



В. В. ДЕЙНЕГА

# ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Бакалавриат и среднее профессиональное образование



Министерство образования и науки Республики Казахстан  
Костанайский Инженерно-Экономический Университет  
им. М. Дулатова

В. В. ДЕЙНЕГА

# **ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ**

Учебник

Костанай, 2010

УДК 621.22 (075.8)

ББК 31.56 я 73

Д 27

Автор: Дейнега В.В., кандидат технических наук, профессор

Рецензенты: Баймухамедов М.Ф., доктор технических наук, профессор

Курманов А.К., доктор технических наук

Багаев Н. А., кандидат технических наук, доцент

**Дейнега Виктор Васильевич**

Д 27 Основы гидравлики и теплотехники [Текст]: Учебник для вузов / В.В. Дейнега. Изд. 2-е. дополн. - Костанай: «Костанайполиграфия», 2010. - 248 с. (Высшее образование).

ISBN 978-601-7109-41-7

Настоящая книга предназначена в качестве учебника для студентов инженерных специальностей, обучающихся по программе бакалавриата и учащихся среднего профессионального образования.

Комплексное учебное пособие рассматривает основы гидравлики и теплотехники как единый теплотехнический процесс в составе: теплоисточника, теплоносителя и теплообменника, связанных законами физики, термодинамики, механики жидкости и газа, которые изучаются студентами по всем специальностям инженерного профиля.

Изложены основные направления в производственной гидравлике и теплотехнике и их связь с водой, как основного фактора при получении тепла и роли теплоносителя от теплоисточника до теплообменника.

Конкретно рассмотрено технологическое оборудование по гидравлике и теплотехнике, составляющее неразрывное функционирование всей системы и представляет практическую направленность. Раздельное изучение гидравлики и теплотехники допускало повторение и неоднозначные критерии оценки параметров. Автором сделана попытка логически и технически рассмотреть этот производственный процесс как неразрывную систему - гидротеплоэнергетику, не снижая теоретические и практические требования. Ранее рассмотренные схемы не давали ответа на гашение динамических ударов и вибрационные колебания гидравлической и механической частей системы. Значительно расширена область конструирования нового поколения машин и оборудования с учетом требований инновационных программ и энергосберегающих технологий.

Приведены примеры решения задач и табличные данные, что может быть полезным инженерно-техническим работникам при проектировании, обслуживании и эксплуатации гидротепловых систем.

УДК 621.22 (075.8)

ББК 31.56 я 73

ISBN 978-601-7109-41-7

© Дейнега В.В.

© ИИЭУ им. М. Дулатова

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Гидравлика изучает законы равновесия и движения жидкости, а также разрабатывает методы их применения для решения различных технических задач. Главнейшие области применения гидравлики - гидротехника, мелиорация, водное хозяйство, гидроэнергетика, теплотехника, водоснабжение, канализация, водный транспорт, машиностроение, авиация и т. д.

Гидравлика, опираясь на такие науки, как высшая математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов, в свою очередь, служит базой для проектирования турбин, насосов, гидродинамических передач, гидроприводов, гидравлических машин, гидроразводного транспорта, а также оборудования и машин для водоснабжения, канализации, орошения и осушения.

При исследовании гидравлических явлений и расчетах применяют аналитический и экспериментальный методы. В аналитическом методе используют уравнения механики и получают уравнения движения и равновесия жидкости, устанавливающие зависимости между кинематическими и динамическими характеристиками движущейся жидкости.

Ввиду сложности строения жидкостей аналитические исследования проводят для модельных жидкостей, облегчающих применение уравнений механики. Например, используют модель невязкой жидкости, которая в отличие от всех имеющихся в природе и технике лишена вязкости. Жидкость рассматривают как непрерывную сплошную среду, а все параметры, характеризующие ее движение, считают непрерывными. На основе этих предпосылок можно получить дифференциальные уравнения равновесия и движения жидкости.

Во многих случаях в гидравлике рассматривают одномерные задачи, в которых достаточно знать только средние по сечениям значения гидравлических параметров, определяющих изучаемое гидравлическое явление.

Учебное пособие адресовано студентам обучающимся по программе бакалавриат и учащимся среднего профессионального образования. В учебнике популярно изложена работа гидросиловых установок, дано



чёткое представление о гидравлике как науке, понятие о жидкости, которая подразделяется по механическим свойствам на малосжимаемые (капельные) и сжимаемые (газообразные), дано определение сжимаемости жидкости, температурному коэффициенту объёмного расширения и вязкости жидкости.

Учебное пособие позволяет студенту освоить законы движения жидкости, а также взаимодействия между жидкостью и твёрдыми телами при их относительном движении, определять скорость, гидродинамическое давление, их вязкость и сопротивление движению жидкости.

Поможет освоить уравнения Эйлера, Даниила Бернулли, коэффициента Кориолиса (кинетической энергии потока, учитывающего неравномерность распределения скоростей по живому сечению), определять средний поток жидкости по формуле Шези. Научиться правильно, выбрать сечения и плоскости сравнения.

Учебное пособие позволяет студенту понять физический смысл критериев подобия: Ньютона, Рейнольдса, Фруда и др. Уяснить понятие определяющих и неопределяющих критериев подобия, турбулентном режиме движения жидкости.

Раздел «Гидравлический расчёт» даёт возможность студенту не только ознакомиться с понятием коротких, длинных, простых и сложных трубопроводов, но самостоятельно рассчитывать расходные и скоростные характеристики трубопроводов. Производить расчёты простого трубопровода и трубопровода с параллельным соединением труб, рассчитывать равенство потерь в каждом. Освоить порядок расчёта магистралей и ветвей сети, расчёта простых и сложных разветвлений. Выяснить причины возникновения гидравлического удара, рассмотреть методику расчёта и способы его предотвращения.

Теплотехника это наука не отделимая от основ гидравлики. Преобразование энергии топлива в механическую работу и другие виды энергии происходят через воду. Тепловое потребление - одна из основных статей топливно-энергетического баланса нашей страны. Тепловое хозяйство развивается по пути концентрации тепловых нагрузок, централизации теплоснабжения и комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Развитие теплофикации способствуют решению многих важных народно-хозяйственных и социальных проблем. Наряду с общей централизованной теплофикацией рационально используется теплоснабжение от экономичных котельных установок небольшой мощности. Каждый из этих источников теплоснабжения имеет свою область

целесообразного применения. Как правило, в северных регионах республики на высоком техническом уровне функционирует ТЭК- (теплотехнические компании) осуществляющие разработку, изготовление, монтаж и контроль за эксплуатацией таких теплоисточников, особенно в сельской местности. Энергетикой называется система установок и устройств для преобразования первичных энергоресурсов в виде энергии, необходимой для народного хозяйства и населения, и передача этой энергии от источников ее производства до объектов использования.

Под термином теплофикация понимается энергосбережение на базе комбинированной, т.е. совместной выработки электрической и тепловой энергии в одной установке.

Главным ресурсом в настоящее время служит в основном органическое топливо (природный газ, уголь, мазут) и соответствующее количество воды, как неразрывного фактора технологического процесса и основного теплоносителя к теплообменникам и другим теплоагрегатам.

Развитие теплофикации выдвигает сложные научные и инженерные задачи в области гидравлики и теплотехники, решение которых в значительной мере зависит от квалифицированных кадров.

Данный учебник позволяет в теоретическом и практическом плане овладеть основами гидравлики и теплотехники, что послужит научной базой внедрения энергосберегающих технологии в производстве.

## Глава 1

### ГИДРАВЛИКА

*Гидравлика* - наука, изучающая законы движения и равновесия жидкостей, а также способы приложения этих законов к решению инженерных задач. Процессы, протекающие в жидкостях или с их участием, могут иметь различный характер в зависимости от свойств самих жидкостей (плотности, вязкости, упругости, содержания воздушных составляющих, механических примесей, воды), а также внешних условий (теплового режима, давления и др.). При изменении свойств жидкостей могут возникнуть нарушения выполняемых процессов и выйти из строя гидравлические машины.

#### 1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЖИДКОСТЯХ, ИХ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКИ

*Жидкость* - агрегатное состояние вещества, сочетающее в себе свойства твердого (сохранение объема, определенная прочность на разрыв) и газообразного (изменчивость формы) состояния.

*Жидкость* - физическое тело, обладающее свойством абсолютной текучести, вследствие чего она не имеет собственной формы и поэтому в состоянии равновесия принимает форму сосуда, в котором находится.

Молекулы в жидкостях находятся на пределе действия сил межмолекулярного притяжения, поэтому тепловое движение молекул состоит не только из колебательных движений в углах кристаллической решетки, как в твердых телах, но также из хаотичных перемещений (скачков) отдельных молекул из одной группы молекул в другую. В жидкостях, как и в газах, происходит диффузия молекул с частотой  $10^{11} \dots 10^{12} \text{ с}^{-1}$ . Для высокомолекулярных переохлажденных жидкостей эта частота меньше.

При повышении температуры свойства жидкостей приближаются к свойствам газов, при понижении - к свойствам твердых тел.

Основные критерии оценки качества рабочей жидкости - плотность,

вязкостно-температурные свойства, химическая и физическая стабильности, агрессивность по отношению к уплотнениям и др.

## 1.2. ПЛОТНОСТЬ

Для характеристики распределения массы в пространстве, занятом жидкостью, обычно пользуются величиной, называемой *плотностью*. Среднее значение плотности среды в некотором малом объеме определяют как отношение массы  $\Delta m$ , заключенной в этом объеме, к самому объему  $\Delta V$ , т. е.  $\rho_{cp} = \Delta m / \Delta V$ .

Плотность при равномерном распределении массы,  $\text{кг/м}^3$ ,

$$\rho = m / V.$$

Если какая-либо среда в каждой своей точке имеет  $\rho \neq 0$ , то она называется *сплошной*.

В технических задачах, рассматриваемых в гидравлике, размеры тел и взаимодействующих с ними частиц жидкости намного превышают межмолекулярные расстояния, которые в жидкостях имеют порядок  $10^{-7}$  см, а в газах при атмосферном давлении -  $10^{-5}$  см. Поэтому жидкости и газы воспринимаются как сплошная среда, масса которой равномерно распределена по объему. При указанных обстоятельствах можно вместо реальной жидкости, состоящей из отдельных молекул, рассматривать жидкость как сплошную среду. Это упрощает использование математического аппарата, делая возможным применение теории непрерывных функций.

Наиболее простые решения возможны в этом случае, если среда однородная, т. е. в каждом элементарном объеме  $\rho = const$ .

На практике пренебрегают изменением плотности среды и влиянием примесей либо считают их равномерно распределенными по объему.

Плотность (табл. 1) минеральных жидкостей колеблется в пределах  $\rho = 830 \dots 940 \text{ кг/м}^3$ , а воды -  $\rho = 1000 \dots 1010 \text{ кг/м}^3$ .

На жидкость и любые другие тела, обладающие массой, действует сила тяжести  $G$ . Параметром, характеризующим распределение силы тяжести по объему жидкости  $V$ , является удельный (объемный) вес,  $\text{Н/м}^3$ ,

$$\gamma = G / V.$$

Следовательно, его можно рассматривать как силу тяжести, приходящуюся на единицу объема жидкости.

Таблица 1.

**Плотность и удельный вес некоторых жидкостей при температуре 20°C**

Жидкость	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\gamma$ , Н/м <sup>3</sup>
Вода	1000	9810
Бензин	680...740	6670...7260
Глицерин	1260	12240
Керосин	790...820	7550...8000
Спирт	790	7750
Ртуть	13550	132800
Нефть	700...900	6860...8830
Масло:		
машиное	898	8800
минеральное	890...960	8730...9420
Воздух	1,29	12
Молоко	1026	10070

Удельный вес и плотность связаны зависимостью, вытекающей из второго закона Ньютона, т. е.

$$\gamma = \rho g.$$

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

$$\alpha_x = \Delta V / V_0 / \Delta t,$$

где  $\Delta V / V_0$  - относительное изменение рассматриваемого начального объема  $V_0$  жидкости [здесь  $\Delta V = V - V_0$  ( $V_0$  и  $V$  — объемы жидкости соответственно при температурах  $t_0$  и  $t$ )];

$\Delta t = t - t_0$  (здесь  $t_0$  и  $t$  — начальная и конечная температуры жидкости).

Следовательно, новый объем жидкости при температуре  $t$

$$V = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \alpha_x \Delta t).$$

Плотность жидкости  $\rho$  при заданной температуре  $t = t_0 + \Delta t$

$$\rho = \rho_0 / (1 + \alpha_x \Delta t),$$

где  $\rho_0$  — начальная плотность.

Значение температурного коэффициента объемного расширения для минеральных масел можно принять в диапазоне давлений 0... 20 МПа равным  $5 \cdot 10^{-4} < \alpha_x < 8,4 \cdot 10^{-4}$ , причем нижний предел соответствует  $40^\circ\text{C}$ , а верхний -  $80^\circ\text{C}$ .

Максимальное значение температурного коэффициента объемного расширения имеют синтетические жидкости, например, для силиконов  $7,8 \cdot 10^{-4} < \alpha_x < 10,0 \cdot 10^{-4}$

Поскольку плотность капельных жидкостей изменяется с изменением температуры в распространенном температурном диапазоне незначительно, при гидравлических расчетах во многих случаях достаточно принять постоянными значения этих параметров. Но при некоторых условиях такое допущение может привести к нарушениям функционирования гидросистемы в результате объемного расширения жидкости при изменении ее температуры, т. е. в результате нагрева может произойти переполнение жидкостью резервуаров и их разрушение.

При нагревании жидкости вследствие разницы в значении температурного коэффициента объемного расширения жидкости и металлов происходит повышение давления  $\Delta p$ . При изменении температуры от  $t_1$  до  $t_2$

$$\Delta p = E_x (\alpha_x - \alpha_m) (t_2 - t_1),$$

где  $E_x$  — объемный модуль упругости жидкости;

$\alpha_x$  и  $\alpha_m$  — температурные коэффициенты объемного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен гидравлический элемент.

Однако, поскольку для распространенных рабочих жидкостей с объемным модулем сжатия  $E_x = 1400 \dots 2000$  МПа плотность  $\rho$  при давлениях порядка 15...20 МПа незначительно отличается от плотности  $\rho_0$  при нулевом давлении, при расчете гидросистем можно допустить, что плотность не зависит от давления.

### 1.3. ВЯЗКОСТЬ

Одно из важнейших свойств реальной жидкости, проявляющихся при движении, - *вязкость*, которая характеризуется способностью жидкости сопротивляться деформации сдвига или скольжению ее слоев при воздействии внешних сил. Различают объемную и тангенциальную вязкости. *Объемная вязкость* проявляется при сжатии и растяжении жидкости, вызывая сдвиг по фазе между объемной деформацией и давлением и рассеивание энергии при упругих колебаниях. *Тангенциальная вязкость* показывает способность жидкости сопротивляться сдвигу одного слоя относительно другого. Объемную вязкость рабочих жидкостей обычно не учитывают при проведении технических расчетов.

При течении жидкости вследствие внутреннего трения возникают касательные силы. Согласно закону Ньютона касательное напряжение трения  $\tau$  между двумя слоями прямолинейно движущейся вязкой жидкости пропорционально отнесенному к единице длины изменению скорости по нормали к направлению движения, т. е.

$$\tau = \pm \mu dv/(dn),$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  
 $dv/(dn)$  — градиент скорости по нормали к поверхности (здесь  $v$  — скорость движения жидкости);  
 $n$  — расстояние между слоями жидкости, перпендикулярное к направлению движения.

Вязкость проявляется лишь при течении жидкости, а в покоящейся жидкости касательные напряжения равны нулю. Отсюда следует, что в жидкостях касательные напряжения зависят от скорости перемещения частиц жидкости относительно друг друга, в то время как в твердых телах касательные напряжения определяются величиной взаимного смещения частиц тела. В этом проявляется одно из характерных отличий жидкостей от твердых тел.

Жидкости, у которых вязкостные напряжения определяют по формуле  $\tau = \pm \mu dv/(dn)$ , называются *ньютоновскими*. К ним относятся, например, вода, бензин, спирт и др.

