X.3

Наименование лопастных насосов	Центробежные				Осевые (пропеллерные)
	тихоходные	нормальные	быстроходные	полусосевые (диагональные)	
Коэффициент быстроходности	$50 < n_s < 80$	$80 < n_s < 150$	$150 < n_s < 350$	$350 < n_s < 500$	$500 < n_s < 1500$
Эскиз сечения рабочего колеса					
Соотношение размеров колеса	$D_2/D_0 = 2,5-3$	$D_2/D_0 = 2,0$	$D_2/D_0 = 1,8-1,4$	$D_2/D_0 = 1,2-1,1$	$D_2/D_0 = 1,0$
Форма лопаток	Цилиндрическая	Пространственная на входе, цилиндрическая на выходе	Пространственная	Пространственная	Пространственная

осевую; у диагональных ($350 < n_s < 500$) выходная кромка лопаток колеса выполняется наклонно по отношению к оси насоса. Насосы имеют небольшие габариты, поэтому их применяют при оборудовании артезианских скважин. Пропеллерные насосы ($500 < n_s < 1500$) применяют для больших расходов при малых напорах.

§ 52. Подбор насосов и электродвигателей к ним

Основные исходные данные для подбора насосов следующие: 1) производительность Q л/сек ($\text{м}^3/\text{сек}$); 2) необходимый напор H м (ат); 3) род перекачиваемой жидкости; 4) условия установки.

При подборе насосов стремятся к тому, чтобы заданные режимы работы находились в области наибольших значений к. п. д. и высота всасывания не превышала бы допустимого предела для данного насоса. Насосы подбирают по каталогам или соответствующим справочным данным. Для предварительного подбора типа насоса пользуются сводными графиками подач и напоров насосов, которые также приводятся в каталогах.

После предварительного подбора уточняют режим работы, сопоставляя характеристики насоса $Q-H$ с характеристикой трубопровода. При необходимости параллельной или последовательной установки нескольких насосов строят суммарные характеристики $Q-H$ (см. § 50).

В каталоге или справочной литературе приводятся данные по размерам насоса и числу оборотов, а также рекомендуемая мощность двигателя.

По рекомендуемой мощности и числу оборотов по каталогам или справочной литературе подбирают электродвигатель с учетом условий, в которых должен работать агрегат (сырость, взрывоопасная среда и т. п.). В отдельных случаях допускается снижать число оборотов насоса, чтобы получить необходимые характеристики, выполняя пересчет по формулам (X. 37), (X. 38), (X. 39). При этом принимают числа оборотов, которые могут давать электродвигатели, изготавливаемые промышленностью: 600, 750, 1000, 1500, 3000 об/мин*.

* Даны синхронные числа оборотов.

§ 53. Эксплуатация насосов. Достоинства и недостатки центробежных насосов

Центробежные насосы могут начать работать только в том случае, если их корпус и всасывающий трубопровод залиты перекачиваемой жидкостью.

Возможны следующие случаи установки насосов: 1) ось насоса находится выше уровня перекачиваемой жидкости; 2) ось насоса находится ниже уровня перекачиваемой жидкости.

Для обеспечения перекачки жидкости в первом случае необходимо предварительно заполнить корпус насоса и всасывающий трубопровод перекачиваемой жидкостью. Это можно выполнить следующими способами: а) заливают жидкость в корпус из напорного трубопровода от действующих установок или из водопровода; б) заливают из специальных баков запаса воды; в) заливку производят с помощью вакуум-насоса.

При способах а) и б) на входе во всасывающий трубопровод должен быть обратный клапан, не позволяющий жидкости выливаться через всасывающий трубопровод.

Во втором случае жидкость под действием собственной силы тяжести заполнит внутреннюю полость насоса и будет поступать на лопатки рабочего колеса. Специальных устройств для заливки насоса не требуется. Говорят, что «насос работает под заливом».

При подготовке насоса к пуску необходимо закрыть краны у манометра и вакуумметра. Насос пускают при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. При пуске насоса в ход кран у манометра открывают. Когда насос разовьет полное число оборотов, а манометр покажет соответствующее давление, открывают кран у вакуумметра, а затем краны на трубопроводах, подводящих воду к сальникам. Если есть подвод охлаждающей воды к подшипникам, открывают соответствующие краны. После этого постепенно открывают задвижку на напорном трубопроводе. Во время работы следят за тем, чтобы смазочные кольца свободно вращались вместе с валом и чтобы температура подшипников не превышала температуры в помещении машинного зала больше чем на $40-50^{\circ}\text{C}$; поддерживают уровень масла в подшипниках на требуемой высоте и меняют его через 800—1000 ч работы насоса; своевременно подтягивают сальники, соблюдают правила техники безопасности.

К достоинствам центробежных насосов относятся: 1) компактность и простота конструкций; 2) простота соединения с электродвигателем и другими силовыми установками, что повышает к. п. д. установки; 3) простота пуска и регулирования; 4) плавная работа; 5) экономичность в эксплуатации; 6) надежность, долговечность в работе и возможность применения для перекачки любых жидкостей.

Недостатками этих насосов являются: 1) низкий к. п. д. малых насосов; 2) сложность отливки рабочего колеса; 3) необходимость заполнения жидкостью корпуса насоса перед пуском.

Глава XI ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

§ 54. Схема устройства и принцип действия поршневого насоса. Виды поршневых насосов

Рассмотрим устройство и принцип действия поршневых насосов (рис. XI. 1).

На рисунке дано принципиальное устройство насоса простого действия с приводом от машин, совершающих вращательное движение, например от электродвигателя.

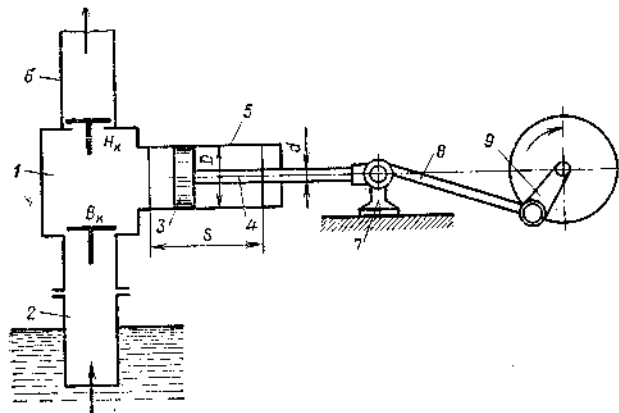


Рис. XI.1

Поршневой насос состоит из рабочей камеры 1, внутри которой имеются всасывающий B_k и нагнетательный H_k клапаны; цилиндра — 5, поршня — 3, совершающего возвратно-поступательные движения внутри цилиндра; всасывающего 2 и напорного 6 патрубков. Для преобразования вращательного движения кривошипа 9 в возвратно-поступательное движение поршня служат шток 4, ползун 7 и шатун 8.

Ниже приводится описание наиболее распространенных конструкций поршневых насосов. В зависимости от назначения, условий работы и конструктивных особенностей поршневые насосы классифицируются следующим образом.

По роду действия:

1) насосы простого действия;

2) насосы двойного действия (рис. XI.2). У насосов двойного действия по обе стороны от цилиндра имеются рабочие камеры 1 и 2, в каждой из них есть нагнетательные 3 и 4 и всасывающие 5 и 6 клапаны. Поэтому как при

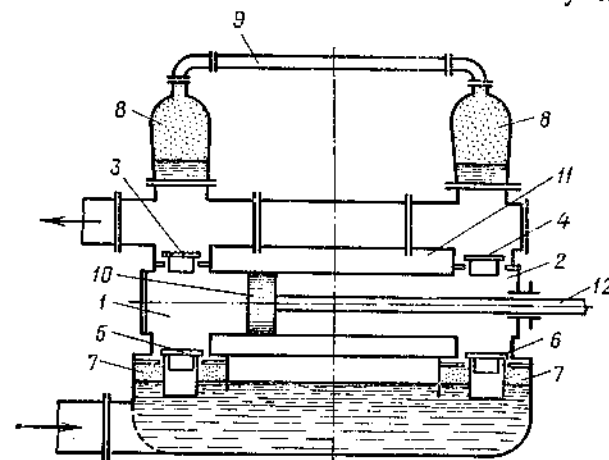


Рис. XI.2

ходе поршня 10, приводимого в движение штоком 12, в цилиндре 11 влево, так и вправо, идет одновременно всасывание и нагнетание. Например, при ходе поршня вправо в камере 1 открыт всасывающий клапан 5 и идет засасывание жидкости, а в камере 2 открыт нагнетательный клапан 4, жидкость подается в напорный трубопровод. Таким образом, за один рабочий ход поршня (движение вправо и влево) нагнетается почти удвоенный объем жидкости по сравнению с насосами простого действия.