В дальнейшем были обнаружены вещества, внешне аналогичные жидкостям, но не подчиняющиеся рассмотренному закону; к ним, например, относятся концентрированные капиллярные растворы и

другие так называемые структурные гидросмеси.

В гидравлических расчетах потоков применяют отношение коэффициента динамической вязкости  $\mu$  к плотности  $\rho$  жидкости, которое называется коэффициентом кинематической вязкости, т. е.

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

Единица измерения коэффициентов динамической вязкости -  $\text{Н}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  (пуаз), кинематической вязкости -  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Вязкость масла по ГОСТу дается при температуре 50 °С.

Причина вязкости в жидкостях - межмолекулярное притяжение, которое преодолевается при смещении частиц жидкости относительно друг друга. Поэтому в покоящейся жидкости силы вязкости отсутствуют. С увеличением температуры связь между молекулами уменьшается и соответственно снижаются коэффициенты  $\mu$  и  $\nu$  (табл. 2).

Таблица 2.

**Зависимость коэффициента кинематической вязкости  $\nu$  некоторых жидкостей от температуры**

Жидкость	Коэффициент кинематической вязкости (в $\text{см}^2/\text{с}$ ) при температуре, °С						
	0	10	20	30	40	50	60
Вода	0,0180	0,0130	0,0100	0,0080	0,0067	0,0056	0,0048
Бензин	0,0108	0,0990	0,0073	0,0065	0,0059	0,0054	0,0049
Керосин	0,0040	—	0,0250	—	0,0180	0,0150	0,0110
Молоко	—	0,024	0,017	—	—	—	—
Спирт	—	0,019	0,0151	0,013	0,010	—	—
Масло моторное	18	7,5	3,0	1,3	0,65	0,5	0,28

Для определения вязкости наибольшее распространение получили вискозиметры Пинкевича, Оствальда и Энглера. Нагретая до желаемого состояния жидкость истекает в определенном объеме через калиброванное отверстие, а время истечения фиксируется секундомером. Коэффициент кинематической вязкости при определении прибором Оствальда вычисляют по формуле

$$\nu = c \tau ,$$

где  $c$  — постоянная прибора, определяемая опытным путем из сопостав-



ления протекания испытуемой жидкости и воды;  
 $\tau$  — время истечения жидкости.

При замере вязкости с помощью вискозиметра Энглера используют относительные вязкости. Время истечения 200 см<sup>3</sup> испытуемой жидкости из вискозиметра Энглера называют вязкостью в секундах Энглера. Отношение этого времени к времени истечения дистиллированной воды при температуре 4°С в том же вискозиметре называют вязкостью в градусах Энглера (E°), причем

$$\nu = 0,0732E^\circ - \frac{0,0631}{E^\circ}$$

С повышением температуры вязкость жидкостей понижается. На рисунке 1.1, а показаны кривые зависимости вязкости применяемых в гидросистемах минеральных масел от температуры. Чем меньше изменяется вязкость с изменением температуры, тем выше качество и лучше эксплуатационные свойства рабочей жидкости.

Зависимость вязкости от температуры определяют с помощью уравнения

$$\nu_t = \nu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^n,$$

где  $n$  - показатель степени, зависящий от вязкости рабочей жидкости при температуре 50°С.

Уравнение справедливо для легких минеральных жидкостей при  $n \leq 2,77$  в температурном интервале 30...150°С, а для тяжелых минеральных жидкостей при  $n \geq 2,77$  - в интервале 40...110°С.

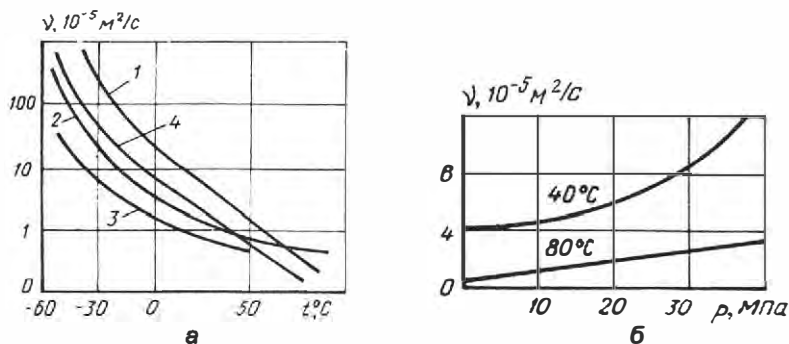


Рис. 1.1. Зависимости вязкости жидкостей:  
 а - от температуры (1 - АУ; 2 - АМГ-10; 3 - ЖРМ; 4 - М-10Г); б - от давления

Температурный предел работоспособности минеральных жидкостей для закрытых систем ограничивается значением 120°C. Коэффициент теплопроводности минеральных жидкостей  $K_m = 0,3$  ккал / (см · с · °С) - количество теплоты, проходящее в 1 с через слой толщиной 1 см и площадь 1 см<sup>2</sup>. При использовании жидкостей с высокой зависимостью вязкости от температуры затруднена работа гидросистемы в зимних условиях эксплуатации.

Изменение параметров вязкости жидкости от температуры приводит к нежелательным явлениям: возрастают утечки в элементах гидропривода, падают подача насоса и мощность гидромоторов, меняется динамика гидропривода. При работе в тяжелых полевых условиях на сельскохозяйственные машины и гидросистемы действуют значительные колебания температуры как в течение года, так и за одни сутки. В летнее время перепады температуры за суточное время эксплуатации могут колебаться от 20°C (на территории европейской части) до 50°C (на территории Средней Азии).

Для обеспечения высокой долговечности гидропривода машин необходимо учитывать условия эксплуатации.

Вязкость жидкостей зависит также от давления и увеличивается с ростом последнего (рис. 1.1, б).

При практических расчетах зависимость вязкости минеральных жидкостей, применяемых в гидросистемах, от давления можно подсчитать по приближенному выражению

$$\nu_p = \nu (1+kp),$$

где  $\nu_p$  и  $\nu$  — коэффициенты кинематической вязкости при давлении  $p$  и атмосферном;

$k$  — коэффициент, зависящий от сорта жидкостей (для легких при  $\nu_{50} < 15$  мм<sup>2</sup>/с  $k = 0,002$  и для тяжелых при  $\nu_{50} > 15$  мм<sup>2</sup>/с  $k = 0,003$ );

$p$  — давление жидкости.

В качестве рабочей жидкости (табл. 3) гидропривода чаще всего используют загущенные минеральные жидкости, представляющие собой раствор полимерной присадки на маловязкой масляной основе. Благодаря присадкам увеличивается вязкость при повышенных температурах, сохраняется или улучшается значение температурного градиента вязкости. В гидроприводах транспортных установок во всех климати-

Таблица 3.

## Характеристика рабочих жидкостей, применяемых в системах гидроприводов

Показатель	Рабочая жидкость								
	Дп-8	Дп-11	Дс-8	Дс-11	М-8Г <sub>2</sub>	М-10Г <sub>2</sub>	И-12А	И-20А	И-30А
Кинематический коэффициент вязкости, сСт									
при 100°С, не более	8,5-9,5	11,5—12,5	8	11	8	11	—	—	—
при 50°С, не более	—	—	—	—	—	—	10-14	17-23	28-33
Индекс вязкости, не менее	45	50	83	83	90	—	—	85	85
Кислотное число без присадки, мг КОН/г,									
не более	0,15	0,075	0,02	0,02	—	—	0,05	0,05	0,05
Коксуемость без присадки, %, не более	0,2	0,25	0,15	0,30	—	—	—	—	—
Зольность без присадки, %, не более	0,005	0,005	0,005	0,005	—	—	0,005	0,005	0,005
Температура, °С									
вспышки, не ниже	180	200	190	200	200	205	165	180	190
застывания, не выше	-20	-20	-25	-15	-25	-15	-30	—15	—15
Содержание:									
механических примесей, % воды, не более	0,005	0,005	0,0015	0,015	0,015	—	—	Отсутствие	Отсутствие
Плотность при 20°С, Н/см <sup>3</sup> , не более		Следы	Следы	Следы	Следы	—	880 · 10 <sup>-5</sup>	Следы	Следы
		905 · 10 <sup>-5</sup>		905 · 10 <sup>-5</sup>	900 · 10 <sup>-5</sup>			885 · 10 <sup>-5</sup>	890 · 10 <sup>-5</sup>

ческих зонах используют загущенные минеральные жидкости АМГ-10 на нефтяной основе. В качестве рабочих жидкостей гидроприводов, работающих в помещениях, чаще всего используют минеральные жидкости АУ на нефтяной основе. Минеральные жидкости ЖРМ на силиконовой основе с присадкой применяют в авиационных гидроприводах, а жидкость М-10 и др. – на сельскохозяйственных машинах.

#### 1.4. ГАЗОВОЗДУШНЫЕ СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Вследствие растворимости воздуха в жидкости и трудности его удаления при заполнении рабочего пространства, возникновения кавитационных явлений на вибрирующих смоченных поверхностях, а также гидродинамических понижений давления рабочая жидкость почти всегда неоднородна. Газовоздушная составляющая жидкости может быть как в растворенном состоянии, так и в нерастворенном (в виде пузырьков). Количество пузырьков определяется их свойствами, давлением, скоростью движения жидкости и циркуляцией.

Опыты показывают, что относительный объем газа  $V_r$ , который может раствориться в определенном объеме жидкости  $V_x$  до ее насыщения, прямо пропорционален давлению на поверхности раздела:

$$V_r = k_r V_x \frac{p_2}{p_1},$$

где  $k_r$  — коэффициент растворимости газа в жидкости;

$p_1$  и  $p_2$  - начальное и конечное давления газа, находящегося в контакте с жидкостью.

Для минеральных жидкостей коэффициент растворимости воздуха составляет 0,08...0,1 и обратно пропорционален плотности.

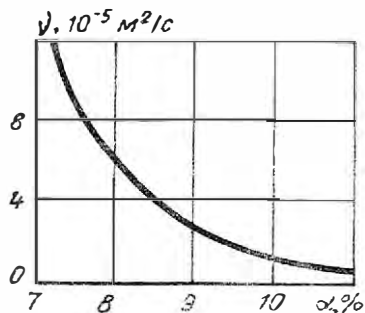


Рис. 1.2. Зависимость вязкости жидкости от содержания в ней воздуха

Нерастворенный воздух находится в механической смеси с жидкостью. Размеры пузырьков воздуха обычно 0,4...0,8 мкм. Дисперсная среда, состоящая из капельной жидкости с пузырьками воздуха, называется газожидкостной. Поскольку газ в виде пузырьков всегда присутствует в том или ином количестве в рабочих жидкостях гидросистем, то это влияет на вязкость (рис. 1.2).

Обычно в жидкости работающей гидросистемы находится 0,5...5 % пузырьков нерастворенного воздуха, а иногда до 12...15 %.

Нерастворенный воздух и пена увеличивают окисление жидкостей и повышают коррозию металлических деталей. Газовоздушная составляющая жидкости приводит к повышению температуры и уменьшению теплообмена за счет изменения давления при работе гидромашин.

## 1.5. КАВИТАЦИЯ

Отличительное свойство жидкостей - *кипение*, т. е. выделение паров по всему объему жидкости по мере нагревания при работе насоса или гидропривода. Кипение начинается, когда давление в жидкости будет равно делению насыщенных паров жидкости при данной температуре. В гидравлических устройствах давление при обычных температурах может повышаться и достигать  $p_{н.л.}$ . При этом жидкость в зоне пониженного давления вскипает и в ней образуются пузырьки, заполненные паром. При дальнейшем движении кипящая жидкость попадает в зону с большим давлением, где происходит конденсация паров жидкости. Весь рассмотренный процесс называется кавитацией. В результате нее могут быть разрушены элементы конструкции устройства. Кроме того, нарушаются сплошность и однородность жидкости, что надо учитывать при выборе расчетных формул.

С появлением кавитации снижается подача жидкости, появляются высокочастотные колебания, что приводит к преждевременному износу и разрушению элементов гидропривода. Кавитационное разрушение деталей гидроагрегатов согласно гипотезе происходит в результате высокочастотных местных гидравлических и тепловых ударов частиц жидкости и газа. При понижении давления в отдельных точках гидросистемы жидкость вскипает, выделившиеся пузырьки газа переносятся потоком в область более высокого давления с очень большой скоростью. Под действием кинетической энергии соударяющихся частиц возникают микроудары, сопровождающиеся повышением температуры и давления, что, в свою очередь, вызывает местные разрушения стенок. С целью уменьшения кавитации необходимо создать избыточное давление во

всасывающихся полостях во избежание разрыва потока жидкости. Для снижения износа детали необходимо упрочнять или применять специальные сплавы.

## 1.6. ДЕФОРМАЦИЯ

Упругие свойства жидкостей характеризуются их способностью сопротивляться растягивающим, сжимающим и сдвигающим усилиям. Одна из важнейших особенностей жидкостей - текучесть (легкоподвижность) - следствие скачкообразного теплового движения молекул. Она проявляется в том, что жидкость в обычных условиях не выдерживает существенных растягивающих или сдвигающих усилий и начинает сильно деформироваться. Например, для воды в обычных условиях разрывающее напряжение составляет всего лишь 36 Па, что в  $10^7$  раз меньше, чем для стали. В инженерных расчетах такой величиной следует пренебречь.

При деформации жидкость меняет форму, но сохраняет объем. Поэтому налитая в покоящийся сосуд жидкость принимает его форму, но в отличие от газов ограничивается сверху так называемой свободной поверхностью.

В искусственных условиях прочность жидкостей на разрыв может значительно повышаться. Например, в капилляре, вращающемся вокруг перпендикулярной к нему оси, масло выдерживает растягивающее напряжение до 0,78 МПа, а вода - даже до 2,8 МПа.

Жидкости характеризуются сжимаемостью (*упругостью*), т.е. способностью изменять объем под воздействием давления и восстанавливать его при прекращении этого воздействия. Упругая деформация жидкости - явление для гидроприводов и систем, как правило, отрицательное, так как за счет необратимости энергии, расходуемой на сжатие, снижается КПД гидропривода, упругость жидкости приводит к прерывистому движению и потере устойчивости инерционной нагрузки.

Во всех магистралях гидросистем сжимаемость жидкости создает эффект жидкостной пружины. Жидкость - упругое тело, которое подчиняется закону Гука при некотором допущении. Коэффициент относительного объемного сжатия  $\beta$  характеризует относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \frac{\Delta V}{V_0}$$

где  $\Delta p = p_2 - p_1$  (здесь  $p_1$  и  $p_2$  — начальное и конечное давление);

$\Delta V = V_0 - V$  — изменение объема жидкости при изменении давления на  $\Delta p$  (здесь  $V_0$  и  $V$  — соответственно объем жидкости при атмосферном и текущем давлении).

Величина, обратная  $\beta$ , называется *объемным модулем упругости жидкости при всестороннем сжатии*, т. е.

$$E_{\text{жс}} = \frac{1}{\beta} = V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V}.$$

Модуль объемной упругости жидкости зависит от действующих давлений, температуры, содержания газовой составляющей и других параметров.

Рассмотрим модуль упругости  $E$  жидкостей и твердых тел, МПа:

Вода	2060	Сталь углеродистая	206 000
Керосин	1370	Чугун черный	152 000
Спирт	980	" белый	134 000
Масло	1720	Латунь, бронза	118 000
Глицерин	4080	Дюралюминий	70 000
Нефть	1280	Сталь легированная	216 000

С повышением давления модуль упругости жидкости увеличивается (рис. 1.3). Для большинства минеральных масел модуль наиболее интенсивно уменьшается при сравнительно низких давлениях (меньше 100 МПа). В среднем при изменении давления от 1 до 100 МПа коэффициент сжимаемости минеральных жидкостей в изотермическом режиме сжатия уменьшается на 30...40%. При более высоком давлении дальнейшего заметного снижения объема масла не отмечается.

При расчетах можно принять для минеральных масел модуль  $E = 1200...1700$  МПа, для воды  $E = 2250$  МПа, а коэффициент сжимаемости  $\beta = 7 \cdot 10^{-4}$  МПа<sup>-1</sup> в диапазоне давлений 0...20 МПа и при температуре  $t = 20^\circ\text{C}$ .

При расчетах динамических процессов, происходящих в гидросистемах, пользуются динамическим модулем объемной упругости жидкости  $E_{\text{д}}$ , так как мгновенные изменения давления происходят по закону аднабаты:

$$E_{\text{д}} = V \frac{dp}{dV},$$

где  $V$  и  $p$  — объем и давление жидкости.

При расчете динамических характеристик адиабатный модуль для применяемых минеральных жидкостей в диапазоне давлений 5... 20 МПа можно принять  $E_a - 1,15 E_x$ .

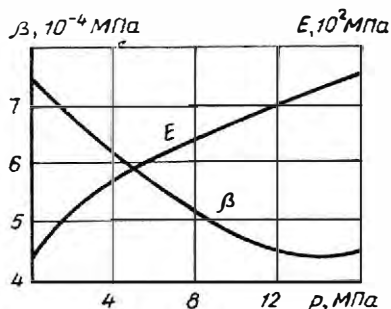


Рис. 1.3. Зависимость модуля объемной упругости и коэффициента сжимаемости от давления жидкости

С изменением температуры изменяется модуль объемной упругости по причине влияния температуры на вязкость, причем сжимаемость более вязких масел выше, чем сжимаемость менее вязких масел с повышением температуры.

В жидкости, содержащей газовоздушную составляющую, объемный модуль упругости снижается ввиду того, что сжимаемость воздуха во много раз выше сжимаемости жидкости. При наличии нерастворенного воздуха снижается жесткость гидропривода, что приводит к запаздыванию гидросистемы при обработке сигналов, а иногда способствует возникновению автоколебаний. Рассмотрим влияние нерастворенного воздуха на объемный модуль упругости жидкости.

Пусть в объеме жидкости, находящейся под давлением  $p$ , содержится нерастворенный воздух в объеме  $V_v$ . Изменение объема  $\Delta V_v$  воздуха при сжатии газогидравлической смеси в изотермическом режиме найдем из следующего соотношения:

$$\Delta V_v = V_v \frac{\Delta p}{p},$$

где  $\Delta p$  — изменение давления.

Принимая, что объемный модуль упругости жидкости сохраняется постоянным при изменении давления на  $\Delta p$ , что практически справедливо при используемых давлениях, находим изменение объема



жидкости фазы газогидравлической смеси при изменении давления на  $\Delta p$

$$\Delta V_{\text{ж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{E_{\text{ж}}} \Delta p.$$

Изменение всего объема гидравлической смеси

$$\Delta V_{\text{с}} = \Delta V_{\text{ж}} + \Delta V_{\text{в}} = \frac{V_{\text{ж}} \Delta p}{E_{\text{ж}}} \left( 1 + \frac{V_{\text{в}} E_{\text{ж}}}{V_{\text{ж}} p} \right)$$

или после преобразования и упрощения приближенное выражение для определения объемного модуля упругости газогидравлической смеси при сжатии ее в изотермическом режиме от  $p_0$  до  $p$ .

$$E_{\text{с}} = E_{\text{ж}} \frac{1 + V_{\text{в}} p_0 / V_{\text{ж}} p}{1 + V_{\text{в}} p_0 / V_{\text{ж}} p^2 / E_{\text{ж}}},$$

где  $V_{\text{в}}$  - объем газогидравлической смеси.

Опыты показывают, что в гидросистемах машин, оборудования, тракторов сельскохозяйственного назначения в рабочей жидкости содержится до 12... 15 % нерастворенного воздуха, что приводит к снижению объемного модуля упругости минеральных смесей более чем в 2 раза.

Практика показывает, что наличие паровоздушной составляющей в рабочей жидкости гидросистем отрицательно сказывается на функционировании исполнительных органов машин и оборудования. Более того порождает гидроудары всей системы, что может быть причиной аварийных ситуаций при подъемно-транспортных работах.

## Глава 2

### ГИДРОСТАТИКА

Раздел гидравлики, рассматривающий законы равновесия жидкостей, воздействия покоящихся жидкостей на погруженные в них тела и поверхности, ограничивающие жидкости, а также практическое применение этих законов, называется гидростатикой.

Законы гидростатики широко используют при расчетах гидростатического давления на плоские и криволинейные поверхности, а также при конструировании резервуаров, гидропрессов, гидроаккумуляторов, плавсредств и других устройств и систем, работа которых невозможна без жидкости.

#### **2.1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЖИДКОСТИ, И ЕЕ НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ. ГИДРОСТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ И ЕГО СВОЙСТВА**

**Силы, действующие в жидкости.** Различают две категории сил: массовые и поверхностные.

*Массовые (объемные) силы* действуют на каждую частицу жидкости пропорционально ее массе, и их величина определяется вторым законом Ньютона  $F_x = ma$ . К массовым силам относятся инерционные, связанные с изменением скорости движения жидкости, и сила тяжести.

*Поверхностные силы* распределены на поверхностях, разделяющих жидкие объемы либо жидкость и твердое тело, как результат взаимодействия рассматриваемых жидких объемов или жидкости и твердого тела. Эти силы измеряют напряжением, под которым понимают силу, приходящуюся на единицу площади, т. е.  $\sigma_n = F / S$ . Отсюда следует, что поверхностные силы пропорциональны площади поверхности  $S$ , на которой происходит взаимодействие. В общем случае напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. Поэтому для удобства и стройности записи аналитических зависимостей напряжение раскладывается на нормальное  $\sigma$  и касательное  $\tau$  к поверхности.

Напряжения выделяют с помощью двух индексов. Первый показывает координатную ось, которая перпендикулярна к рассматриваемой площадке, а второй - ось, вдоль которой действует данное напряжение. У нормальных напряжений оба индекса одинаковы, например  $\sigma_{xx}$ , а у касательных различны -  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  и т. д. Касательные напряжения возникают в результате действия сил трения, обусловленных вязкостью жидкости. Поэтому в идеальной, а также в покоящейся ньютоновской жидкости касательные напряжения отсутствуют.

Свойство касательных напряжений: касательные напряжения не зависят от порядка написания индексов, т. е.  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ ;  $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ ;  $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ . Это свойство - следствие особенностей модельной жидкости.

Нормальные напряжения возникают в результате действия массовых сил. Силы вязкости не изменяют результирующее нормальное напряжение, а только перераспределяют его по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Отсюда следует, что если в пространстве, занятом потоком жидкости, выделить произвольно точку, принять ее за начало декартовой системы координат и через нее провести три взаимно перпендикулярные элементарные площадки соответственно с осями координат, то сумма нормальных напряжений, действующих в этих площадках, не будет зависеть от угла поворота координат системы.

Поэтому величина 
$$p = -\frac{\sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz}}{3}$$
 также не зависит от положения

трех взаимно перпендикулярных площадок в данной точке. Эту величину называют давлением. Таким образом, давление представляет собой среднее арифметическое от нормальных напряжений в трех

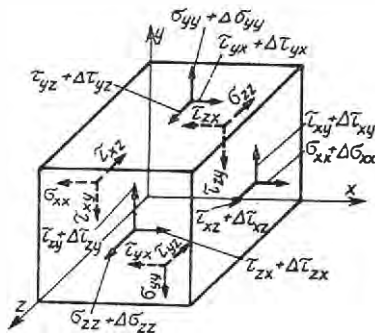


Рис. 2.1. Схема напряжений, действующих в жидкости

взаимно перпендикулярных направлениях в данной точке, взятое с обратным знаком. В механике твердого тела положительным считается растягивающее напряжение. В жидкости оно, как правило, отсутствует (жидкость сразу же разрывается). Для исключения из расчетов отрицательных величин давление при сжатии считается положительным.

К свойствам нормальных напряжений относятся следующие: нормальное напряжение действует под прямым углом к поверхности в сторону сжатия (по определению); давление в данной точке во все стороны действует одинаково (является следствием свойств модели жидкости).

В потоке жидкости выделим точку и примем ее за начало декартовой системы координат. Вдоль осей из начала отложим три бесконечно малых отрезка  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  (рис. 2.1). На этих отрезках построим бесконечно малый параллелепипед. На него действуют массовая сила, равная  $ma = \rho \Delta x \Delta y \Delta z a$  ( $a$  - ускорение массовой силы), и на каждую грань - поверхностные силы, равные  $\sigma \Delta S$  или  $\tau \Delta S$ , где  $\Delta S$  - площадь соответствующей грани,  $\sigma$  и  $\tau$  - напряжения. Направления напряжений выбраны с учетом свойств модельной жидкости и в целях получения наиболее простой формы уравнения.

Применив второй закон Ньютона к выделенному параллелепипеду, в проекциях на координатную ось  $X$  получим

$$\sum F_x = m \frac{dv_x}{dt},$$

где  $\sum F_x$  - сумма проекций на ось  $x$  всех сил, действующих на тело;

$m$  - масса тела;

$\frac{dv_x}{dt}$  - проекция на ось  $X$  ускорения, с которым движется параллелепипед.

Подставляем в уравнение соответствующие величины

$$\rho \Delta x \Delta y \Delta z a_x + (\sigma_{xx} + \Delta \sigma_{xx}) \Delta y \Delta z - \sigma_{xx} \Delta y \Delta z + (\tau_{yx} + \Delta \tau_{yx}) \Delta x \Delta z - \tau_{yx} \Delta x \Delta z + (\tau_{zx} + \Delta \tau_{zx}) \Delta x \Delta y - \tau_{zx} \Delta x \Delta y = \rho \Delta x \Delta y \Delta z \frac{dv_x}{dt}.$$

Раскрыв скобки, вычитаем и делим обе части уравнения на объем параллелепипеда, т. е.

$$\rho a_x + \frac{\Delta \sigma_{xx}}{\Delta x} + \frac{\Delta \tau_{yx}}{\Delta y} + \frac{\Delta \tau_{zx}}{\Delta z} = \rho \frac{dv_x}{dt}.$$

В пределе, когда  $\Delta x, \Delta y$  и  $\Delta z$  стремятся к 0, получим

$$\rho a_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \frac{dv_x}{dt}.$$

Нормальное напряжение  $\sigma_{xx}$  запишем в виде

$$\sigma_{xx} = -p + \sigma_{xx}^*,$$

где  $p$  — давление;

$\sigma_{xx}^*$  — часть нормального напряжения, зависящая только от вязкости.

Тогда получим

$$\rho a_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{\partial \sigma_{xx}^*}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) = \rho \frac{dv_x}{dt}.$$

Уравнения в проекциях на другие оси можно получить аналогично. Запишем систему в алфавитном порядке, учитывая свойства касательных напряжений:

$$\rho a_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \left( \frac{\partial \sigma_{xx}^*}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right) = \rho \frac{dv_x}{dt}.$$

$$\rho a_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \left( \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}^*}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right) = \rho \frac{dv_y}{dt}.$$

$$\rho a_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \left( \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}^*}{\partial z} \right) = \rho \frac{dv_z}{dt}.$$

Данные уравнения называются *уравнениями движения жидкости в напряжениях*. Скобками выделены компоненты, зависящие только от вязкости.

**Гидростатическое давление и его свойства.** В гидростатике рассматриваются два вида покоя жидкости:

*абсолютный покой* - жидкость вместе с сосудом неподвижна относительно земли;

*относительный покой* - жидкость неподвижна относительно стенок сосуда, в котором она находится, но вместе с ним движется относительно земли.

При абсолютном покое из массовых сил на жидкость действует только сила тяжести, а при относительном покое, если движение неравномерное, кроме силы тяжести будут действовать дополнительно также инерционные силы.

Напряжение сжатия в данной точке покоящейся жидкости называется *гидростатическим давлением*. Для давления в покоящейся жидкости характерно следующее: оно направлено по внутренней нормали к поверхности в сторону сжатия рассматриваемого объекта жидкости и в данной точке во все стороны действует одинаково.

Гидростатическое давление в данной точке

$$p = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{F}{S},$$

где  $F$  — сила, действующая на площадь по внутренней нормали к поверхности  $S$ .

В частном случае, когда давление распределено равномерно по площади  $S$ ,

$$p = F / S,$$

причем давление одинаково во всех точках внутри контура, ограничивающего площадь  $S$ .

## 2.2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОСТАТИКИ. ПОВЕРХНОСТИ РАВНОГО ДАВЛЕНИЯ

Основная задача гидростатики - получение следующих зависимостей:

гидростатического давления в точке в функции ее координат

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

уравнения поверхности равных давлений

$$S(x, y, z) = c.$$

С помощью первой зависимости можно определить давление в

любой точке жидкости, второй - форму поверхности равных давлений, в том числе и свободной поверхности жидкости.

Рассмотрим объем жидкости, находящейся в равновесии (рис. 2.2). Наметим в нем произвольную точку  $A$ , в которой давление  $p$ . В данном объеме выделим бесконечно малый параллелепипед с ребрами  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$ , центр которого в точке  $A$ . Мысленно отделим данный объем от окружающей жидкости и к граням приложим силы, действующие со стороны окружающей жидкости ( $F_x$  и  $F'_x$ ,  $F_y$  и  $F'_y$ ,  $F_z$  и  $F'_z$ ). В центре масс выделенного элементарного объема приложена равнодействующая массовых сил  $\vec{Q}$ . Под действием всех указанных сил этот объем должен

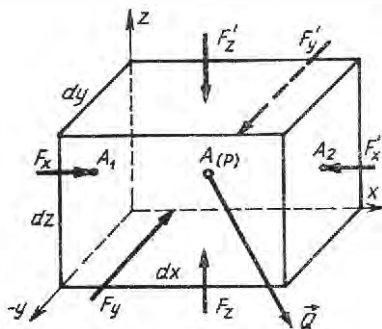


Рис. 2.2. Схема к выводу уравнения равновесия жидкости

находиться в состоянии равновесия. Условие его равновесия в проекции на ось  $X$

$$F_x - F'_x + Q_x = 0.$$

Сила  $F_x$  равна давлению в центре левой грани параллелепипеда (точка  $A_1$ ), помноженному на площадь грани  $dydz$ . Давление в точке  $A_1$  равно

$$p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx,$$

где  $\frac{\partial p}{\partial x}$  - частная производная давления в направлении оси  $X$ , показывающая, с какой интенсивностью вблизи точки  $A$  изменяется давление  $p$  вдоль оси  $X$ ;

$\frac{1}{2} dx$  - расстояние между точками  $A_1$  и  $A$ . Знак "минус" соответствует принятому направлению оси  $X$ .

Тогда

$$F_x = \left( p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz; \quad F'_x = \left( p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz.$$

Проекция массовой силы

$$Q_x = ma_x,$$

где  $m$  — масса параллелепипеда;

$a_x$  — проекция единичной массовой силы на ось  $X$ .

Тогда

$$m = \rho dx dy dz.$$

Запишем

$$Q = \rho a_x dx dy dz.$$

Подставив  $F_x$ ,  $F'_x$  и  $Q_x$  в уравнение  $F_x - F'_x + Q_x = 0$ , получим

$$\left( p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz - \left( p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dydz + \rho dx dy dz.$$

Упростив выражение, получим

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz + \rho dx dy dz$$

Разделив это уравнение на объем элементарного параллелепипеда  $dx dy dz$ , получим

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho a_x,$$

Аналогично проектируя силы на оси  $Y$  и  $Z$ , получим систему трех уравнений:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \rho a_x,$$



$$\frac{\partial p}{\partial y} = \rho a_y,$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \rho a_z,$$

Это и есть общие дифференциальные уравнения равновесия Эйлера. Общими они называются потому, что пригодны для любого случая равновесия, так как никаких ограничений в исходные условия не вводились, и дифференциальными потому, что в них входит не давление  $p$ , а его частные производные по координатным направлениям.

Аналогичные выражения можем получить, если воспользуемся общим уравнением (2.1). Жидкость находится в покое, поэтому все слагаемые уравнения (2.1), зависящие от скорости, обратятся в 0 (это ускорения в правой части уравнений и вязкостные компоненты, записанные в скобках).