Воздушные колпаки 7 на всасывании и 8 на нагнетании, соединенные трубкой 9, служат для уменьшения пульсации перекачиваемой жидкости;

3) строенные насосы (рис. XI.3). Они состоят из трех цилиндров простого действия, поршни которых насажены на общий коленчатый вал, причем кривошипы расположены под углом 120° друг к другу. Таким образом, за каждую треть оборота вала засасывается и выдается одна порция воды, чем достигается более равномерная работа;

4) двойные насосы двойного действия. Насос состоит из двух насосов двойного действия, имеющих общие всасывающий и нагнетательный патрубки;

5) дифференциальные насосы (рис. XI.4). В дифференциальном насосе подача жидкости осуществляется более равномерно, в два приема; за ход поршня 2 влево

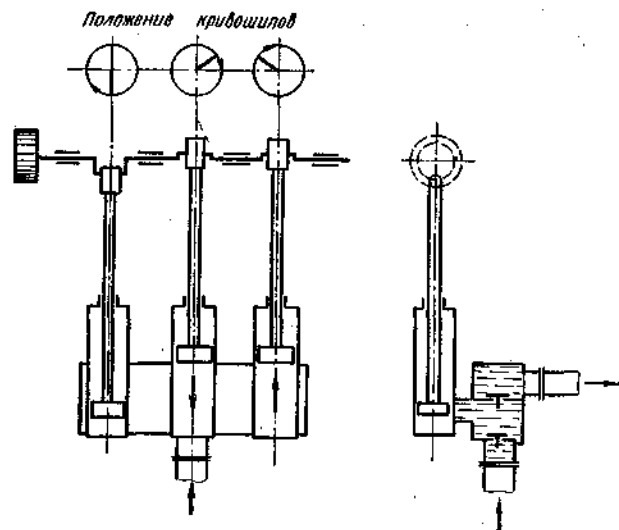


Рис. XI.3

часть жидкости поступает в правую полость цилиндра 1, а за ход поршня вправо она подается в трубопровод при наличии всего двух клапанов 4 — всасывающий и 5 — нагнетательный, вместо четырех.

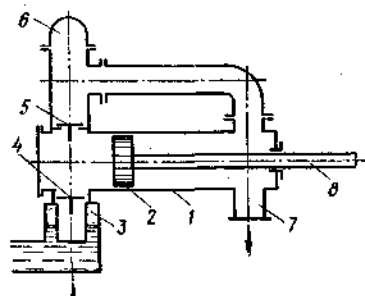


Рис. XI.4

с площадью сечения, равной половине площади поршня; тогда за каждый ход подаются равные объемы.

По способу приведения в действие:

На рис. XI.4 показаны: 3 — воздушный колпак на всасывании, 6 — воздушный колпак на нагнетании, 7 — напорный патрубок, 8 — шток.

Размеры дифференциального насоса почти такие же, как и простого. Шток 8 дифференциального насоса делают

1) приводные, работающие от отдельно расположенного двигателя, соединенного с насосом кривошипно-шатунным механизмом (рис. XI.1) или другой передачей;

2) паровые — прямодействующие; у них поршни насоса 1 и 3 и парового цилиндра 2 имеют общий шток 4 (рис. XI.5);

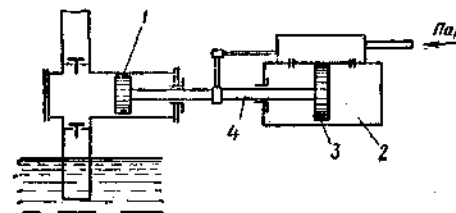


Рис. XI.5

3) ручные, приводимые в действие вручную. Эти насосы типа БКФ нашли широкое применение (см. § 60).

По конструкции рабочего органа:

1) собственно поршневые, у которых в расточенном цилиндре перемещается дисковый поршень. В качестве уплотнения поршня применяют уплотняющие кольца или манжеты;

2) плунжерные (скальчатые) (рис. XI.6), у которых рабочим органом является плунжер в виде полого стакана, который движется в уплотняющем сальнике без касания внутренних стенок цилиндра. В эксплуатации эти насосы проще, так как в них нет сменяемых поршневых колец, манжет и т. п.; на рис. XI.6 дана схема такого насоса, где 1 — скалка; 2 — цилиндр; 3 — сальник; 4 — нагнетательный воздушный колпак; 5 — всасывающая воздушная камера; В_к и Н_к — всасывающий и нагнетательный клапаны;

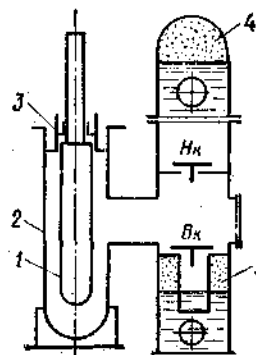


Рис. XI.6

3) диафрагмовые (см. § 60), у которых рабочий орган — гибкая диафрагма из прорезиненной ткани или кожи;

4) глубоководные насосы с проходным поршнем.

По назначению:

1) водяные; 2) канализационные; 3) кислотные и щелочные; 4) нефтяные и др.

§ 55. Характеристики поршневых насосов

Производительность. Рассмотрим схему работы насоса простого действия (рис. XI.7).

При ходе поршня вправо в цилиндр засасывается объем жидкости

$$V = Fs,$$

где F — площадь поршня, м^2 ; s — ход поршня, м .

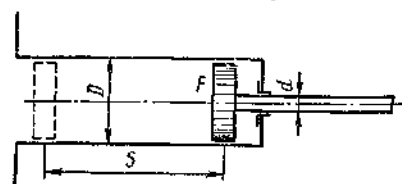


Рис. XI.7

При ходе поршня влево этот же объем выталкивается в напорный трубопровод, т. е. за один рабочий ход (за один оборот кривошипа) происходит одно всасывание и одно нагнетание. Если кривошип совершает n оборотов

в минуту, то теоретически производительность (в $\text{м}^3/\text{мин}$) равна

$$Q = Fsn.$$

Действительная производительность будет меньше вследствие утечки жидкости через сальники, запаздывания открытия и закрытия клапанов, выделения из жидкости воздуха; все это учитывается объемным к. п. д. насоса

$$Q = \eta_0 Fsn \quad (\text{XI.1})$$

или в пересчете в $\text{м}^3/\text{ч}$

$$Q = 60\eta_0 Fsn.$$

Объемный к. п. д. для различных насосов колеблется в пределах 0,85—0,97.

Таким образом, производительность поршневого насоса не зависит от напора.

Производительность насоса двойного действия будет немного меньше удвоенной производительности простого за счет того, что в одной из камер часть объема занимает шток с диаметром d и площадью сечения f . Поэтому для насоса двойного действия

$$Q = 60\eta_0 (2F - f) sn. \quad (\text{XI.2})$$

Производительность насоса тройного действия в $\text{м}^3/\text{ч}$

$$Q = 60\eta_0 3Fsn; \quad (\text{XI.3})$$

сдвоенного двойного действия

$$Q = 60\eta_0 2 (2F - f) sn. \quad (\text{XI.4})$$

Напор. Теоретически поршневые насосы могут развивать любой напор. Практически напор зависит от прочности материалов, из которых изготовляют детали насосов, от мощности двигателя. Теоретически он равен приведенной высоте избыточного давления над поршнем.

Высота всасывания. Вакуумметрическая высота всасывания для поршневых насосов, так же как и для центробежных, зависит от атмосферного давления, температуры жидкости, кинематической вязкости и числа ходов поршня в минуту и определяют ее аналогично (см. § 47), так как жидкость движется с изменяющейся скоростью, учитывают инерционные силы.

Полная высота подъема складывается из суммы геометрических высот всасывания и нагнетания и потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

Приняв абсолютное давление в цилиндре насоса, равным давлению парообразования p_n перекачиваемой жидкости при данной температуре, напишем уравнение (без вывода) для определения высоты всасывания в начальном моменте всасывания, когда скорость жидкости во всасывающей трубе теоретически равна нулю, а силы инерции максимальны

$$h_{\text{вс}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_n}{\gamma} - \omega^2 R \frac{L_{\text{вс}}}{g} \frac{F}{F_{\text{вс}}}, \quad (\text{XI.5})$$

где ω — угловая скорость вращения кривошипа; R — радиус кривошипа; $L_{\text{вс}}$ — длина всасывающей трубы; F — площадь поршня насоса; $F_{\text{вс}}$ — площадь поперечного сечения всасывающей трубы.

Последний член уравнения (XI.5) представляет собой напор, затрачиваемый на преодоление сил инерции. Уравнение позволяет вычислить критическую высоту всасывания, при которой начинается кавитация. Для нормальной работы высоту всасывания следует назначать несколько меньшей.

Потребляемая мощность. Потребляемая мощность в киловаттах (кВт) для всех видов поршневых насосов определяется по формуле

$$N = \frac{\gamma Q H}{102\eta}, \quad (\text{XI.6})$$

где γ — объемный вес жидкости, $\text{кгс}/\text{м}^3$; Q — производительность, $\text{м}^3/\text{сек}$; H — полная высота подъема, м ; η — к. п. д. насоса (принимается 0,7—0,9).

Рассмотрим график подачи поршневых насосов.

За один оборот коленчатого вала поршень насоса совершит путь $2s$, а средняя скорость (в м/сек) за n оборотов в минуту равна

$$v_{cp} = 2sn/60 = sn/30.$$

В крайних положениях кривошипно-шатунного механизма (мертвых точках) скорость поршня равна нулю и достигает максимума в средних точках. Поэтому подача насоса (расход жидкости) будет неравномерной, так как

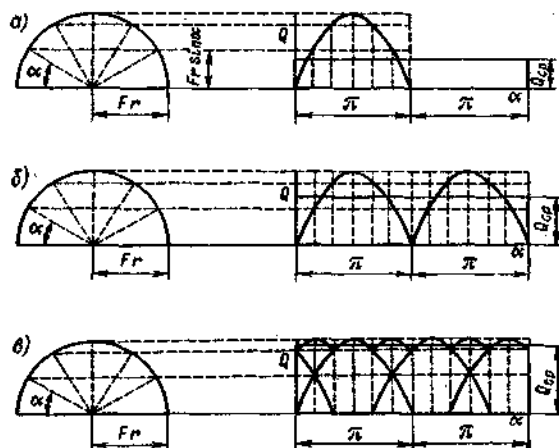


Рис. XI.8

является функцией скорости в каждый момент; расход жидкости равен скорости поршня v , умноженной на его площадь F .

Таким образом, скорость движения поршня и подача жидкости выражаются тригонометрической функцией.

Из курса механики известно, что

$$v = r\omega \sin \alpha,$$

где r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вращения вала; α — угол поворота кривошипа.

Соответственно мгновенная производительность насоса равна

$$Q = Fv = Fr\omega \sin \alpha. \quad (XI.7)$$

Уравнение (XI.6) является уравнением синусоиды.

На рис. XI.8 приведены (в произвольном масштабе) графики подачи насосов простого и двойного действия, а также строенного насоса.

На рис. XI.8, а по оси абсцисс отложены углы α , характеризующие положение кривошипа, начиная от крайнего правого (см. рис. XI.7). За четверть оборота ($\alpha = \pi/2$) поршень проделывает половину хода; в этот момент ордината графика наибольшая и равна $Q_{max} = Fr$. При $\alpha = \pi$ (левая мертвая точка) подача $Q = 0$. За вторую половину оборота $\pi < \alpha < 2\pi$ подачи нет, идет всасывание.

За один оборот кривошипа подается объем $2Fr$; средняя подача за один оборот

$$Q_{cp} = \frac{2Fr}{2\pi} = \frac{Fr}{\pi}.$$

Отношение максимальной ординаты графика к средней называется коэффициентом неравномерности подачи. Для насоса простого действия этот коэффициент равен

$$\delta = Q_{max}/Q_{cp} = \pi = 3,14.$$

У насоса двойного действия (рис. XI.8, б) максимальная ордината та же, а средняя вдвое больше; соответственно коэффициент неравномерности $\delta = 3,14/2 = 1,57$, для строенного насоса $\delta = 3,14/3 = 1,05$ (рис. XI.8, в).

Коэффициент полезного действия. К. п. д. поршневых насосов так же, как и для центробежных, есть отношение полезной мощности N_n к мощности на валу насоса N

$$\eta = N_n/N.$$

При работе поршневых насосов имеют место следующие потери энергии: а) механические — потери от трения, которые учитываются механическим к. п. д. η_m ; б) объемные — потери вследствие утечек через неплотности сальников, уплотняющих колец и т. п. Они учитываются объемным к. п. д. η_o .

Общий к. п. д. насоса есть произведение механического и объемного к. п. д.

$$\eta = \eta_m \eta_o. \quad (XI.8)$$

При подборе электродвигателя необходимо учитывать также к. п. д. передачи $\eta_{пер}$.

§ 56. Конструкции поршневых насосов и определение их основных размеров

Корпус, поршень, вал, шатун и шток поршневых насосов изготовляют чаще всего из чугуна. Поршни могут изготавливаться с металлическими уплотнительными кольцами, типа поршневых колец двигателей внутреннего сгорания; клапаны и седла изготовляют из бронзы.

Передача от шкива к поршню осуществляется коленчатым валом, зубчатой передачей, штоком и шатуном.

Паровые прямодействующие насосы, применяемые в основном для подпитки паровых котлов, выполняют сдвоенными двойного действия (каждый цилиндр работает как насос двойного действия) (см. рис. XI.5).

Паровые и водяные цилиндры монтируются по одной оси с общим штоком на общей фундаментной плите. Насос оборудуется клапанной коробкой для распределения пара.

Из рассмотрения принципа работы поршневых насосов нам известно, что жидкость подается неравномерно, толчками. Для сглаживания толчков и предотвращения гидравлического удара в трубопроводах насосы конструктивно выполняют с воздушными колпаками. Воздушные колпаки выравнивают поступление жидкости в трубопровод, колпак «поглощает» часть жидкости в момент, когда подача превышает среднее количество жидкости, подаваемой насосом, и отдает поглощенную часть жидкости, когда подача меньше средней. Воздушные колпаки устраиваются как на всасывающей, так и на нагнетательной сторонах. Устройство воздушного колпака на всасывающей стороне позволяет увеличить высоту всасывания и дает возможность изготовлять насосы с большим числом двойных ходов поршня.

На основе теоретических и практических данных рекомендуется принимать следующие объемы воздушных колпаков в долях от рабочего объема цилиндра F_s :

на напорной стороне для насосов

простого действия $V_a = 22F_s$,

двойного » $V_a = 9F_s$,

строенных $V_a = 0,5F_s$,

сдвоенных двойного действия $V_a = 2F_s$;

на всасывающей стороне

для всех видов насосов от 5 до $10F_s$.

Для контроля каждый воздушный колпак оборудуется водомерным стеклом и воздушным краном.

Основные размеры любого поршневого насоса определяют исходя из следующих соображений.

Введем обозначения: Q — производительность насоса, м³/ч; D — диаметр цилиндра, м; s — ход поршня, м; $\psi = s/D$ — отношение хода поршня к диаметру; n — число двойных ходов поршня в минуту; v_{cp} — средняя скорость поршня, м/сек; K — кратность действия насоса (например, у насоса двойного действия $K=2$); λ — коэффициент подачи, т. е. отношение объема жидкости, действительно поданной поршнем при одном ходе его, к описанному им объему.

Производительность насоса выразится следующей расчетной формулой через его главные параметры:

$$Q = 60K \frac{\pi D^3}{4} sn\lambda,$$

или, так как $s = \psi D$,

$$Q = 60K \frac{\pi D^3}{4} \psi n\lambda,$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q}{60K\psi n\lambda}}. \quad (XI.9)$$

Так как $sn = 30v_{cp}$, то

$$Q = 60K \frac{\pi D^3}{4} 30v_{cp}\lambda.$$

Следовательно,

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q}{60K\pi 30v_{cp}\lambda}}. \quad (XI.10)$$

При расчете вновь проектируемого насоса будут заданы Q и K . Тогда для определения D необходимо выбрать или ψ , n и λ , или же v_{cp} и λ . Например, у прямодействующих паровых насосов среднюю скорость v_{cp} принимают от 0,2 до 0,6 м/сек, n — от 25 до 50 и ψ — от 1,3 до 1,75.