Умножим каждое уравнение соответственно на приращения координат  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$ , сложим и преобразуем выражение

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(a_x dx + a_y dy + a_z dz).$$

Левая часть уравнения представляет собой полный дифференциал давления (разность давлений на концах рассмотренного бесконечно малого отрезка)  $dp$ . Следовательно,

$$dp = \rho(a_x dx + a_y dy + a_z dz).$$

Данное уравнение называется основным уравнением гидростатики в дифференциальной форме или уравнением Эйлера в полных дифференциалах для гидростатики.

Поверхность, проведенная в жидкости, в каждой точке которой давление одинаково, называется поверхностью равного давления. Поскольку для поверхности равного давления  $p = \text{const}$  и  $dp = 0$ , то уравнение поверхности равного давления будет иметь вид

$$a_x dx + a_y dy + a_z dz = 0.$$

Из уравнения  $v_p = v(1+kp)$  следует, что форма поверхности равного давления не зависит от вида жидкости.

На границе раздела жидкости и газа, т. е. на свободной поверхности, давление будет одинаково, так как равно давлению газа, следовательно, свободная поверхность - частный случай поверхности равного давления.

Рассмотрим жидкость, находящуюся в герметически закрытом резервуаре с давлением на свободной поверхности  $p_0$  (рис. 2.3). Для интегрирования уравнения  $dp = \rho (a_x dx + a_y dy + a_z dz)$ , проведем горизонтальную плоскость сравнения XOY и обозначим O-O. Ось Z проведем вертикально вверх. В абсолютно покоящейся жидкости, как уже отмечалось, из массовых сил будет действовать только сила тяжести с ускорением  $g$ . Тогда из выражения  $a_x dx + a_y dy + a_z dz = 0$ ;  $a_x = a_y = 0$ ,  $a_z = -g$ . При этом уравнение примет вид

$$dp = \rho(-g) dz = -\gamma dz.$$

Интегрируя его, получим

$$p = -\gamma z + c.$$

Произвольную постоянную  $c$  найдем из условия  $z = z_0$  при  $p = p_0$ ,

$$p_0 = -\gamma z_0 + c,$$

откуда

$$c = p_0 + \gamma z_0.$$

Подставив  $c$ , получим

$$p = p_0 + \gamma(z_0 - z).$$

Согласно рисунку 2.3  $z_0 - z = h$ , тогда получим основное уравнение гидростатики

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

т. е. давление в любой точке покоящейся жидкости равно давлению на свободной поверхности  $p_0$  плюс произведение удельного веса жидкости  $\gamma$  на заглубление точки под уровень свободной поверхности  $h$ .

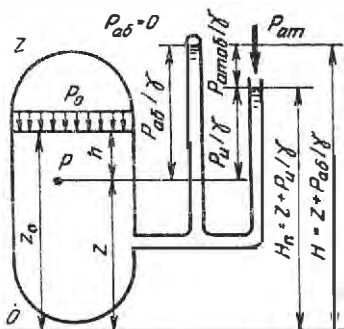


Рис. 2.3. Схема к пояснению давлений и выводу основного уравнения гидростатики

Преобразив начальное уравнение в виде  $d(z+p/\gamma)=0$  и проинтегрировав, получим уравнение гидростатического напора

$$z + p/\gamma = H_n = \text{const.}$$

В гидравлике приняты следующие названия:

$H_n$  - потенциальный напор (в данном случае - гидростатический);

$z$  - геометрический напор (геометрическая высота) частицы жидкости, находящейся в рассматриваемой точке;

$p/\gamma$  - пьезометрический напор (пьезометрическая высота), соответствующий давлению в данной точке.

Так как  $H_n = \text{const}$  для любой точки, то это будет справедливым для точки, лежащей на заданной поверхности.

Аналогично решая уравнение  $a_x dx + a_y dy + a_z dz = 0$ , получим  $dz=0$  и  $z = \text{const}$ .

Следовательно, при абсолютном покое жидкости поверхности равного давления, в том числе и свободная поверхность, представляют собой горизонтальные поверхности.

Допустим, что рассматриваемая точка находится внутри малой частицы жидкости, объем которой равен  $V$ , масса  $m$ , вес  $G$ , а давление внутри ее  $p$ . Энергия, которой обладает данная частица жидкости, может быть представлена в виде

$$E = mgz + pV,$$

где  $mgz$  — потенциальная энергия положения;

$pV$  — потенциальная энергия давления (кинетическая энергия в покоящейся жидкости отсутствует).

Найдем энергию, приходящуюся на единицу веса рассматриваемой частицы (будем называть ее удельной):

$$\frac{E}{G} = \frac{mgz}{mg} + \frac{pV}{\gamma V} = z + \frac{p}{\gamma}.$$

Сравнивая полученный результат с уравнением  $z + p/\gamma = H_{\text{ст}} = \text{const}$ , можно сделать вывод, что понятие "напор" обозначает удельную, приходящуюся на единицу веса жидкости энергию.

Из уравнения видно, что давление в любой точке пространства, занятого жидкостью, складывается из двух частей:  $p_0$  - внешнего по отношению к рассматриваемому объему жидкости, которое жидкость передает во все свои точки, и  $\gamma h$ , создаваемого весом самой жидкости (весовое давление). Из уравнения  $p = p_0 + \gamma h$ , вытекают два следствия:

по закону Паскаля внешнее давление передается жидкостью во все свои точки одинаково;

давление не зависит от формы сосуда, в котором находится жидкость, - гидростатический парадокс.

На законе Паскаля основаны такие широко распространенные механизмы, как гидравлические подъемники, прессы и аккумуляторы. Второе следствие проиллюстрируем на примере. Предположим, что три резервуара (рис. 2.4) заполнены на одну и ту же глубину жидкостью. На

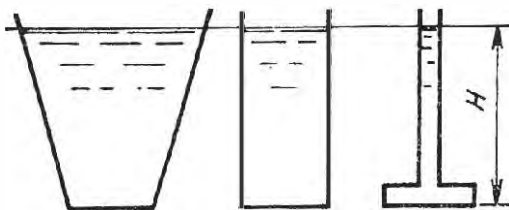


Рис. 2.4. Схема к объяснению гидростатического парадокса

основании второго следствия можно утверждать, что давление, действующее на дно каждого резервуара, одинаково. Поэтому, если площади дна одинаковы, во всех случаях его требуется делать равной прочности. Этот вывод на первый взгляд является парадоксальным, так как при рассмотрении создается ложное впечатление о малой нагрузке, действующей на дно резервуара, расположенного справа.

### 2.3. АБСОЛЮТНОЕ И ИЗБЫТОЧНОЕ ДАВЛЕНИЯ. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ

Давление, определяемое по уравнению  $p = p_0 + \rho gh$ , представляет собой абсолютное давление  $p_{аб}$ , которое показывает превышение рассматриваемого давления над давлением в полном вакууме, т. е. если  $p_{аб} = 0$ , то в этом месте взаимодействие частиц жидкости отсутствует. Если  $p_{аб} < 0$ , то в жидкости возникает растяжение, что может быть вследствие ее легкоподвижности только в особых случаях.

Избыточное давление  $p_x$  указывает на превышение давления в данном месте над давлением окружающей среды, обычно атмосферы, т. е. если  $p_x = 0$ , то давление равно давлению окружающей среды, например атмосферному. Если  $p_x < 0$ , то давление в данном месте меньше атмосферного.

Избыточное давление представляет собой разность между абсолютным и атмосферным давлением, т. е.

$$p_x = p_{аб} - p_{ат}$$

Единица измерения давления - Паскаль\*: 1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>. В технике обычно применяют кратные единицы: 1кПа = 1000Па или 1МПа = 10<sup>6</sup>Па.

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

По типу градуировки шкалы приборы делятся на две группы: манометры абсолютного давления (0 шкалы соответствует давлению в полном вакууме); приборы избыточного давления - манометры, вакуумметры и мановакуумметры (0 шкалы соответствует атмосферному давлению). Приборы, предназначенные для измерения абсолютного давления атмосферы, называются барометрами. Манометрами избыточного давления измеряют превышение давления в данном месте над атмосферным. На шкале этого прибора все значения положительны (кроме 0). Вакуумметры служат для измерения давлений меньше атмосферного, поэтому все числовые значения отрицательные (кроме 0). Мановакуумметры применяют для измерения давления как больше, так и меньше атмосферного. На шкале прибора имеются положительные и отрицательные значения, а 0 шкалы смещен от края к ее середине.

---

\*Широко применяются ранее выпускавшиеся приборы, шкала которых отградуирована в кгс/см<sup>2</sup> (1 кгс/см<sup>2</sup> = 98 кПа).

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

жидкостные (основаны на законах гидростатики);

деформационные с упругим чувствительным элементом (основаны на законе Гука);

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

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

По метрологическому назначению различают следующие приборы:

технические (рабочие) имеют класс точности  $k \geq 1$ ;

лабораторные (контрольные) -  $0,4 \leq k < 1$ ;

образцовые -  $0,005 \leq k \leq 0,25$ .

Классом точности прибора называют отношение максимальной абсолютной погрешности прибора к разности наибольшего и наименьшего отсчетов на его шкале, выраженное в процентах. Максимальная абсолютная погрешность прибора близка по значению цене минимального давления шкалы.

Жидкостные манометры делятся на двухтрубные (рис. 2.5, а и б) и однотрубные (рис. 2.5, в).

У манометров абсолютного давления (см. рис. 2.5, а), в том числе и барометров, одна из трубок запаяна. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. Для ртути, которую в основном используют в таких манометрах, это давление влияет на разность уровней в трубках менее чем на 0,1 мм. Данным значением пренебрегают, так как погрешность измерения разности уровней (высоты столба жидкости) составляет  $\pm 2$  мм.

У манометров избыточного давления и вакуумметров одна из трубок соединяется с атмосферой.

Действие жидкостных приборов основано на принципе сообщающихся сосудов, которые заполнены несмешивающимися жидкостями (например, водой и ртутью, водой и маслом) с удельным весом  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  и давлением на свободных поверхностях  $p_c$  и  $p_a$  (см. рис. 2.5, б). Между жидкостями устанавливается горизонтальная раздельная плоскость  $a-a$ . Давление на плоскости раздела  $p_{a-a}$  равняется

$$p_c + \gamma_1 h_y = p_a + \gamma_2 h$$

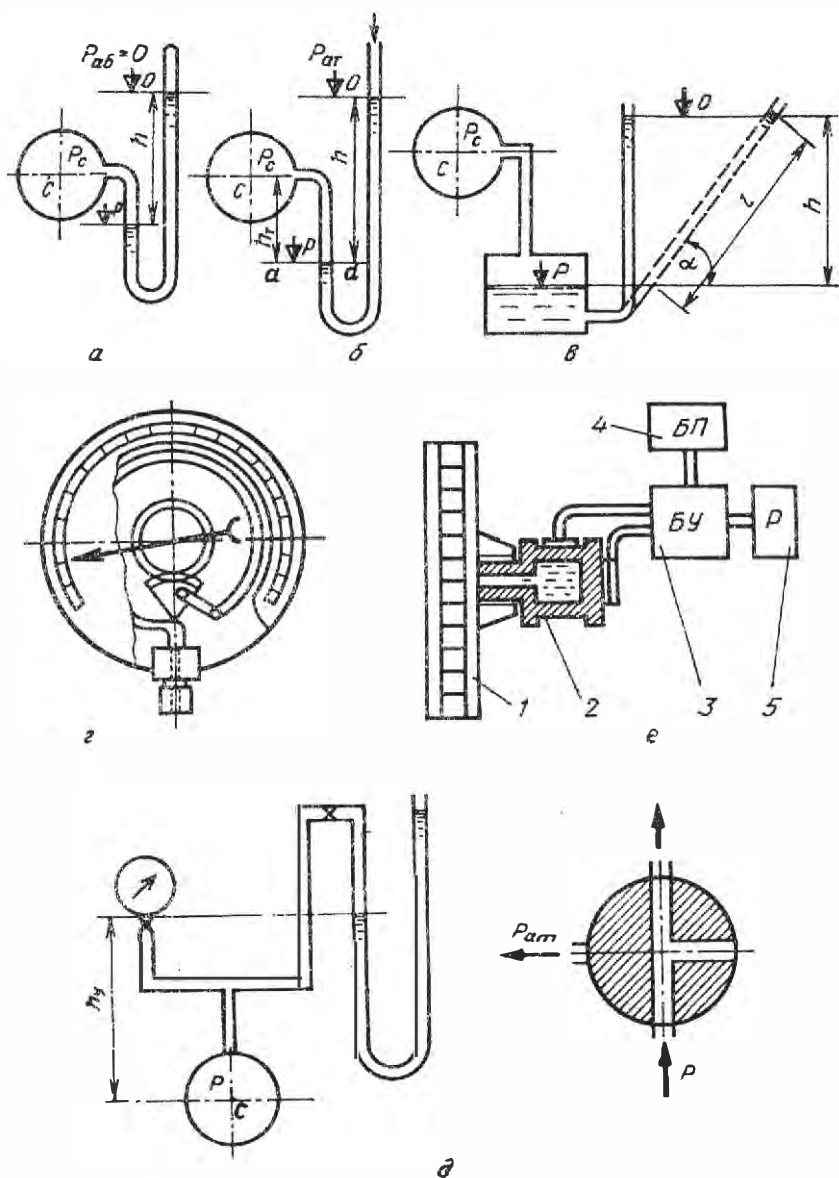


Рис. 2.5. Схемы и устройства для измерения давления:  
 а - двухтрубный манометр абсолютного давления; б - двухтрубный манометр (вакуумметр) избыточного давления; в - однетрубный пьезометр; г - пружинный манометр; д - дифференциальный манометр; е - электрическим методом; 1 - трубопровод; 2 - тензометрический датчик давления; 3 и 4 - блоки усиления сигнала и питания; 5 - регистрирующий прибор

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, по шкале определяется высота столбов жидкости, соответствующая данному давлению (пьезометрический напор). Искомое давление вычисляют с помощью закона гидростатики:

$$p = \gamma h,$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости в приборе;

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

Для манометра абсолютного давления  $h = \nabla_0 - \nabla_p$  (см. рис. 2.5, а), для приборов избыточного давления  $h = \nabla_a - \nabla_p$  (см. рис. 2.5, б).

Здесь  $\nabla_p$  - отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с резервуаром, в котором измеряется давление;  $\nabla_a$  - отсчет по трубке, соединенной с атмосферой;  $\nabla_0$  - отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке.

У однотрубных жидкостных приборов (см. рис. 2.5, в) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного больше диаметра оставшейся трубки. Уровень жидкости в нем при изменении давления практически остается постоянным. Если перед началом измерения уровень жидкости в трубке совместить с 0 шкалы, то при измерении можно ограничиться одним отсчетом вместо двух, как это делается при использовании двухтрубных приборов.

Недостаток однотрубных приборов - значительные размеры резервуара. Поэтому их используют, когда диапазон измеряемых давлений невелик.

Точность измерения можно увеличить, если трубку прибора вместе со шкалой установить наклонно. В данном случае разность отсчетов определяется не превышением одного уровня над другим, а длиной столба жидкости  $l$  в трубке прибора. Высота столба жидкости  $h = l \sin \alpha$ . При  $\sin \alpha < 0,2$  мениск растягивается вдоль трубки и точность отсчетов понижается. Поэтому дальнейшее увеличение наклона нецелесообразно.

Для измерения давления могут быть использованы также пьезометры. Они представляют собой, как правило, вертикальную трубку, заполненную такой же жидкостью, как в резервуаре, в котором измеряется давление. Пьезометры бывают с запаянной и открытой сверху трубками (см. рис. 2.5, в). Запаянные сверху пьезометры встречаются



крайне редко. В целях удобства использования приборов 0 шкалы пьезометров совмещают с плоскостью сравнения. В этом случае при отсчете по пьезометру определяется потенциальный напор  $H_{\pi} = z + p / \gamma$ . Следует иметь в виду, что в случае открытого сверху пьезометра  $p = p_{\pi}$ , а в случае запаянного  $p = p_{\text{вб}}$ .

Измеряемое давление можно определить из соотношения  $p = \gamma (H_{\pi} - z)$ . Если плоскость сравнения и соответственно 0 шкалы пьезометра будут совпадать с точкой, в которой измеряется давление, то очевидно, что в этом случае  $z = 0$  и отсчет по пьезометру будет представлять только пьезометрический напор, т. е.  $p / \gamma$ .

Преимущества жидкостных приборов - высокая точность измерения и простота конструкции, а недостатки - малая механическая прочность, снижение точности измерения в результате вибрации, косвенный метод измерения, низкий верхний предел измеряемого давления.

У показывающих приборов с упругим чувствительным элементом для измерения давления чувствительный элемент выполнен в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки (трубчатой пружины).

Шкалу показывающих приборов градуируют в МПа или кПа (ранее кгс/см<sup>2</sup>), т. е. в единицах давления. У манометров избыточного давления верхний предел изменяется от 0,06 МПа до 100 МПа, у вакуумметров нижний предел составляет 0,06 МПа или 0,1 МПа, у мановакуумметров нижний предел 0,1 МПа, а верхний 0,06 МПа.

Рабочий предел измерения давления при постоянном давлении может достигать 100 % верхнего предела шкалы прибора, а при переменном давлении - 88 %.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1 % диапазона измерений по шкале прибора в 1 с. Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10% диапазона шкалы прибора. Запрещается измерять резко изменяющееся давление данными приборами. Вибрация приборов должна отсутствовать.

Для уменьшения колебания стрелки прибора применяют демпферы, например в виде диафрагмы с малым отверстием капилляра, которые устанавливают в трубке для отбора давления, или воздушного колпака.

На циферблате прибора указаны: единица давления; класс точности; знак "-" (минус) впереди числа, обозначающего нижний предел вакуумметрического давления; наименование среды при специальном исполнении прибора (например, "кислород - масло - опасно"); Ж - для жидкой

среды; Г - для газообразной; марка прибора, например ОБМВ1-160, где ОБ - образцовый, МВ - мановакуумметр, 1 - исполнение (штуцер направлен вниз от шкалы), 160 - наружный диаметр шкалы (мм).

Преимущества показывающих приборов - большие пределы измерения давления, относительно высокая механическая прочность, удобство прямого измерения. К недостаткам относятся сложность изготовления, меньшая точность, "старение" упругого элемента, вызывающее необходимость регулярной проверки приборов.

Грузопоршневые манометры характеризуются высокой точностью, используются как образцовые для проверки показывающих приборов.

Необходимо учитывать, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере, а жидкостные - на границе раздела жидкости, налитой в прибор, и жидкости, давление которой измеряется. Поэтому результат измерения давления прибором, смещенным на высоту  $h_y$  от точки измерения давления (рис. 2.5,  $\delta$ ), будет содержать абсолютную систематическую погрешность, которая может быть определена по закону гидростатики

$$\Delta p = \gamma h_y,$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку.

Интересующее давление, например, в точке С вычисляют по формуле

$$p_c = p + \Delta p,$$

где  $p$  - показание прибора. Если прибор расположен выше точки измерения, то  $h_y$  - величина положительная, а если ниже, то отрицательная.

При измерении давления газа, если им заполнена соединительная трубка, показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, так как удельный вес газа очень мал. Поскольку трубки обычно непрозрачные, то трудно установить заполняющую их среду. Поэтому соединительные трубки перед измерением обязательно заполняют жидкостью, давление которой измеряют. Для этого перед прибором должны быть установлены трехходовые краны. При измерении давления меньше атмосферного к трехходовому крану подключают еще одну трубку, погруженную в жидкость, давление которой измеряют.

Электрические приборы применяют для регистрации давления в труднодоступных местах гидросистем и гидроприводов. Тензометри-

ческий датчик давления (ТДД) 2 (рис. 2.5, е) устанавливаются непосредственно в трубопровод 1. Для питания тензорезисторов и приборов в схеме устанавливают блок питания (БП) 4. Сигнал от датчика давления при изменении давления в трубопроводе поступает на блок усиления (БУ) 3 и отсюда поступает на регистрирующий прибор (Р) 5. Последний может быть с лучевой или цифровой индикацией.

#### 2.4. СИЛА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПЛОСКИЕ ФИГУРЫ. ЭПОРЫ ДАВЛЕНИЯ

**Вычисление силы гидростатического давления.** На практике часто приходится определять силу, действующую со стороны жидкости на плоскую стенку сосуда или дно. Например, плоский клапан произвольной формы (рис. 2.6), площадь которого равна  $S$ , наклонен к горизонтальной плоскости под углом  $\alpha$ . Точка  $C$  - центр тяжести клапана. Для определения силы гидростатического давления выделим на клапане такую элементарную бесконечно малую площадку  $dS$ , что в ее пределах давление  $p$  можно считать везде практически одинаковым. Тогда сила, действующая на бесконечно малую площадку,  $dF = pdS$ . Из уравнения гидростатики следует, что

$$p = p_1 + \gamma h,$$

где  $p_1$  - давление в верхней точке клапана;

$h$  - глубина погружения рассматриваемой элементарной площадки от горизонтальной поверхности, проходящей через верхнюю точку клапана.

С учетом последнего соотношения сила, действующая на элементарную площадку,

$$dF = p_1 dS + \gamma h dS.$$

Для определения силы гидростатического давления, действующего на весь клапан, проинтегрируем по площади полученное выражение

$$F = \int_S p_1 dS + \int_S \gamma h dS.$$

Отсюда видно, что сила гидростатического давления может быть представлена в виде суммы двух составляющих:

$$F_n = \int_S p_1 dS' \quad \text{и} \quad F_r = \int_S \gamma h dS.$$

Сила  $F_n$  (сила Паскаля) создается жидкостью, расположенной выше рассматриваемой фигуры (клапана). По закону Паскаля давление  $p_1$  передается во все точки клапана одинаково, поэтому величину  $p_1$  можно вынести из-под знака интеграла, т. е.

$$F_n = \int_S p_1 dS = p_1 \int_S dS$$

или

$$F_n = p_1 S$$

Сила  $F_r$  (сила весового давления жидкости) создается весом горизонтальных слоев жидкости, расположенных в пределах рассматриваемой фигуры.

Глубину погружения элементарной площадки можно представить, как  $h = y \sin \alpha$ . Учитывая, что  $\alpha$  и  $\gamma$  - величины постоянные, получим

$$F_r = \int_S \gamma h dS = \gamma \sin \alpha \int_S y dS$$

Последний интеграл представляет собой статический момент площади относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести фигуры, т.е.

$$\int_S y dS = y_c S,$$

где  $y_c$  - расстояние от верхней точки фигуры до горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести.

Из рисунка 2.б видно, что

$$y_c \sin \alpha = h_c$$

где  $h_c$  - глубина погружения центра тяжести клапана от горизонтальной плоскости, проходящей через его верхнюю точку. С учетом вышеизложенного получим

$$F_r = y h_c S.$$



$$M = \int_S \gamma \sin \alpha y^2 dS = \gamma \sin \alpha \int_S y^2 dS = F_T y_D,$$

где  $y_D$  - плечо силы весового давления жидкости относительно оси  $X$ , т. е. расстояние от верхней точки клапана до точки приложения соответствующей силы.

Последний интеграл представляет собой осевой момент инерции площади относительно оси  $X$ , т. е.

$$\int_S y^2 dS = I_C + y_C^2 S,$$

где  $I_C$  — осевой момент инерции рассматриваемой фигуры (табл. 4) относительно горизонтальной оси, проходящей через ее центр тяжести.

Таким образом, учитывая это выражение, получим

$$\gamma h_c S y_D = \gamma \sin \alpha (I_C + y_C^2 S).$$

Но  $h_c / \sin \alpha = y_C$ . Следовательно,

$$y_D = \frac{I_C + y_C^2 S}{y_C S}$$

или

$$y_D = y_C + \frac{I_C}{y_C S} = y_C + e.$$

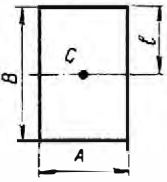
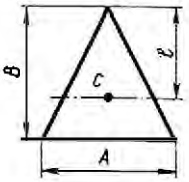
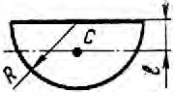
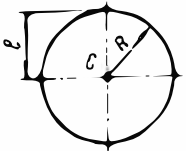
Сила весового давления приложена ниже, чем сила Паскаля. Тогда  $e = I_C / y_C S$  представляет собой смещение точки приложения силы весового давления жидкости от центра тяжести фигуры  $C$ .

**Эпюры давления.** Эпюрой гидростатического давления называют график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры.

Кроме того, эпюрой давления также называют фигуру, образованную ординатами давления и сечения этой фигуры какой-либо плоскостью. Чаще рассматриваются сечения вертикальными и горизонтальными плоскостями. Уравнением эпюры служит уравнение  $p = p_0 + \gamma h$ . Эпюра

Таблица 4.

## Осевые моменты часто встречающихся фигур

Фигура	Расстояние $l$ от верха фигуры до центра тяжести	Осевой момент $I$ инерции фигуры
	$B/2$	$AB^3/12$
	$2B/3$	$AB^3/36$
	$0,424R$	$0,11R^4$
	$R$	$0,785R^4$

представляет собой прямую линию, для построения которой достаточно двух точек и, как правило, используется избыточное давление.

Рассмотрим порядок построения эпюры. Вычерчивают в масштабе поверхность, на которую требуется определить давление. Намечают расчетные точки, в которых необходимо вычислить давление для построения эпюры. Число таких точек должно быть минимальным, но достаточным. Их целесообразно намечать на границе и в местах изгиба рассматриваемой поверхности, а также на поверхности раздела жидкостей. По формуле  $p=p_0+\gamma h$ , в расчетных точках вычисляют давление. Ординаты давления в масштабе откладывают по нормали к поверхности

со стороны нагрузки. Соответствующие точки соединяют прямыми линиями.

Например, требуется построить эпюру давления, действующего на боковую поверхность сосуда (рис. 2.7, а и б). Давление газа внутри сосуда меньше атмосферного. Для построения эпюры достаточно в данном случае найти давление в точках 1...3. В точках 1 и 2 давление

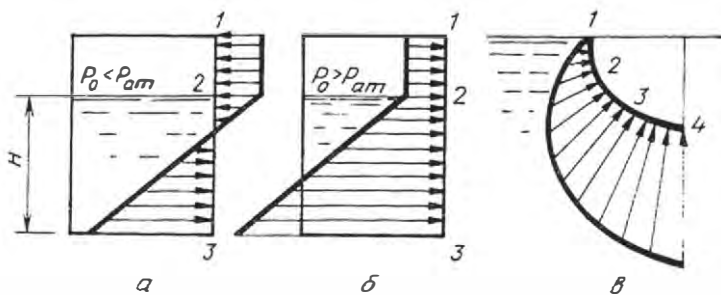


Рис. 2.7. Эпюры гидростатического давления: а...в - возможные варианты

создается газом, поэтому  $p_1 = p_2 = p$ . Учитывая, что в расчетах используют избыточное давление, а  $p < p_{ат}$ , величина  $p$  будет отрицательной. В результате сосуд на участке 1-2 будет сжиматься. Ординаты давлений  $p_1$  и  $p_2$  откладывают наружу. Давление в точке 3 определяют по уравнению  $p_3 = p + \gamma H$ . Стрелки показывают направление нагрузки.

Эпюру давления на криволинейную поверхность строят аналогично. В данном случае эпюра также будет криволинейная, поэтому число расчетных точек должно быть соответственно увеличено (рис. 2.7, в).

Построим эпюру гидростатического давления для заполненного резервуара (рис. 2.8). На верхнем основании  $p_1 = 0$  (рассматриваем избыточное давление), на нижнем основании  $p_2 = \gamma H$ . Следовательно, эпюра давления представляет собой призму с треугольным основанием. Объем эпюры давления найдем как объем призмы  $V_s = S_s b$ , где  $S_s$  - площадь основания призмы (в данном случае треугольного), а  $b$  - высота призмы.

Сила Паскаля отсутствует, так как  $p_1 = 0$ , поэтому силу гидростатического давления можно определить по формуле

$$F = F_T = \gamma h_c S = \gamma \frac{H}{2} H b = \left( \frac{1}{2} p_2 H \right) b = S_s b = V_s.$$

Отсюда следует, что сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, численно равна объему эпюры давления.



Найдем координату точки приложения силы по формуле

$$y_D = y_C + \frac{y_C}{y_C S} = \frac{H}{2} + \frac{bH^3/12}{(H/2)Hb} = \frac{2}{3}H.$$

Из рисунка 2.8 видно, что на этой глубине расположен центр тяжести треугольной призмы, которую представляет собой эпюра давления.

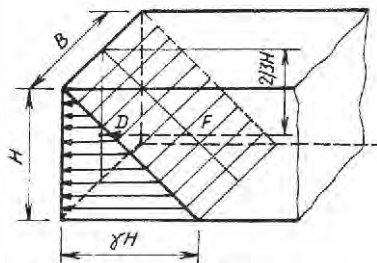


Рис. 2.8. Схема к определению силы гидростатического давления

Следовательно, сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, приложена в точке пересечения рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

## 2.5. СИЛА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПРОИЗВОЛЬНУЮ КРИВОЛИНЕЙНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ. ЗАКОН АРХИМЕДА

На практике достаточно часто применяют резервуары с криволинейной поверхностью: цистерны, клапаны, поплавки ит. п.

На рисунке 2.9 изображена криволинейная стенка MN. Точками A и B обозначены верхняя и нижняя точки поверхности. Для нахождения результирующей силы необходимо определить по отдельности проекции искомой силы на оси координат  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  вычислить полную силу давления  $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$  и определить углы, под которыми вектор силы  $\vec{F}$  направлен к координатной оси, по формулам

$$\cos(\vec{F}, x) = F_x/F;$$

$$\cos(\vec{F}, y) = F_y/F;$$

$$\cos(\vec{F}, z) = F_z/F.$$

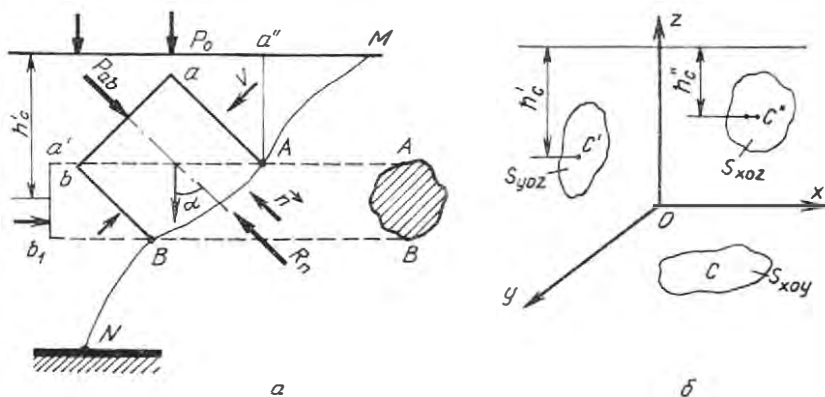


Рис. 2.9. Схема сил (а), действующих на криволинейную поверхность, и ее проекции (б) на координатные плоскости

Со стороны стенки на жидкость действует противоположно направленная сила  $R = F$  с равными по величине и обратно направленными проекциями  $R_x = F_x$ ,  $R_y = F_y$  и  $R_z = F_z$ . На произвольное направление  $\vec{n}$  проекцию силы  $R = F$  обозначим  $R_n$ . Через все точки контура  $S$  проведем в сторону жидкости образующие, параллельные  $\vec{n}$ . Получим цилиндрическую поверхность, которую в произвольном месте пересечем перпендикулярной плоскостью  $ab$ , выделим в жидкости отсек  $ABba$ , ограниченный исходной криволинейной поверхностью  $AB$ , цилиндрической боковой поверхностью и плоскостью  $ab$ .