У насосов с валом принимают $v_{cp} = 0,5—1,0$ м/сек, $n = 50—60$ и $\psi = 1—1,3$. Коэффициент подачи λ принимают от 0,7 до 0,95. Следует опасаться высокого числа оборотов и большой скорости поршня, что ухудшает всасывание из-за инерционности клапанов (клапаны будут запаздывать открываться).

Диаметр всасывающего патрубка (трубопровода) определяют исходя из скорости жидкости в нем, принимаемой 1,0—1,5 м/сек. Для определения диаметра нагнетательного патрубка и трубопровода скорость принимают 1,5—2,0 м/сек.

Корпус цилиндра и детали привода поршня рассчитывают на прочность (имеется в виду определение толщины стенки цилиндра, диаметра штока и т. п.). Исходной величиной для этого является напор, который должен создать насос.

Особо остановимся на определении размеров клапанов. Диаметр и высота подъема клапана определяются из условия неразрывности струи жидкости.

Уравнения неразрывности струи следующие:

а) для плоского клапана с верхней направляющей:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{cp} = \frac{\pi D^2}{4} c_1 z = \mu \pi d h c_2 z; \quad (XI.11)$$

б) для плоского клапана с направляющей шпилькой:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{cp} = \left[\frac{\pi}{4} (d - d_0) - i e \left(\frac{d - d_0}{2} \right) \right] c_1 z; \quad (XI.12)$$

в) для плоского клапана с нижней направляющей:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{cp} = \left(\frac{\pi D^2}{4} - i e \frac{d}{2} \right) c_1 z = \mu (\pi d - i e) h c_2 z; \quad (XI.13)$$

г) для конического клапана с верхней направляющей:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} c_1 z = \mu \pi h \sin \alpha (d + h \sin \alpha \cos \alpha) z c_2; \quad (XI.14)$$

д) для конического клапана с нижней направляющей:

$$\frac{\pi D^2}{4} v_{cp} = \frac{\pi d^2}{4} c_1 z = \mu \pi h \sin \alpha (d + h \sin \alpha \cos \alpha) z c_2, \quad (XI.15)$$

где D — диаметр цилиндра, м; v_{cp} — средняя скорость поршня, м/сек; c_1 — средняя скорость жидкости в клапанном отверстии, м/сек; c_2 — скорость жидкости при выходе из-под клапана (в клапанной щели), м/сек; z — число клапанов в одной клапанной решетке; μ — коэффициент расхода в клапанной щели; d — диаметр клапанного отверстия, м; h — высота подъема (ход) клапана, м; d_0 — диаметр средней части гнезда; i — число ребер в гнезде; e — толщина ребер, м; α — половина угла конусности клапана (обычно $\alpha = 45^\circ$).

Порядок расчета клапанов. Выбирают скорость c_1 ; для всасывающих клапанов принимают $c_1 = 2—3,5$ м/сек, а для нагнетательных — $c_1 = 2,5—4$ м/сек. Затем задаются отношением хода клапана h к диаметру клапанного отверстия d ; обычно принимают $h = (0,15—0,25)d$. После этого определяют d , задаваясь числом клапанов от 1 до 6. Диаметр клапанного отверстия должен быть в пределах 30—60 мм, так как громоздкий клапан будет работать со стуком. Число направляющих ребер клапана принимают от 3 до 4 и толщину их e — от 3 до 5 мм.

Определив основные размеры клапана, можно определить скорость жидкости в клапанной щели c_2 , при этом коэффициент расхода μ можно принять от 0,6 до 0,75.

Толщина диска клапана e в сантиметрах определяется по уравнению

$$e = d \sqrt{0,31 p_2 / [\sigma]},$$

где d — диаметр клапанного отверстия, см; p_2 — давление жидкости в цилиндре (расчетное), кгс/см²; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, кгс/см².

Ширину b опорной поверхности клапана в миллиметрах определяют по эмпирической формуле Баха

$$b = 0,8 \sqrt{d},$$

где d — диаметр клапанного отверстия, мм.

§ 57. Достоинства и недостатки поршневых насосов.

Область применения

К достоинствам поршневых насосов относятся:

1. Возможность пуска в работу без залива внутренней полости жидкостью.

2. Независимость напора от расхода жидкости и возможность создания больших напоров при незначительных расходах.

3. Возможность спаривания с двигателем любого вида.

К недостаткам этих насосов относятся:

1. Неравномерность подачи воды.

2. Большие размеры и вес и, как следствие, большая стоимость.

3. Вместе с двигателем и передачей требуют больших площадей под установку.

4. Наличие быстрознашивающихся клапанов.

5. Сравнительная сложность устройства установки в целом.

6. Необходимость устройства больших и прочных фундаментов.

В настоящее время поршневые насосы почти полностью вытеснены центробежными. Их в основном применяют как питательные насосы паровых котлов (для подпитки водой), как резерв и при скважинном водоснабжении — поршневые штанговые насосы.

При производстве ремонтных работ на городских и поселковых водопроводах и канализации, для откачки воды из колодцев, камер, траншей и т. п. применяют передвижные диафрагмовые насосы, работающие по принципу поршневых. Для перекачки небольших количеств нефтяных продуктов применяют ручные насосы типа «Альвейер».

Для гидравлических испытаний сетей трубопроводов водоснабжения, теплоснабжения, газоснабжения и технологических всех видов (как внутренних, так и наружных), а также для гидравлических испытаний сосудов, емкостей, баллонов, котлов, работающих под давлением, применяют поршневые насосы для создания пробных давлений в сотни и даже тысячи атмосфер.

Глава XII

ПРОЧИЕ НАСОСЫ. НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

§ 58. Водоструйные насосы

Принцип действия водоструйного насоса или гидроэлеватора основан на передаче кинетической энергии рабочей жидкостью перекачиваемой жидкости. Рабочая (вспомогательная) жидкость обладает большим запасом энергии по сравнению с запасом энергии перекачиваемой жидкости. Перекачка происходит за счет действия одного потока жидкости с большим запасом энергии, на другой без каких-либо промежуточных механизмов.

Установка гидроэлеватора (рис. XII.1) состоит из вспомогательного (питательного) насоса 1, подающего трубопровода 2, гидроэлеватора 3, всасывающего трубопровода 4, напорного трубопровода 5. Вода под большим давлением проходит суживающийся насадок гидроэлеватора 3. По уравнению Д. Бернулли для идеальной жидкости

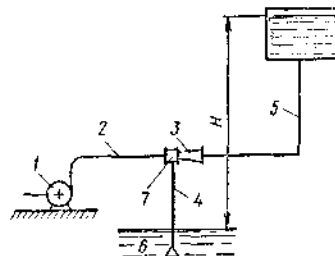


Рис. XII.1

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} = \text{const.}$$

Вследствие резкого увеличения скорости в сужении насадка гидроэлеватора давление p в камере смешения падает и становится меньше атмосферного. Под действием атмосферного давления жидкость из резервуара 6 по всасывающему трубопроводу 4 выдавливается в камеру смешения 7, где увлекается рабочей жидкостью и подается в напорный трубопровод 5. При этом рабочий поток часть своей энергии отдает жидкости, поступившей из резервуара 6. Для увеличения статического напора смеси жидкостей поток пропускают через диффузор, где падает скорость v и увеличивается давление p . Полезная мощность водоструйного насоса равна

$$N_n = \gamma H Q_n$$

а затраченная мощность

$$N = \gamma h Q.$$

Следовательно, к. п. д. гидроэлеватора

$$\eta = \frac{H Q_1 \gamma}{h Q \gamma} = \frac{H Q_1}{h Q}, \quad (\text{XII.1})$$

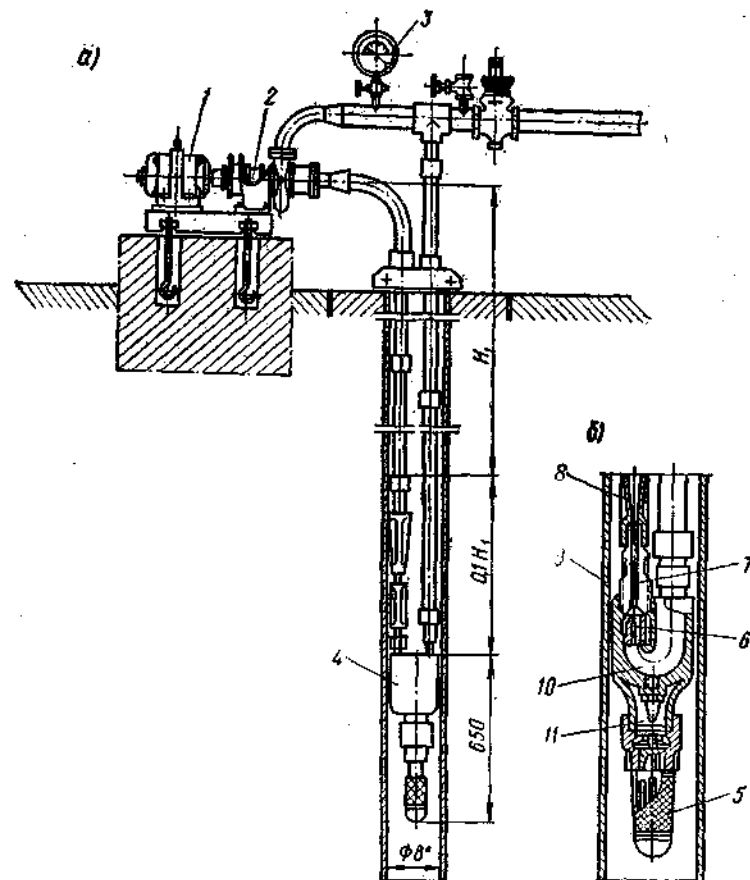


Рис. XII.2

где Q — расход воды, подаваемый к гидроэлеватору вспомогательным насосом, м³/сек; Q_1 — расход подсосываемой воды или производительность гидроэлеватора, м³/сек; h — рабочий напор насоса, м; H — полная геометрическая высота подъема гидроэлеватора, м.

Кроме того, отношение $Q_1/Q = \alpha$ называется коэффициентом подмешивания (инжекции) и $H/h = \beta$ — коэффициентом напора; тогда можно записать

$$\eta = \alpha \beta. \quad (\text{XII.2})$$

Коэффициент напора β принимает значения в пределах от 0,15 до 0,35.

Водоструйные насосы применяют: при водоотливе от котлованов, траншей и т. п., для понижения уровня грунтовых вод в иглофильтровых установках, для подъема песка и шлама на канализационных очистных сооружениях, при производстве земляных работ способом гидромеханизации, для пуска насосов на насосных станциях и др.

Достоинства гидроэлеваторов — простота устройства, небольшие габариты, надежность работы, возможность изготовления в условиях строительной площадки; недостатки — низкий к. п. д. и затрата большого количества вспомогательной воды под давлением.

На рис. XII. 2 приведена водоструйная установка типа ВН-2-8, применяемая для оборудования трубчатых колодцев. В обсадной трубе 9 (рис. XII. 2, б) размещены фильтр 5, изогнутый канал 10, заканчивающийся соплом 6.

Вода, забираемая через фильтр 5, поступает в приемную камеру 11. Далее подсосывается рабочей водой, проходящей по изогнутому каналу. Давление ниже атмосферного обеспечивается наличием сопла 6. После сопла смесь поступает в камеру смешения 7, а за ней в диффузор 8. На рис. XII. 2, а указаны: электродвигатель 1, манометр 3 и корпус водоструйного насоса 4.

В диффузоре скоростной напор преобразуется в статический, под давлением которого вода поднимается к всасывающему патрубку насоса 2, которым и подается потребителю. Следует заметить, что рабочей жидкостью служит та же вода, которая забирается из скважины, поступая в изогнутый канал через тройник на напорном патрубке. Регулирование работы установок производится с помощью вентиля, установленного на напорном патрубке за тройником. Насос ВН-2-8 применяется в совокупности с центробежными насосами 2К-6 и 3К-9, при этом высота подъема воды из скважины соответственно составляет 28 или 41 м.

Для подачи воды из глубоких скважин нашли применение пневматические подъемники или эрлифты (рис. XII. 3);

они удобны также для подачи кислот и других химически активных жидкостей и смесей жидкостей с твердыми частицами (пульвы). Принцип работы эрлифтов заключается в том, что в водоподъемную трубу 4, заключенную в обсадной трубе 5,

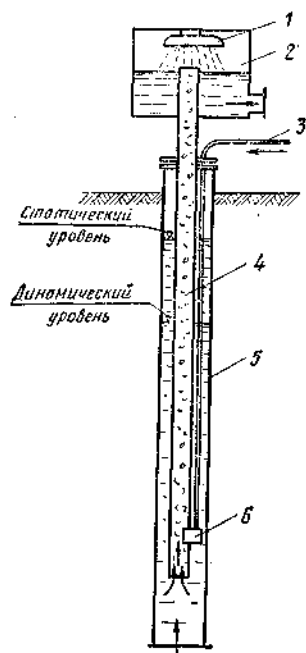


Рис. XII.3

через форсунку 6 подается сжатый воздух от компрессора по трубе 3, при этом образуется смесь воздуха и воды. Движение водовоздушной смеси вверх происходит вследствие подъемного действия пузырьков воздуха, которые опережают движение воды и как бы «проскальзывают» через движущийся поток, увлекая за собой воду. Водовоздушная смесь изливается через отрагатель 1 в приемный бак — воздухоотделитель 2. Более подробно с эрлифтами можно познакомиться в специальной литературе*.

§ 59. Днафрагмовые и крыльчатые (типа БКФ) насосы

Днафрагмовые насосы работают по принципу поршневых. Рабочим органом в них служит гибкая мембрана 1, изготовляемая из кожи или специальной резины (рис. XII. 4). Качательное движение рычагов 7 через цангу 6 преобразуется в возвратно-поступательное вертикальное движение мембраны, расположенной между металлическими дисками 3 и зажатой по краям в корпусе 4. При движении мембраны вверх открывается всасывающий клапан 2 и прикрывается нагнетательный клапан 5, порция воды поступает в корпус. При движении мембраны вниз открывается нагнетательный и прикрывается всасывающий клапаны; порция воды вытесняется в напорный рукав 8.

Насосы применяют для ремонтных работ на городских и поселковых водопроводах в целях откачки воды из ко-

лодцев, камер, котлованов и т. п. Насосы изготовляют с ручным, как показано на рис. XII. 4, и механическим приводом от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания. Насос и двигатель монтируются на общей тележке.

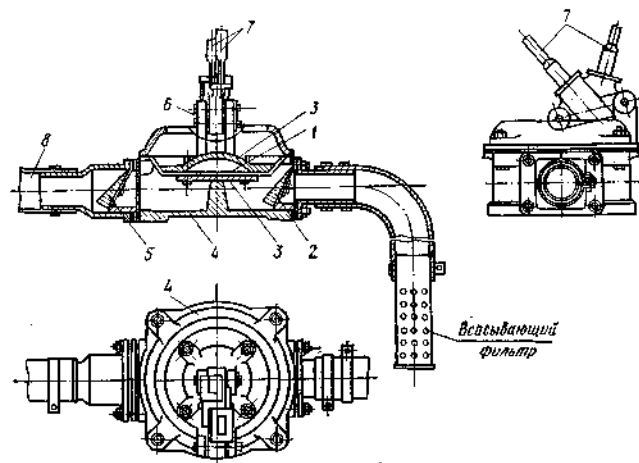


Рис. XII.4

Для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное между двигателем и насосом устанавливается редуктор.

Мелкие днафрагмовые насосы иногда называют «лягушкой».

Таблица XII. 1

Характеристика насосов НДЭ-4 и НДМ-4

Марка	Диаметр всасывающего патрубка, мм	Производительность, м³/ч	Наибольшая высота всасывания, м	Двигатель		Число оборотов в минуту	Масса насоса в сборе, кг
				тип	мощность, л. с.		
НДЭ-4	100	25	7,6	АО51-4	4,5	1440	353
НДМ-4	100	25	7,6	УД-25 (бензиновый)	8	3000	390

В табл. XII. 1 приведены технические характеристики днафрагмовых насосов НДЭ-4 (с приводом от электро-

* Турк В. И. Насосы и насосные станции. Госстройиздат, 1961.

двигателя) и НДМ-4 (с приводом от двигателя внутреннего сгорания).