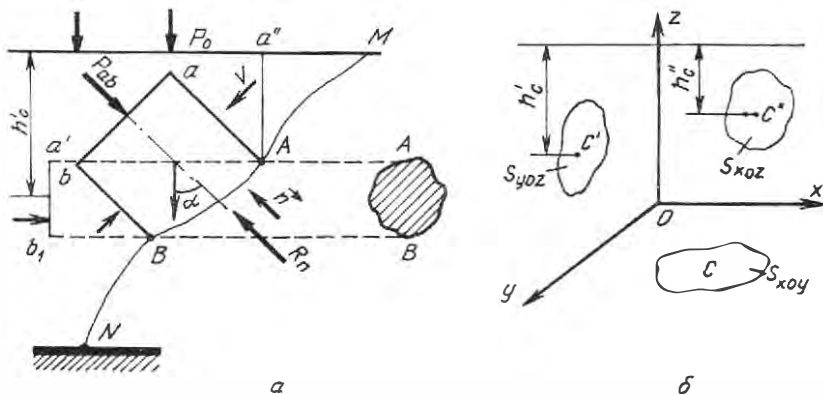


Рис. 2.9. Схема сил (а), действующих на криволинейную поверхность, и ее проекции (б) на координатные плоскости

Суммарную силу, действующую на плоскость  $ab$ , обозначим через  $P_{ab}$  (параллельна  $\vec{n}$ ). На боковую цилиндрическую поверхность будут действовать силы, перпендикулярные к  $\vec{n}$ , которые не дадут проекции. Кроме указанных поверхностных сил на отсек действует сила тяжести  $G$ .

В проекциях на  $\vec{n}$  будем иметь

$$-P_{ab} - G \cos \alpha + R_n = 0$$

или

$$R_n = P_{ab} + G \cos \alpha.$$

Таким образом, мы получим общее выражение для любой проекции искомой силы. Тогда

$$F_x = (P_0 + \gamma h'_c) S_{yoz'}$$

где  $h'_c$  — высота центра тяжести  $C'$  фигуры, параллельной плоскости  $yoz'$ ;

$S_{yox}$  — площадь фигуры в проекции на вертикальную плоскость.

Также определятся проекции  $F_y$  и  $F_z$ , т. е.

$$F_y = (p_0 + \gamma h''_c) S_{xoz};$$

$$F_z = (p_0 + \gamma h) S_{xoy} = P_0 S_{xoy} + \gamma V,$$

где  $h''_c$  и  $h$  — заглубление центра тяжести  $C$  под горизонт свободной поверхности;

$S_{xoz}$  и  $S_{xoy}$  — площади фигуры в проекции на боковую и горизонтальную плоскости;

$V$  — объем тела давления (воображаемого тела, ограниченного снизу криволинейной поверхностью, а сверху - ее проекцией  $S_{xoy}$  на плоскость свободной поверхности).

Если свободная поверхность жидкости и обратная сторона криволинейной стенки сообщаются с атмосферой, то проекции сил  $F_z$ ,  $F_y$  и  $F_x$

могут быть определены как

$$F_x = \gamma h'_c S_{\text{угл}};$$

$$F_y = \gamma h''_c S_{\text{хол}};$$

$$F_z = \gamma V.$$

Объем тела давления может быть получен путем очертания вертикальными образующими контура тела до уровня свободной поверхности. Направление силы  $F_x$  может быть положительным и отрицательным.

Вертикальная составляющая  $F_z$  проходит через центр тяжести тела давления. Ее направление (вверх или вниз) определяется взаимным расположением жидкости и криволинейной поверхности. Если жидкость ограничивается поверхностью снизу, то и  $F_z$  направлена вниз, а если сверху - вверх.

Если опустить в жидкость твердое тело, то его поверхность будет представлять собой криволинейную поверхность, ограничивающую жидкость. Со стороны жидкости на это тело будет действовать сила  $F_z = \gamma V$ , направленная вверх. Ее величина равна весу жидкости в объеме тела (или погруженной его части).

Если вес тела  $G > F_z$ , то тело опускается, если  $G < F_z$ , то тело всплывает на поверхность, пока вес погруженной его части не уравнивается "выталкивающей" силой  $F_z$ . При  $G = F_z$  тело находится в состоянии безразличного равновесия в любом месте.

В случае, когда масса тела распределена равномерно, обе силы приложены в одной точке и тело находится в равновесии в любом положении. В случае, когда масса тела распределена неравномерно, физический центр тяжести не будет совпадать с геометрическим, поэтому в некоторых положениях появляется момент сил, стремящийся перевернуть тело. Момент будет отсутствовать только тогда, когда оба центра находятся на одной вертикали. При этом возможны два варианта: точка  $D$  приложения силы Архимеда расположена выше и ниже точки приложения силы тяжести  $C$ .

В первом случае при бесконечно малом повороте тела появится момент, который будет восстанавливать первоначальное положение тела - это устойчивое подводное плавание (рис. 2.10, а). Во втором случае возникающий при малом повороте момент переворачивает тело - это неустойчивое плавание. При надводном плавании (рис. 2.10, б) точка  $D$

(в теории плавания называется центром водоизмещения, а объем тела давления - водоизмещением) обычно находится выше точки  $C$ .

Рассмотрим условия равновесия тела при надводном плавании. На рисунке 2.10, б показано положение тела после сообщения ему крена. Так как при крене изменяется форма водоизмещения, то точка  $D$  сместится в точку  $D_1$ . Точка  $M$  пересечения оси симметрии тела (оси плавания) с линией действия силы Архимеда называется метacentром. Если он находится выше точки  $C$ , то тело после крена вернется в исходное положение - это устойчивое плавание. Если же метacentр находится ниже точки  $C$ , то тело после крена перевернется - это неустойчивое плавание.

Определим силу, действующую на полусферическую крышку резервуара, полностью заполненного жидкостью (рис. 2.11). Найдем вначале вертикальную составляющую. Для этого определим положение плоскости, на которой давление равно 0. Из уравнения гидростатики  $a_x dx + a_y dy + a_z dz = 0$  следует, что эта плоскость расположена выше точки  $I$  на величину  $p / \gamma$ . Таким образом, тело давления снизу ограничено рассматриваемой полусферой, сверху - ее проекцией на горизонтальную плоскость, где давление  $p_0 = 0$  (эта проекция представляет собой круг). Тело ограничено поверхностью кругового цилиндра. Жидкость действует на крышку снизу, поэтому нагрузка на нее будет направлена вверх. Из рисунка следует, что тело давления представляет собой цилиндр, высота которого  $p / \gamma$ , без половинки шара. Следовательно,

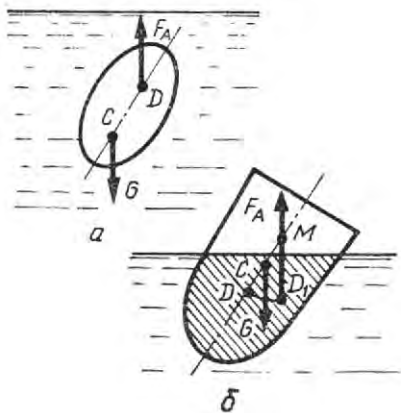


Рис. 2.10. Схема равновесия тела в подводном плавании (а) и устойчивости тела в надводном плавании (б)

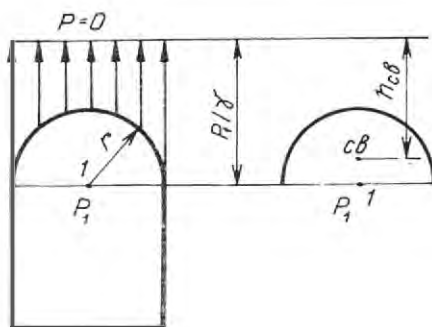


Рис. 2.11. Схема к расчету резервуаров

$$F_b = \gamma V = \gamma (V_{\kappa} - 0,5V_{\text{ш}}) = \gamma \pi \left( r^2 p_1 / \gamma - \frac{2}{3} r^3 \right) = \pi \left( p_1 r^2 - \frac{2}{3} \gamma r^3 \right),$$

где  $V_{\text{ш}}$  — объем шара.

Найдем горизонтальную составляющую силы гидростатического давления. Разделим мысленно полусферу вертикальной плоскостью, проходящей через ось цилиндра. Эта плоскость разделит крышку на две одинаковые фигуры, симметрично расположенные относительно плоскости раздела. Следовательно, горизонтальные составляющие силы, действующие на каждую половину, будут равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Поэтому результирующая горизонтальная составляющая будет равна 0, т. е. сила, сдвигающая крышку, будет отсутствовать.

Сила  $F_{\text{гр}}$  разрывающая крышку, тоже будет горизонтальной. Она определяется как горизонтальная составляющая силы, действующей на половину крышки, т. е. на четверть сферы. В этом случае вертикальная проекция представляет собой полукруг, площадь которого  $S_b = \pi r^2 / 2$ . Глубина погружения центра тяжести вертикальной проекции от поверхности, где давление равно 0,

$$h_{\text{сб}} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{4r}{3\pi}.$$

Отсюда следует, что

$$F_{\text{гр}} = p_{\text{сб}} S_b = \gamma \left( \frac{p_1}{\gamma} - \frac{4r}{3\pi} \right) \frac{\pi r^2}{2} = \frac{\pi}{2} p_1 r^2 - \frac{2}{3} \gamma r^3.$$

## 2.6. ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ ПОКОЙ ЖИДКОСТИ

Распределение давления в резервуаре,двигающемся с равномерным ускорением по горизонтальной плоскости. Резервуар (рис. 2.12, а), частично заполненный жидкостью, движется горизонтально с постоянным ускорением  $a$ . В спокойном состоянии глубина наполнения резервуара  $H$ . Для решения задачи используем уравнение Эйлера в полных дифференциалах. Наметим декартову систему координат. Из массовых сил действуют силы тяжести и инерции; последняя будет направлена в сторону, противоположную движению. Следовательно,

проекции ускорений массовых сил будут равны  $a_x = a$ ;  $a_y = 0$ ;  $a_z = -g$ .

Подставим эти данные в исходное уравнение и получим  $dp = \rho(adx - g dz)$ . Интегрируем данное выражение:  $p = \rho ax - \gamma z + c$ . Постоянная интегрирования  $c$  находится из граничных условий: в начале координат  $p = p_0$ . Следовательно,  $c = p_0$  и  $p = p_0 - \gamma z + \rho ax$ . Отсюда видно, что в ускоряющейся жидкости по сравнению с неподвижной давление при положительных значениях  $x$  увеличивается, а при отрицательных - уменьшается. На свободной поверхности жидкости  $p = p_0$ .

Следовательно, уравнение свободной поверхности будет иметь вид

$$z = \frac{\rho_{ax}}{\gamma} = \frac{a}{g} x.$$

Это уравнение плоскости, наклоненной к горизонту под углом  $\alpha$ , причем  $\text{tg } \alpha = a/g$ .

**Распределение давления в цилиндре, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси.** Цилиндрический резервуар (рис. 2.12, б), частично заполненный жидкостью (в покое на глубину  $H$ ), равномерно вращается вокруг вертикальной оси с угловой скоростью  $\omega$ .

Распределение давления будет определяться также с помощью уравнения Эйлера. Из массовых сил в данном случае будут действовать

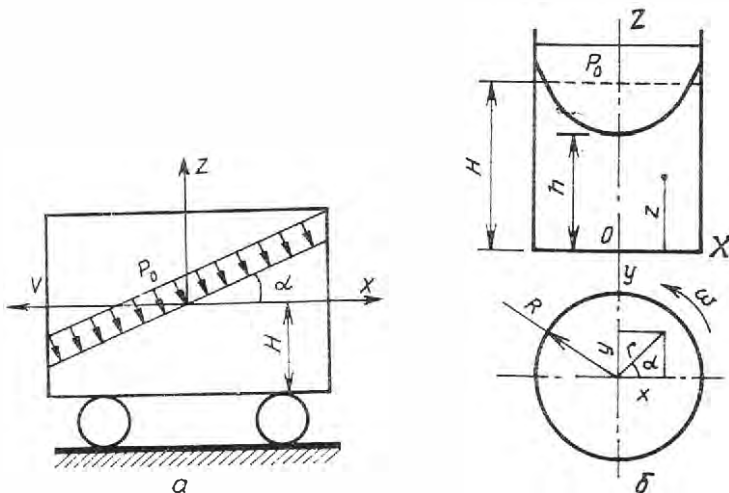


Рис. 2.12. Схемы распределения давления:  
 а - в резервуаре при поступательном равноускоренном перемещении;  
 б - во вращающемся вокруг вертикальной оси сосуде

сила тяжести, направленная вертикально вниз, и инерционная (центробежная), направленная от центра вдоль радиуса. Для координатной системы, показанной на рисунке 2.12, б, проекции ускорения силы тяжести  $a_x = a_y = 0$ ;  $a_z = -g$ , а проекции центробежного ускорения  $a_x = \omega^2 r \cos \alpha = \omega^2 x$ ;  $a_y = \omega^2 r \sin \alpha = \omega^2 y$ .

Подставляем эти величины в уравнение Эйлера и получаем

$$dp = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy - g dz).$$

Интегрируем данное выражение:

$$p = \frac{\rho \omega^2 x^2}{2} + \rho \frac{\omega^2 y^2}{2} - \gamma z + c.$$

или, учитывая, что  $x^2 + y^2 = r^2$ ,

$$p = \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} - \gamma z + c.$$

Постоянную интегрирования  $c$  находят, как обычно, из граничных условий: при  $r=0$  и  $z=h$   $p=p_0$ . Отсюда  $c=p_0 + \gamma h$  и

$$p = p_0 + \frac{\rho \omega^2 r^2}{2} - \gamma (z - h).$$

Из полученного соотношения следует, что самое большое давление будет в точках соединения боковых цилиндрических стенок с дном сосуда

$$p_{\max} = p_0 + \gamma h + \frac{\rho \omega^2 R^2}{2}.$$

Сравнивая с уравнением гидростатики, видим, что центробежная сила увеличивает давление при вращении на величину  $\rho \omega^2 R^2 / 2$ .

Уравнением свободной поверхности будет

$$\frac{\rho \omega^2 R^2}{2} - \gamma (z - h) = 0.$$

После преобразований оно примет вид

$$z = \frac{\omega^2 r^2}{2g} + h.$$

Это уравнение параболоида вращения. Величина  $h$  определяется из



условия равенства объемов жидкости в неподвижном и вращающемся резервуарах. Объем жидкости в спокойном состоянии равен объему цилиндра с высотой  $H$ . Объем жидкости во вращающемся резервуаре может быть представлен как сумма объемов цилиндров с высотами  $h$  и  $\omega^2 R^2/2g$  без объема параболоида:

$$\pi R^2 H = \pi R^2 h + \pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2} - \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g}.$$

или

$$\pi R^2 H = \pi R^2 h + \frac{1}{2} \pi R^2 \frac{\omega^2 R^2}{2g}.$$

Отсюда следует, что объем жидкости, расположенный выше горизонтальной плоскости и касающийся свободной поверхности в нижней точке, равен объему параболоида, а поверхность жидкости в спокойном состоянии делит объем параболоида на две равные части.

Из последнего уравнения окончательно получим, что

$$h = H - \omega^2 R^2 / 4g.$$

Таким образом, заполнение сосудов больших объемов жидкостью и перемещение ее может создавать сверхрасчетные давления, особенно при ускорении и резком торможении (замедлении) и привести к разрушительным нагрузкам на всю транспортную систему.

## Глава 3

### ГИДРОДИНАМИКА

*Гидродинамика* - раздел гидравлики, в котором изучаются движение жидкостей и воздействие их на обтекаемые ими твердые тела. Теоретические методы гидродинамики основаны на решении уравнений, описывающих физические явления в движущихся жидкостях или газах. Возникающие в гидродинамике практические задачи исследуют на моделях.

#### 3.1. МЕТОДЫ МЕХАНИКИ

Поскольку жидкость - материальная среда, то все теоремы и методы механики твердого тела справедливы и в гидравлике. Главные из них - три закона Ньютона, законы сохранения и соответствующие им теоремы, методы размерности и подобия.

Рассмотрим методы размерности и подобия. Известно, что большинство физических величин, в том числе и тех, которые используются при решении инженерных вопросов, являются размерными. Это означает, что такую физическую величину количественно оценивают числом и записываемой за ним ее единицей.