К крыльчатым насосам относятся насосы типа БКФ-2 и БКФ-4, изготавливаемые нашей промышленностью (рис. XII. 5). Принцип их действия тот же, что и поршневых. Рабочим органом в насосе является пластина (кры-

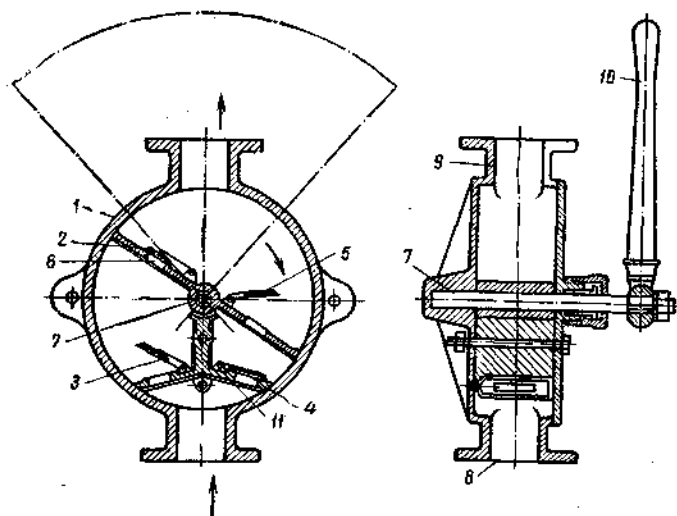


Рис. XII.5

ло) 2, помещенная в корпусе 1 и насаженная на ось 7. С помощью рукоятки 10 пластина приводится в колебательное вращательное движение. В перемычке 11 вмонтированы всасывающие клапаны 3 и 4, в пластине — нагнетательные 5 и 6. Жидкость поступает через всасывающий патрубок 8 и отводится через нагнетательный 9. Такие насосы применяют для подпитки вручную мелких котлов, систем отопления, для опорожнения систем отопления и водопровода и т. п. Ручной крыльчатый насос называют также насосом Альвейера.

§ 60. Землесосы

Одним из видов механизмов для производства дноуглубительных работ на руслах рек, водных путях озер и морей и в портах являются землесосные снаряды (земснаряды).

Основной рабочий узел земснаряда — землесос, который представляет собой центробежный насос особой конструкции в сочетании с фрезой, служащей для рыхления грунта.

В связи со специфическими условиями работы по перекачке пульпы (смеси грунта с водой) центробежные на-

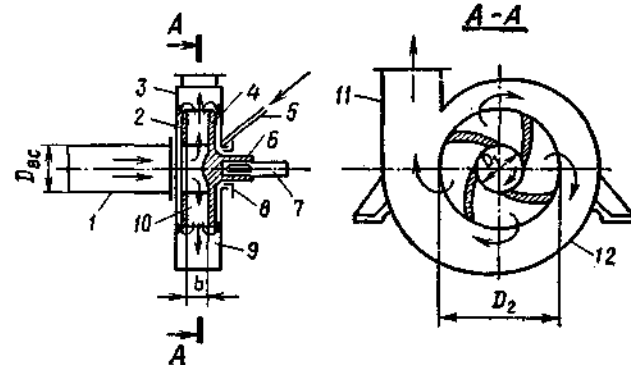


Рис. XII.6

сосы обычных конструкций не применяются в качестве землесосных. На рис. XII. 6 показана схема землесосного насоса закрытого типа. Пульпа поступает в корпус насоса по всасывающему патрубку 1 в аксиальном (осевом) направлении. Рабочее колесо насоса состоит из ступицы 6, прочно закрепленной на консольной части вала 7 насоса, диска 4, рабочих лопастей 10, кольца (переднего диска) 2, передней 3 и задней 9 крышек, улиткообразного корпуса 12, нагнетательного патрубка 11 и сальникового уплотнения 8.

Чтобы землесос работал нормально, необходимы следующие условия:

1. Ширина лопастей как у входа в колесо, так и при выходе из него должна быть одинаковой, чтобы не застревали твердые предметы, попавшие в пульпу (у обычных насосов для увеличения гидравлического к. п. д. ширина лопастей от входа к выходу уменьшается).

2. Внутренняя сторона крышек и улиткообразная часть корпуса покрываются сменными защитными облицовками, так как пульпа сильно изнашивает внутреннюю поверхность корпуса.

3. Сальниковое уплотнение 8 ступицы защищает вспомогательным насосом, который подает к сальнико-

вому уплотнению по трубке 5 чистую воду под давлением, превышающим давление, развиваемое землесосом.

4. После некоторого времени работы насоса зазоры между облицовками крышек корпуса и дисками рабочего колеса в результате истирания увеличиваются; поэтому

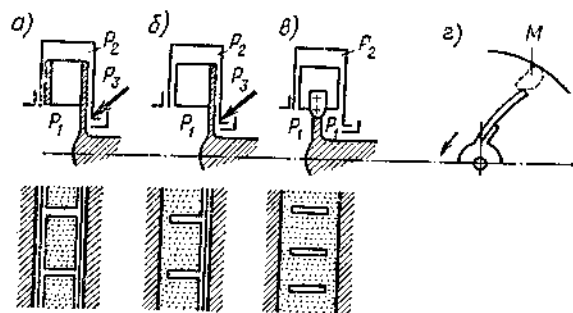


Рис. XII.7

для регулирования зазоров предусматривают специальные винты, отжимающие облицовку от крышек, так как от увеличения зазоров увеличиваются утечки пульпы и снижается объемный к. п. д.

Особо следует остановиться на типах рабочих колес, применяемых в рефулерных* насосах (рис. XII. 7).

На рис. XII. 7, а показано рабочее колесо закрытого типа. В этом типе колеса пульпа движется как бы в каналах, образованных лопастями и дисками. В полузакрытом колесе (рис. XII. 7, б) переднего диска нет, каналы с одной стороны открыты; роль четвертой направляющей стенки выполняет передняя крышка корпуса. В колесе открытого типа (рис. XII. 7, в) каналы открыты с двух сторон, поток ограничивают стенки крышек корпуса.

В колесах открытого типа лопасти делают съемными, что позволяет быстро их заменять. Наибольшие гидравлические потери происходят в колесах открытого типа и наименьшие — в колесах закрытого типа. Недостаток колес открытого типа — быстрое их изнашивание; к. п. д. при износе падает до 0,2—0,25. Колеса же закрытого типа за один сезон изнашиваются всего на 2—3%, сохраняя устойчивый к. п. д.

* Насосы с фрезой на всасывающем трубопроводе, шарнирно соединенном с всасывающим патрубком насоса.

В колесах открытого типа твердые предметы, застрявшие в межлопастном пространстве, легко извлекаются через люковые отверстия в крышках корпуса, в колесах же закрытого типа эта операция затрудняется дисками колеса. Поэтому размеры межлопастного пространства увязывают с размерами грунтоприемника.

Застревание твердого предмета между рабочим колесом и улиткообразным корпусом в колесах открытого типа приводит к поломке дешевых легкозаменяемых лопастей (чаще ломаются болты, крепящие лопасти). В колесах закрытого типа это явление может привести к поломке консольной части вала и, что еще хуже, — коленчатого вала двигателя. Поэтому вал рабочего колеса закрытого типа с валом двигателя соединяют предохранительной муфтой, которая при заклинивании пробуксовывает. Для землесосов с колесами закрытого типа обязательна установка упорных (аксиальных) подшипников, так как в этих насосах возникают значительные осевые усилия вследствие разности давления во всасывающей и напорной областях корпуса. На рис. XII. 7, г показаны форма лопаток и их относительные размеры.

§ 61. Ротационные насосы

В ротационных насосах рабочий орган (вытеснитель — барабан, шестерни, винт, кулачки-шиберы и т. д.) равномерно вращается, засасывая и вытесняя жидкость. Клапанов и воздушных колпачков нет.

Ротационные насосы сочетают положительные стороны лопастных и поршневых насосов, имеют высокий к. п. д. при значительных колебаниях давления, обладают самовсасывающей способностью, равномерной подачей жидкости, небольшими габаритами и массой вследствие относительной* быстроходности и, наконец, простотой непосредственного соединения с двигателем.

Рассмотрим устройство и работу некоторых ротационных насосов, отличающихся видом рабочего органа.

Коловратные насосы. Рабочим органом у коловратных насосов являются эксцентрично насаженные барабаны, которые и являются вытеснителями. Существуют одно-, двух- и трехвальные насосы. Эти насосы характеризуются простотой устройства, но требуют тщательной пригонки трущихся частей.

Рассмотрим устройство и работу одновального коловратного насоса (рис. XII. 8). На валу 1 с помощью шпонки эксцентрично насажен барабан-вытеснитель 2. К наружной поверхности барабана прижимается с помощью пружины 6 вкладыш 4, способный поворачиваться на некоторый угол в оправе 5. Вращаясь, барабан все время

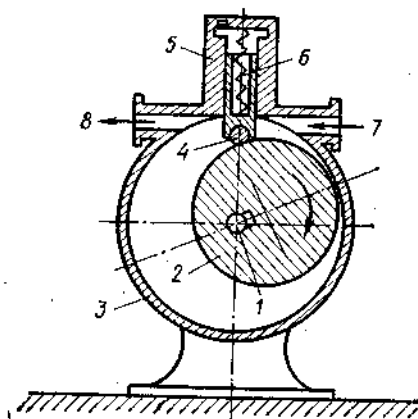


Рис. XII.8

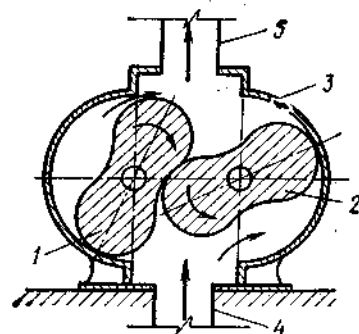


Рис. XII.9

соприкасается с внутренней поверхностью цилиндрического корпуса 3. При вращении по часовой стрелке, как указано на рисунке, трубопровод 7 — всасывающий, а трубопровод 8 — нагнетательный.

На рис. XII. 9 схематично показан разрез двухроторного коловратного насоса, у которого одинаковые роторы 1 и 2, очерченные по циклоиде, согласованно вращаются в корпусе 3 с помощью зубчатой передачи, перемещенной вне корпуса, обеспечивая всасывание (через всасывающий патрубок 4) и перекачку жидкости (через нагнетательный патрубок 5). Существенным недостатком этих насосов является быстрый износ рабочих поверхностей, особенно при неточностях выполнения и сборки, что ведет к утечкам и снижению к. п. д.

На рис. XII. 10 показан шестеренчатый насос с внешним зацеплением. Шестерня 1 насажена на вал, конец которого выходит из корпуса и вращается двигателем. Шестерня 2 насажена на ось свободно. При вращении шестерен, как указано стрелками, зубья шестерен выходят из зацепления в области, расположенной влево от

линии центров; при этом каждый зуб освобождает в соответствующей впадине некоторый объем, который под действием атмосферного давления заполняется жидкостью. Жидкость впадинами между зубьями переносится в область справа от центров, где при зацеплении шесте-

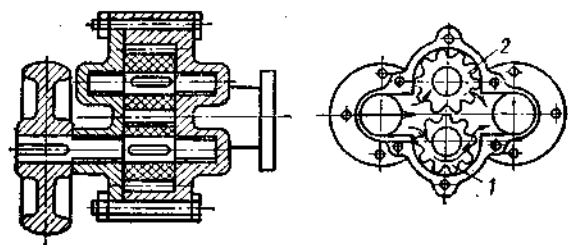


Рис. XII.10

рен вытесняется в нагнетательный патрубок. Шестеренчатые насосы чаще применяют для перекачки вязких жидкостей (масел, нефти, мазута и т. п.).

Для определения производительности шестеренчатого насоса можно пользоваться приближенной эмпирической формулой

$$Q = 7D_n m b n \eta_{об}, \quad (XII.3)$$

где D_n — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, м; m — модуль шестерен, мм; b — ширина шестерен, мм; n — число оборотов ведущей шестерни в минуту; $\eta_{об}$ — объемный к. п. д., равный 0,9—0,95.

В системах водоснабжения из ротационных насосов наибольшее распространение получили винтовые насосы (рис. XII. 11, а, б). Принцип действия насоса следующий: винты насоса 1, 2 и 3 (винт 2 ведущий, винты 1 и 3 ведомые) расположены в корпусе 4 с минимально возможным зазором между наружными поверхностями винта и корпуса. Объем (продольный разрез насоса на рис. XII. 11, б), образованный боковыми поверхностями двух соседних винтов и корпусом насоса, является замкнутым. При вращении винтов этот объем равномерно перемещается от всасывающей стороны к напорной. Так как аналогичные объемы между другими витками разъединены друг от друга только поверхностью контактирующих винтов, общей для соседних объемов, то подача непрерывна, без пульсации.

На рис. XII.11 приведен трехвинтовой насос, применяемый преимущественно для гидроприводов строи-

тельных машин. В водопроводной практике нашли применение одновинтовые насосы, винт которых вращается обычно в неподвижной резиновой обойме, закрепленной в корпусе и имеющей также винтовые заходы.

Винтовые насосы имеют достоинства: нечувствительность к динамическим нагрузкам, надежность, малые

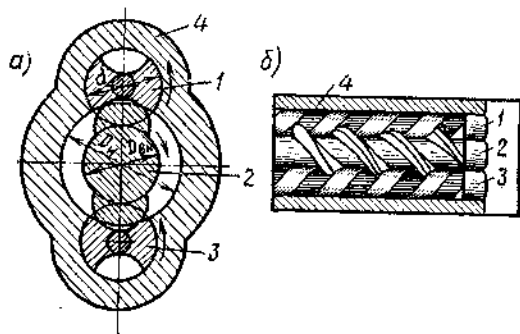


Рис. XII.11

радиальные габариты, равномерность подачи и бесшумность работы.

Недостатками этих насосов являются: большие осевые габариты при больших давлениях. Так, для давления 200 кгс/см² длина винта составляет (6—8) t , где t — шаг винта.

Насосы изготовляют на давление до 200 кгс/см² и производительность от 0,2 до 200 л/сек.

Винтовые насосы имеют следующие соотношения размеров (рис. XII.11, а):

$$D_{\text{вн}} = d; D_{\text{н}} = (5/3) d; t = (10/3) d,$$

где $D_{\text{вн}}$ и $D_{\text{н}}$ — внутренний и наружный диаметры ведущего винта; d — наружный диаметр ведомого винта; t — шаг винта.

Производительность трехвинтового насоса определяют по формуле

$$Q = (F - f) t n \eta_0,$$

где F — площадь поперечного сечения расточек корпуса, м²; f — площадь поперечного сечения винтов, м²; t — шаг винтов, м; n — число оборотов винта в минуту; η_0 — объемный к. п. д., равный 0,80—0,95.

В табл. XII.2 приведены технические характеристики винтовых насосов, применяемых в практике.

Таблица XII.2

Технические характеристики винтовых насосов

Марка насоса	Производительность		Полный напор, м	К. п. д. насоса, %	Электропривод			Допустимая накумétrica высота всасывания Н _{вс} , м	Рабочий диаметр винта, мм	Диаметр всасывающего патрубка и патрубка нагнетания, мм	Масса агрегата, кг
	м ³ /ч	л/сек			марка	мощность, кВт	число оборотов в мин				
ВНМ 18-2	20—18	5,5—5	50—80	50—55	МА-142-2/4 (АО2-54-4)	8	1460	6—8	57,5	50	295
ВН 18×30	20—18	5,5—5	30	50—55	ТАГ-32/4 (АО2-41-4)	3,5	1460	6—8	57,5	50	200
ВНЗ-5	5	1,42	30	50—55	ТАГ-22/4 (АО2-22-4)	1,6	1460	6—8	50	40	95
ВН-0,6	0,5—0,6	0,14—0,16	20	20	АОЛБ-22/4	0,18	1420	5	32	20	15
ВАН-4	5	1,39	60	50	АО-51/4 (АО2-41-4)	4,5	1440	—	40	80	1213

Примечание. В скобках указаны электроприводы общего назначения, которыми можно заменить комплектующие за одом двигателя.

МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ (СИ)

Постановлением Государственного комитета стандартов, мер и измерительных приборов при Совете Министров СССР с 1 января 1963 г. введена, как предпочтительная, во всех областях науки, техники и народного хозяйства Международная система единиц (СИ).

Система эта базируется на шести основных единицах, указанных в табл. 1.