При решении практических задач часто встречаются случаи, когда уравнения с нужной точностью решить обычными методами невозможно. Тогда применяют физическое моделирование: изготавливают лабораторную установку (модель), в уменьшенном размере повторяющую натуральный объект. На модели измеряют интересующие параметры, например скорости, а затем по правилам подобия определяют натуральные объекты и натуральные величины.

Различают три вида подобия: геометрическое, кинематическое, динамическое.

При геометрическом подобии одинаковыми являются отношения сходственных линейных величин, характеризующих форму натур и

модели. Такие отношения представляют собой геометрический масштаб модели.

При кинематическом подобии одинаковыми являются фигуры, образованные векторами скоростей и ускорений. В этом случае дополнительно должны быть одинаковыми отношения времени протекания сходственных процессов, представляющие собой кинематический масштаб.

При динамическом подобии подобными служат фигуры, образованные векторами сил. Соответственно отношение сходственных сил натуре и модели - динамический масштаб модели, т. е.

$$\frac{F_1^H}{F_1^M} = \frac{F_2^H}{F_2^M} = \dots = M_d.$$

Одним из первых изучением подобия механических явлений занимался Ньютон. В качестве одной из сил им была взята сила инерции, определяемая по второму закону:

$$F_u = ma = k\rho l^3 \frac{l}{t^2} = k\rho l^2 \left(\frac{l}{t}\right)^2 = k\rho l^2 v^2,$$

где  $k$  — безразмерный коэффициент пропорциональности;

$\rho$  — плотность жидкости;

$l$  и  $v$  — характерные линейный размер и скорость.

Если у натурального образца и модели сходственные величины, то  $k_n = k_m$ .

Преобразуем выражение для динамического масштаба

$$\left(\frac{F}{F_n}\right)_n = \left(\frac{F}{F_m}\right)_m,$$

где  $F$  — сила любой физической природы.

Отсюда следует, что

$$\left(\frac{F}{\rho l^2 v^2}\right)_n = \left(\frac{F}{\rho l^2 v^2}\right)_m,$$

Обозначим

$$N_e = \frac{F}{\rho l^2 v^2}.$$

Получим условие подобия  $N_{\text{вн}} = N_{\text{вн}}$ .

Величину  $N_v$  называют критерием полного гидродинамического подобия Ньютона. Таким образом, гидравлические процессы будут подобны, если равны критерии Ньютона, составленные для сходственных величин.

Если количество сил, действующих в данном процессе, можно ограничить двумя, то критерий Ньютона придают иной вид. Предположим, что процесс определяется только силами вязкости и инерции, тогда

$$N_{e \text{ вяз}} = \frac{F_{\text{вяз}}}{\rho l^2 v^2} = \frac{\tau S}{\rho l^2 v^2} = \frac{\mu \frac{v}{l} l^2}{\rho l^2 v^2} = \frac{1}{vl/v} = \frac{1}{\text{Re}}; \text{Re} = vl/v.$$

Параметр Re называют критерием вязкостного подобия, или числом Рейнольдса. При выводе этой формулы постоянный безразмерный множитель опущен (точнее, принят равным 1), так как подобие определяется не абсолютной величиной критерия, а равенством критериев, составленных для сходственных величин, определяющих рассматриваемые процессы.

Как видно из вывода, полученная величина характеризует соотношение сил инерции и вязкости. Поэтому во многих случаях число Рейнольдса непосредственно используют в расчетах, хотя подобие в конкретном случае может не рассматриваться.

Кроме числа Re в гидравлических расчетах широко применяют критерии (числа) Эйлера и Фруда, т. е.

$$Eu = \frac{P}{\rho v^2 / 2}; \quad Fr = \frac{v^2}{gl}.$$

Число Эйлера пропорционально соотношению сил давления и инерции, а число Фруда - соотношению силы инерции и тяжести. Следует отметить, что данные числа могут рассматриваться как величины, пропорциональные соотношению кинетической энергии и работы соответствующей силы.

### 3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ЖИДКОСТИ. УСТАНОВИВШЕЕСЯ И НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ

В гидродинамике изучают закономерности, характеризующие движение жидкости относительно граничных поверхностей; следовательно, предмет исследования гидродинамики - поток жидкости.

Вследствие легкоподвижности жидкость в отличие от твердого тела

при своем движении непрерывно деформируется, т. е. частицы жидкости перемещаются одна относительно другой. Это создает дополнительные трудности при расчете потоков жидкости, так как для решения задачи методами, используемыми при расчете движения твердых тел, пришлось бы определять скорости и траектории множества отдельных движущихся частиц, составляющих поток жидкости.

Метод, упрощающий расчет потоков жидкости, был разработан Эйлером. Он предложил определять не скорости каждой отдельной частицы при ее перемещении, а скорости частиц, проходящих через рассматриваемые точки пространства, занятого жидкостью. Эти скорости называются местными. В большинстве случаев местные скорости изменяются во времени по величине и направлению, поэтому вводятся понятия:  $v_t$  - местная мгновенная скорость, т.е. скорость частиц жидкости в данной точке пространства в данный момент времени, и  $v$  - местная средняя скорость. Местные средняя и мгновенная скорости связаны соотношением

$$v = \frac{\int_{t_1}^{t_2} v_t dt}{t_2 - t_1}.$$

Зависимость местной мгновенной скорости от времени сложная (во многих случаях подчиняется закону случайных величин), поэтому для измерения местной средней скорости используют приборы с повышенной инерционностью либо ее определяют, например, как среднее арифметическое из нескольких последовательных замеров, выполненных через равные промежутки времени.

Путь движения частицы называется траекторией. В процессе движения каждой частицы по своей траектории ее скорость изменяется. Если скорость в точках пространства, в котором протекает жидкость, меняется с течением времени, то такое движение называется неустановившимся. В качестве примера такого движения может служить истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке опорожняющегося сосуда. Вследствие понижения уровня в резервуаре вытекающая из него струя постепенно ослабевает вплоть до полного прекращения движения.

В пространстве, пересечаемом неустановившимся потоком жидкости (рис. 3.1), выделим в некоторый момент времени произвольную неподвижную точку 1. Пусть частица, находящаяся в этот момент времени в точке 1, имеет скорость  $\vec{v}_1$ . Нанесем этот вектор в некотором масштабе на его направлении. На близком расстоянии  $\Delta l_1$  от точки 1 наметим точку 2,

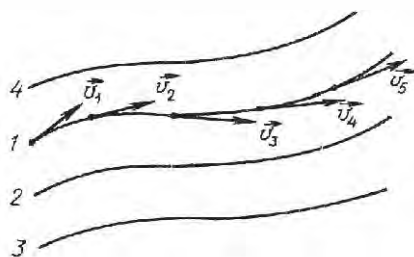


Рис. 3.1. Модель линий тока

скорость в которой  $v_2$ . Продолжим такие построения и для последующих точек 3, 4, ...,  $n$ . Полученная ломаная линия в пределе при уменьшении расстояний между точками  $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \dots, \Delta l_n$  превратится в линию тока.

Линия тока - кривая, в каждой точке которой направление касательной совпадает с направлением вектора скорости частицы, находящейся в данный момент времени в этой точке.

Аналогичные построения можно проделать с любой другой точки. Получим семейство линий тока, характеризующее поток в целом в данный момент времени. Линии тока не могут пересекаться, так как пересечение их в какой-либо точке означало бы, что частица, находящаяся в этой точке, имеет одновременно две различные скорости.

Установившееся движение жидкости - движение, при котором скорости в точке пространства, пересекаемого жидким потоком, не меняются с течением времени.

Скорость при неустановившемся движении - функция координат пространства и времени, т.е.  $v = f(x, y, z, t)$ , а при установившемся движении - только координат, т.е.  $v = f(x, y, z)$ . При установившемся движении линии тока и траектории совпадают.

В сечении установившегося потока жидкости замкнутым контуром выделим в произвольном месте бесконечно малую площадку  $dS$ . Через все точки контура, ограничивающего выделенную площадку, проведем линии тока (траектории). Получим так называемую трубку тока. Жидкость, протекающая внутри трубки тока, образует элементарную струйку.

Важное свойство элементарной струйки (рис. 3.2) заключается в следующем: жидкость из элементарной струйки не может попасть в окружающий ее поток и из окружающего потока - в элементарную струйку.

Важным параметром, характеризующим поток жидкости, служит площадь  $S$  поперечного сечения, представляющего собой поверхность, в

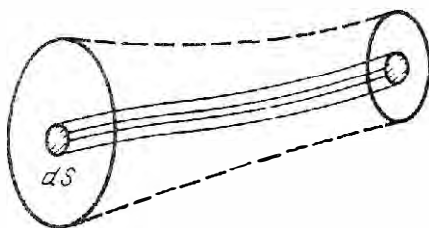


Рис. 3.2. Струйка тока

каждой точке которой вектор местной скорости направлен к ней по нормали.

Живое сечение элементарной струйки - сечение ее плоскостью, перпендикулярной к направлению движения. Ввиду малого сечения элементарной струйки местные скорости жидкости во всех его точках можно считать одинаковыми.

### 3.3. НАПОРНОЕ И БЕЗНАПОРНОЕ ДВИЖЕНИЕ РАСХОД И СРЕДНЯЯ СКОРОСТЬ ПОТОКА. УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ

График, показывающий величину местной скорости в каждой точке поперечного сечения, называется эпурой скоростей. Эпурой скоростей также называют тело, образованное ординатами скоростей, и сечение этого тела какой-либо поверхностью. При изучении движения жидкости в цилиндрических трубах обычно рассматривается распределение скоростей в плоскости, проходящей через ось трубы вдоль нее.

Если анализируется движение жидкости в открытых руслах, например в реке, то рассматривается распределение скоростей на вертикальных плоскостях и плоскостях, параллельных свободной поверхности.

Рассмотрим эпюру скоростей, например, в цилиндрической круговой трубке (рис. 3.3, а), площадь поперечного сечения которой  $dS$ . Считается, что в одномолекулярном слое жидкости, примыкающем к стенке, скорость равна 0, так как движению частиц жидкости в этом слое препятствуют силы межмолекулярного притяжения жидкости и стенки. Результаты многочисленных исследований свидетельствуют в пользу этой гипотезы, хотя непосредственных замеров скорости движения жидкости в одномолекулярном пристенном слое пока нет.

При наличии вязкости скорость движения жидкости не может возрасти скачкообразно, поэтому скорость постепенно нарастает и достигает максимума на оси трубы. Принимая, что поверхность стенки везде одинаковая, можно полагать, что эпюра скоростей будет пред-

ставлять фигуру, близкую к параболоиду вращения. Найдем среднюю по сечению скорость  $v$ , которая определяется как высота цилиндра, равно- великого по объему эпюре скоростей, т. е.

$$v_{cp} = \frac{\int_s v dS}{S}.$$

Интеграл представляет собой объем эпюры скоростей:

$$\int_s v dS = vS = Q.$$

Размерность расхода в единицах СИ -  $m^3/c$ , т. е. расход потока жидкост- ти может рассматриваться как объем жидкости, протекающей в единицу времени через данное поперечное сечение.

Длина твердой границы поперечного сечения называется смоченным периметром  $\chi$ . Если жидкость движется в трубе, радиус которой  $r$ , полностью ее заполняя, то  $\chi = 2\pi r$ . Если поток жидкости заполняет половину трубы (например, в системах канализации), то  $\chi = \pi r$ .

Гидравлический радиус

$$R = S/\chi.$$

Он служит мерой влияния твердой стенки на движение жидкости. Из этой формулы следует, что чем больше гидравлический радиус, тем меньше твердая граница тормозит поток жидкости. Кроме того, назовем установившийся поток равномерным, если можно пренебречь из-

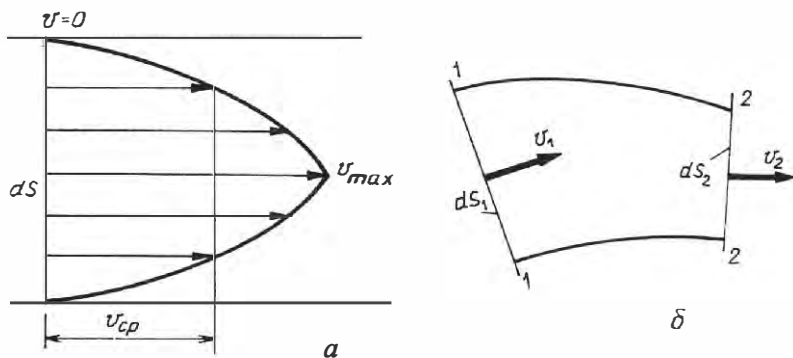


Рис. 3.3. Характеристики потока:  
 а - эпюра скоростей; б - неразрывность



менением формы эпюры скоростей и кривизной потока. В противоположном случае поток называют неравномерным. Практически принято считать поток равномерным, если угол конусности трубы меньше  $10^\circ$ , а радиус ее изгиба более чем в 10 раз превышает диаметр. Наиболее просто рассчитывают равномерные потоки, так как в них пренебрежимо малы инерционные силы, возникающие при изменении продольной скорости частиц жидкости по величине и направлению.

Кроме того, потоки жидкости бывают напорные и безнапорные. Безнапорными называют потоки, имеющие свободную поверхность, т. е. границу с газом. К типичным безнапорным потокам относятся, например, реки. У напорных потоков в каждом поперечном сечении твердая граница представляет собой замкнутую линию. Напорными являются, например, потоки воды в водопроводных трубах или в системах горячего водоснабжения.

На рисунке 3.3, б показаны два сечения 1 и 2 на произвольном расстоянии один относительно другого. Площади сечений обозначим через  $dS_1$  и  $dS_2$ , а скорости - соответственно  $v_1$  и  $v_2$ . В первом сечении элементарный расход  $dQ_1 = v_1 dS_1$  и  $dQ_2 = v_2 dS_2$ . Предположим, что  $dQ_1 > dQ_2$ . Это значит, что в единицу времени через сечение 1 поступает больше жидкости, чем выходит через сечение 2. Такое неравенство возможно, если часть жидкости вытекает за пределы струйки в окружающее пространство или она накапливается в пространстве между двумя сечениями, но это противоречит свойству элементарной струйки. Если  $dQ_1 < dQ_2$ , то через сечение 2 в единицу времени вытекает больше жидкости, чем поступает через сечение 1. Это возможно или за счет частичного притока жидкости в пространство между сечениями 1 и 2 из окружающего потока, или за счет образования разрывов жидкости, что также противоречит свойству элементарной струйки и представлению о жидкости как о непрерывной среде.

Следовательно,  $dQ_1 = dQ_2 = \dots = dQ_n = dQ = \text{const}$ , т. е. при установившемся движении в пределах каждой элементарной струйки справедливо равенство элементарных расходов.

Для любых двух сечений получим равенство для элементарной струйки  $v_1 dS_1 = v_2 dS_2$  или для потока

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \text{const}$$

которое и называется уравнением неразрывности для потока жидкости.

### 3.4. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Для правильного подхода к определению гидравлических потерь необходимо вникать в механизм движения жидкости и изучать режим движения жидкости.

Существование различных режимов движения жидкости наблюдал еще Д. И. Менделеев. Однако детальное изучение данного вопроса было проведено английским ученым Рейнольдсом. Его установка представляет собой резервуар, из которого по прозрачной стеклянной трубке вытекает жидкость. Расход жидкости регулируют краном, установленным в конце трубы. Для того чтобы можно было наблюдать структуру потока около входа в трубу, в поток вводилась тоненькая струйка той же жидкости, но окрашенной. При малых расходах окрашенная жидкость принимала вид прямолинейной струйки, параллельной оси трубы. Это говорило о том, что в данном случае частицы жидкости двигаются параллельно стенкам трубы и друг другу, т. е. наблюдается как бы слоистое движение без перемещения частиц из слоя в слой. Такой режим движения был назван ламинарным.

При увеличении расхода до некоторого конкретного значения окрашенная струйка начинает извиваться, затем в струйке появляются разрывы, а краска начинает расплываться. Это свидетельствует о появлении поперечного перемещения частиц жидкости, т. е. о нарушении слоистого движения. Такой режим был назван переходным.