Таблица 1

Основные единицы Международной системы по ГОСТ 9867—61

Наименование величин	Единицы измерения	Сокращенные обозначения единиц измерения
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	сек
Сила электрического тока	ампер	А
Термодинамическая температура	градус Кельвина	°К
Сила света	свеча	св

В табл. 2 приведены некоторые единицы измерения физических величин, важных для гидравлических расчетов, выраженных в системе СИ.

Таблица 2

Единицы измерения важнейших физических величин, применяемых в гидравлических расчетах, в системе СИ

Наименование величин	Обозначения	Единицы измерения
Площадь	ω	м ²
Объем	W	м ³
Скорость	v	м/сек

Наименование величин	Обозначения	Единицы измерения
Ускорение	a	м/сек ²
Сила	P	Н
Масса	m	кг
Давление (напряжение)	p	Н/м ²
Плотность	ρ	кг/м ³
Удельный вес	γ	Н/м ³
Мощность	N	Вт
Температура термодинамическая:		
абсолютная	T	°К
практическая	t	°С
Динамический коэффициент вязкости	μ	Н·сек/м ²
Кинематический коэффициент вязкости	ν	м ² /сек
Расход жидкости	Q	м ³ /сек

Примечания: 1. $T^{\circ}\text{К} = t^{\circ}\text{С} + 273,15$.
2. $1 \text{ Н} = 10^{-3} \text{ кН} = 10^{-6} \text{ МН}$.

Некоторые переводные множители:

1 кгс = 9,81 Н ≈ 10 Н.
1 ат = 1 кгс/см² = 9,81 · 10⁴ Н/м² ≈ 10⁵ Н/м².
1 мм рт. ст. = 133 Н/м².
1 мм вод. ст. = 9,81 Н/м² ≈ 10 Н/м².

ЛИТЕРАТУРА

1. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. Госэнергоиздат, 1964.
2. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. Стройиздат, 1975.
3. Большаков В. А. и др. Сборник задач по гидравлике. «Будівельник», Киев, 1964.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. Под ред. П. Г. Киселева. «Энергия», 1972.
5. Рабинович Е. З. Гидравлика. Изд-во технико-теоретической литературы, 1966.
6. Турк В. И. Насосы и насосные станции. Госстройиздат, 1961.
7. Угличус А. А., Чугаева Е. А. Гидравлика. Стройиздат, 1971.
8. Циклаури Д. С. Гидравлика, сельскохозяйственное водоснабжение и гидросильные установки. Стройиздат, 1970.
9. Чертоусов М. Д. Гидравлика (специальный курс). Госэнергоиздат, 1962.
10. Чугаев Р. Р. Гидравлика. «Энергия», 1970.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
§ 1. Гидравлика как наука и ее значение в санитарной технике	4
§ 2. Физические свойства жидкостей	5
РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ	
ОСНОВЫ ГИДРОСТАТИКИ	
Глава I. Гидростатическое давление	10
§ 3. Гидростатическое давление и его свойства	10
§ 4. Основное уравнение гидростатики. Виды гидростатического давления. Вакуум	13
§ 5. Понятие о напоре	17
§ 6. Приборы для измерения гидростатического давления	21
§ 7. Закон Паскаля и его применение	24
§ 8. Эпора гидростатического давления	27
Глава II. Давление жидкости на плоские и цилиндрические стенки	31
§ 9. Аналитическое определение силы гидростатического давления на плоские стенки. Центр давления	31
§ 10. Давление на плоское дно сосудов. Гидростатический парадокс	35
§ 11. Графо-аналитическое определение сил давления, действующих на плоские прямоугольные стенки	36
§ 12. Определение силы гидростатического давления на цилиндрические стенки	42
§ 13. Силы давления жидкости, действующие на стенки труб, резервуаров и в колене трубы	46
Глава III. Равновесие и устойчивость тел, погруженных в жидкость	51
§ 14. Закон Архимеда	51
§ 15. Равновесие тел, погруженных в жидкость	52
§ 16. Устойчивость плавающих тел	53

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ГИДРОДИНАМИКА

Глава IV. Основные понятия гидродинамики, уравнение Д. Бернулли	56
§ 17. Основные понятия гидродинамики	56
§ 18. Понятие о потоке жидкости	59
§ 19. Виды движения жидкости	62
§ 20. Уравнение неразрывности установившегося движения жидкости	65
§ 21. Уравнение Д. Бернулли	67
§ 22. Истолкование уравнения Д. Бернулли	74
§ 23. Практическое применение уравнения Д. Бернулли	77
Глава V. Режимы движения жидкости, гидравлические сопротивления и потери напора	81
§ 24. Виды гидравлических сопротивлений и потери напора	81
§ 25. Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса	82
§ 26. Потери напора по длине потока	85
§ 27. Потери напора в местных сопротивлениях	99
§ 28. Некоторые сведения о гидравлических сопротивлениях при движении строительных растворов, бетона и пульпы	108
Глава VI. Движение жидкости в напорных трубопроводах	113
§ 29. Классификация трубопроводов	113
§ 30. Основные формулы и таблицы для расчета трубопроводов	114
§ 31. Расчет простого трубопровода	116
§ 32. Гидравлический расчет сетей водопроводов	122
§ 33. Гидравлический удар в трубопроводах	128
§ 34. Расчет сифонов и всасывающих труб	132
Глава VII. Движение жидкости в безнапорных трубах и открытых руслах	140
§ 35. Основные зависимости для расчета каналов	140
§ 36. Гидравлически наиболее выгодное сечение каналов	148
§ 37. Краткие сведения о неравномерном движении жидкости	153
Глава VIII. Движение грунтовых вод	156
§ 38. Виды грунтовых вод. Понятие о фильтрации. Закон фильтрации. Коэффициент фильтрации	156
§ 39. Дебит шахтного колодца и артезианской скважины	159
Глава IX. Истечение жидкости через отверстия, насадки и водосливы	161
§ 40. Классификация отверстий и их практическое применение	164
§ 41. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при постоянном уровне	165
§ 42. Истечение жидкости через отверстия в тонкой стенке при переменном уровне	170
§ 43. Виды насадков и их применение. Истечение жидкости через насадки	172
§ 44. Водосливы	177
	255

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ НАСОСЫ

Глава X. Центробежные насосы	188
§ 45. Устройство и классификация центробежных насосов	188
§ 46. Теоретическая производительность центробежного насоса	190
§ 47. Характеристики центробежных насосов	197
§ 48. Зависимость производительности, напора и потребляемой мощности от числа оборотов рабочего колеса	211
§ 49. Работа насоса на трубопровод. Параллельная и последовательная работа насосов	213
§ 50. Кавитация	218
§ 51. Коэффициент быстроходности	219
§ 52. Подбор насосов и электродвигателей к ним	223
§ 53. Эксплуатация насосов. Достоинства и недостатки центробежных насосов	224
Глава XI. Поршневые насосы	226
§ 54. Схема устройства и принцип действия поршневого насоса. Виды поршневых насосов	226
§ 55. Характеристики поршневых насосов	230
§ 56. Конструкции поршневых насосов и определение их основных размеров	234
§ 57. Достоинства и недостатки поршневых насосов. Область применения	237
Глава XII. Прочие насосы. Насосы, применяемые при производстве строительных работ	239
§ 58. Водоструйные насосы	239
§ 59. Диафрагмовые и крыльчатые (типа БКФ) насосы	242
§ 60. Землесосы	244
§ 61. Ротационные насосы	247
Приложение. Международная система единиц (СИ)	252
Литература	253

Лев Анатольевич Цыбин
Ион Федорович Шанаев

ГИДРАВЛИКА И НАСОСЫ

Научный редактор В. С. Муромов. Редактор М. Т. Самсонова. Художник О. В. Камаев. Художественный редактор Н. К. Гуторов. Технический редактор А. К. Нестерова. Корректор В. В. Кожуткина

Т-07328. Сдано в набор 13/X 1975 г. Подп. к печати 5/IV 1976 г.
Формат 84×108¹/₃₂. Бум. тип. № 3. Объем 8 печ. л. Усл. п. л. 13,44.
Уч.-изд. л. 12,03. Изд. № От — 164/70. Тираж 80 000 экз.
Зак. 690. Цена 51 коп.

План выпуска литературы для вузов и техникумов издательства «Высшая школа» на 1976 г. Позиция № 246.
Москва, К-51. Неглинная ул., д. 29/14, издательство «Высшая школа»

Тип. изд-ва «Уральский рабочий», г. Свердловск, просп. Ленина, 49.