При больших расходах краситель равномерно окрашивает весь поток жидкости. Очевидно, наблюдается интенсивное перемешивание частиц жидкости, свидетельствующее о хаотичной пульсации местных скоростей потока. Данный режим движения назвали турбулентным, который является по своей природе неустановившимся. Однако если расход потока в среднем не изменяется во времени, то его можно считать квазистационарным и применять соответствующие расчетные приемы.

Рейнольдс установил, что режим движения зависит от соотношения сил вязкости и инерции. В ламинарном режиме преобладают силы вязкости. Они немедленно гасят возникающие пульсации. В переходном режиме силы инерции сопоставимы по величине с силами вязкости, поэтому возникающие пульсации существуют некоторое время, прежде чем исчезнуть, а потом появляются вновь. В турбулентном режиме силы инерции становятся намного больше сил вязкости. В результате перемешивание частиц жидкости, сопровождающееся пульсацией скоростей и давления, непрерывное.

Для определения режима движения жидкости Рейнольдс предложил зависимость, пропорциональную соотношению сил инерции и вязкости, которую в дальнейшем стали называть критерием режима движения, или числом Рейнольдса,

$$Re = \rho d v / \nu,$$

где  $v$  — средняя скорость потока жидкости;  
 $d$  — диаметр трубопровода;  
 $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости.

Если форма живого сечения отличается от круглой, то для определения числа Рейнольдса пользуются формулой

$$Re = \rho R v / \nu,$$

где  $R$  — гидравлический радиус.

Опытным путем было установлено, что для круглых труб в среднем при  $Re < 2300$  имеет место ламинарный режим движения, при  $2300 < Re < 4000$  - переходный, а при  $Re > 4000$  - турбулентный. Следует иметь в виду, что на режим движения оказывают существенное влияние форма и вибрация граничных поверхностей. Так, наличие резких изгибов границ потока и вибрации способствуют турбулизации потока, поэтому турбулентный режим будет возникать при значительно меньших, чем указанные, критических числах  $Re$ . И наоборот, при полном отсутствии вибраций и гладких плавных границах ламинарный режим удавалось сохранять до чисел  $Re$ , превышающих сотню тысяч. При этом малейшее сотрясение приведет к турбулизации потока.

От режима движения зависят важные физические процессы. Например, при турбулентном режиме существенно улучшается теплопередача и возрастает сопротивление движению жидкости.

### **3.5. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ, ЕГО ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИИ**

В установившемся потоке жидкости выделим элементарную струйку. В пределах трубки тока рассмотрим движение бесконечно малой жидкой частицы объемом  $dV$  (рис. 3.4, а). В начальный момент времени частица в объеме  $dV$  с ограниченными сечениями 1 и 2 и площадями  $dS_1$  и  $dS_2$

между ними имеет расстояние  $dl_1$ . Сила веса объема жидкости  $dG = \gamma dV$ , а скорость в данном сечении  $v_1$  при гидродинамических давлениях  $p_1$  и  $p_2$ . При перемещении частицы в положения  $n$  и  $n'$  объем ее сохранялся, а форма, скорость движения и давление на ее грани изменились.

Применим к рассматриваемой частице теорему механики об изменении кинетической энергии (изменение кинетической энергии частицы равняется сумме работ всех сил, действующих на нее за все время движения), т. е.  $\Delta E = \sum A$ .

Кинетическая энергия в начальном  $E_1$  и конечном  $E_2$  положениях

$$E_1 = dm \frac{v_1^2}{2} = \frac{\gamma}{g} dV \frac{v_1^2}{2} = \gamma dV \frac{v_1^2}{2g};$$

$$E_2 = \gamma dV \frac{v_2^2}{2g},$$

где  $d_m$  — масса частицы.

Приращение кинетической энергии частицы на выделенном участке

$$\Delta E = E_2 - E_1 = \gamma dV \left( \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right).$$

Сумма работ от сил, действующих при перемещении частицы из положения  $l$  и  $n$ , складывается из работы сил тяжести ( $dG = \gamma dV$ ) и давления.

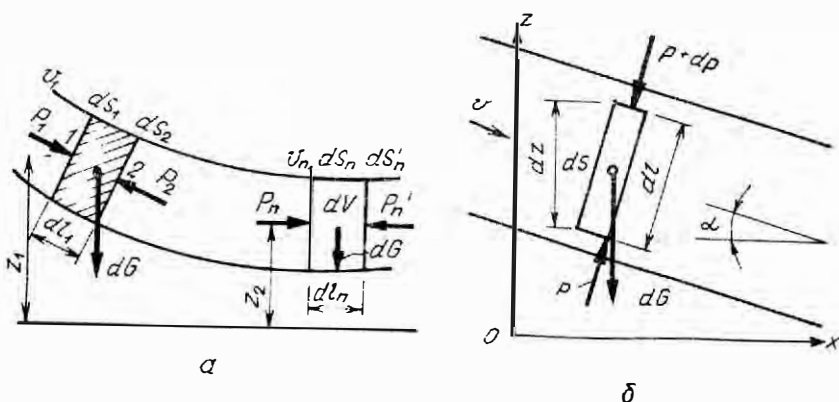


Рис. 3.4. Схемы:

$a$  — к выводу уравнения Бернулли;  $b$  — к определению потенциальной энергии потока

Работа силы тяжести на вертикальном перемещении  $z_1 - z_2$

$$A_G = \gamma dV (z_1 - z_2).$$

Работа сил давления совершается силами, действующими на ограничивающие частицу живые сечения, при ее движении из начального положения до конечного, т. е.

$$A_p = p_1 dS_1 dl_1 - p_2 dS_2 dl_2 = dV(p_1 - p_2) = \gamma V \left( \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right).$$

Тогда

$$\gamma dV \left( \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \right) = \gamma dV (z_1 - z_2) + \gamma dV \left( \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} \right).$$

Разделив правую и левую части уравнения на  $\gamma dV$ , получим

$$\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} = z_1 - z_2 + \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}$$

или после группировки членов

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}.$$

Это уравнение называется *уравнением Бернулли* для элементарной струйки жидкости в установившемся движении без учета работы сил трения.

Члены, входящие в это уравнение, имеют следующий физический смысл:

- $z$  - удельная энергия положения, или геодезический напор;
- $p/\gamma$  - удельная энергия давления, или пьезометрический напор;
- $z + p/\gamma$  - удельная потенциальная энергия;
- $v^2/2g$  - удельная кинетическая энергия, или скоростной напор.

Полная удельная энергия, или гидравлический напор

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = H.$$

Понятие "удельная энергия", применяемое здесь, означает, что речь идет не об энергии частицы, а об энергии, отнесенной к единице веса. В процессе вывода мы перешли от энергии частицы к удельной энергии,

когда разделили обе части уравнения на силу веса жидкости частицы  $dG = \gamma dV$ . Поэтому размерность членов имеет размерность длины, т. е. в метрах.

Величина  $z$  означает удельную энергию положения относительно плоскости сравнения любого объекта жидкости, центр тяжести которой находится на расстоянии  $z$  от этой плоскости. Численно она равна работе, которую совершит сила веса, равная 1Н, на вертикальном перемещении  $z$ . Потенциальной эта энергия называется потому, что величина  $dGz$  - возможная работа, совершаемая силой веса при перемещении жидкости на  $z$  относительно плоскости сравнения.

Частица жидкости находится под давлением  $p$  со стороны окружающей среды. Если соединить эту частицу пьезометром с областью, в которой  $p = 0$ , то она поднимется на высоту  $p/\gamma$ . Значение  $p/\gamma$  представляет собой потенциальную удельную энергию потому, что указывает

на возможную работу  $\frac{p}{\gamma} dG$  при подъеме частицы под действием

сил давления на высоту  $z$ . Величина  $v^2 / (2g)$  представляет собой удельную кинетическую энергию, что следует из самого вывода, основанного на теореме приращения кинетической энергии. Так как сумма потенциальной и кинетической энергии есть полная механическая энергия, то значение

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

есть не что иное, как полная удельная энергия жидкости в данной точке.

Из уравнения следует, что при движении жидкой частицы вдоль траектории ее полная механическая энергия остается постоянной, а изменяется только соотношение между потенциальной и кинетической составными частями. А в действительности из-за трения слоев жидкости и других сопротивлений полная энергия в направлении движения уменьшается на величину потерь  $h$ .

Уравнение Бернулли показывает, что в идеальной жидкости сумма потенциальной и кинетической энергии в каждом поперечном сечении рассматриваемой струйки остается постоянной. При увеличении кинетической уменьшается потенциальная энергия, и наоборот.

Полную (не удельную) энергию, переносимую элементарной струйкой через ее поперечное сечение в единицу времени, т. е. мощность жидкости в данном сечении, находят из соотношения, вытекающего из определения удельной энергии,  $dN = F\gamma dQ$ , где  $\gamma dQ$  - сила веса жидкости,

проходящей в единицу времени через данное сечение, т. е. весовой расход.

Общая мощность потока в данном поперечном сечении - сумма мощностей отдельных элементарных струек, слагающих поток,

$$N = \int_s dN = \int_s H\gamma dQ = \gamma \int_s \left( z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v_n^2}{2g} \right) dQ = \gamma \int_s \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) dQ + \gamma \int_s \frac{v_n^2}{2g} dQ = N_n + N_k.$$

Первое слагаемое определяется потенциальной энергией, а второе - кинетической. Для интегрирования первого интеграла необходимо знать распределение движения в рассматриваемом поперечном сечении потока. В этих целях в поперечном сечении потока выделим элементарный цилиндр (рис. 3.4, б), высота которого  $dl$ , а площадь основания  $dS$ .

В установившемся потоке данный цилиндр не меняет своей формы, так как масса втекающей в него жидкости равна массе вытекающей. Следовательно, цилиндр находится в равновесии и сумма сил, действующих на него в соответствии с первым законом Ньютона, равна 0. Из массовых сил на цилиндр будет действовать только сила тяжести  $dG = \gamma dS dl$ , так как в установившемся потоке с плавными границами инерционными силами можно пренебречь. Из поверхностных сил будут действовать силы давления на нижнее и верхнее основания цилиндра соответственно  $p dS$  и  $(p + dp) dS$ . Силы давления на боковую поверхность цилиндра в проекции на плоскость поперечного сечения уравниваются. С учетом сказанного составим условия равновесия цилиндра в проекциях на ось  $l$ .

$$p dS - (p + dp) dS - \gamma dS dl \cos \alpha = 0.$$

Упростив выражение, разделим на  $dS$ , приведем подобные члены и умножим на  $-1$ . С учетом, что  $dl \cos \alpha = dz$ , получаем  $dp + \gamma dz = 0$ .

Откуда следует, что  $d \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) = 0$  и  $z + p/\gamma = \text{const}$ . Отсюда видно,

что распределение давления в поперечном сечении установившегося потока, имеющего плавные границы, такое же, как и в покоящейся жидкости. Отличие полученного уравнения от закона гидростатики состоит в том, что в полученном уравнении постоянная сохраняет свою

величину только в пределах рассматриваемого поперечного сечения, а в уравнении гидростатики остается для всего объема жидкости.

Проинтегрировав первый интеграл в уравнении, определим мощность потока жидкости

$$N_n = \gamma \int_s \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) dQ = \gamma \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) \int_s dQ = \gamma \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) Q.$$

Для решения второго интеграла и определения кинетической энергии  $N_k$  заменим переменную местную скорость  $v_n$  постоянной средней скоростью  $v$ . При этом для компенсации полученной погрешности введем поправочный коэффициент  $\alpha$ :

$$N_k = \gamma \int_s \frac{v_n^2}{2g} dQ = \frac{\gamma}{2g} \int_s v_n^3 ds = \gamma \frac{\alpha v^3}{2g} \int_s dS = \gamma \frac{\alpha v^2}{2g} v s = \gamma \frac{\alpha v^2}{2g} Q.$$

Коэффициент  $\alpha$  называют *коэффициентом кинетической энергии*, или *коэффициентом Кориолиса*. Он представляет собой отношение истинной кинетической энергии (мощности) и кинетической энергии, высчитанной по средней скорости:

$$\alpha = \frac{\gamma \int_s \frac{v_n^2}{2g} dQ}{\frac{v^2}{2g} \gamma Q} = \frac{\int_s v_n^2 dS}{v^3 S}.$$

Величина коэффициента  $\alpha$  зависит от формы эпюры скоростей. Например, в равномерном потоке идеальной жидкости местные скорости во всех точках поперечного сечения из-за отсутствия трения равны и, следовательно,  $v_n = v$  и  $\alpha = 1$ . В круглой трубе при ламинарном режиме движения  $\alpha = 2$ . При турбулентном режиме можно в среднем принять  $\alpha = 1,1$ .

Найдем с учетом полученных результатов полную мощность потока жидкости

$$N = N_n + N_k = \gamma \left( z + \frac{p}{\gamma} \right) Q + \gamma \frac{\alpha v^2}{2g} Q = \left( z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} \right) \gamma Q.$$

Напор, т. е. удельная энергия, приходящаяся на единицу веса жидкости. Напор определяется в рассматриваемом поперечном сечении делением полной мощности потока на вес жидкости, проходящей в единицу



времени через данное поперечное сечение:  $H = N / \gamma Q$ . Следовательно, напор жидкости в поперечном сечении установившегося потока реальной жидкости с плавными границами находят по формуле

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Сравнивая напоры в двух поперечных сечениях потока реальной жидкости, необходимо учитывать, что из-за вязкости на участке между рассматриваемыми сечениями часть энергии жидкости будет расходоваться на преодоление гидравлических сопротивлений, переходя в тепловую, которая безвозвратно рассеивается в пространстве.

Удельная, приходящаяся на единицу веса жидкости энергия, затрачиваемая на работу сил гидравлического сопротивления, называется потерей напора  $h$ . Таким образом, напор потока жидкости в сечении, расположенном ниже по течению, будет меньше, чем в начальном, на величину потерь напора на участке между рассматриваемыми сечениями:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$

Данное уравнение называют *уравнением Бернулли* для установившегося с плавными границами потока реальной жидкости. В ряде случаев уравнение Бернулли удобно применять в сокращенной форме

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}.$$

Как указывалось ранее, размерность напора может быть представлена в единицах длины. Соответственно при графическом изображении составляющие уравнение Бернулли показывают в виде вертикальных отрезков и называют высотой.

Для характеристики распределения напоров вдоль потока используют напорную, пьезометрическую и геометрическую линии (рис. 3.5). Напорная линия - график, показывающий величину полного напора в каждом поперечном сечении потока жидкости. Уравнение напорной линии  $H = f_1(L)$ , где  $L$  - расстояние рассматриваемого сечения от начального. Интенсивность изменения напора оценивается гидравлическим уклоном

$$i = \frac{\partial H}{\partial h} = \frac{h}{l}.$$

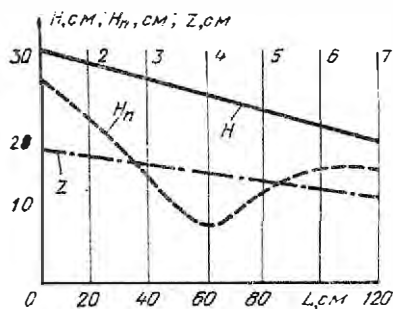


Рис. 3.5. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли

Полный напор всегда уменьшается (при движении идеальной жидкости остается постоянным), поэтому производная выражается отрицательной величиной (в случае идеальной жидкости  $i=0$ ). В связи с указанным для облегчения записи перед производной был введен знак “-”. С учетом этого гидравлический уклон теперь выражается всегда положительной величиной (или нулем). Чем больше гидравлический уклон, тем быстрее уменьшается напор, тем больше потери напора на рассматриваемом участке.

Пьезометрическая линия - график, показывающий величину потенциального напора в каждом поперечном сечении потока жидкости. Уравнение пьезометрической линии  $H_n = f_2(L)$ . Для оценки интенсивности изменения потенциального напора используется величина

$$i_n = -\frac{\partial H_n}{\partial L},$$

называемая *пьезометрическим уклоном*. Знак “-” введен по аналогии с гидравлическим уклоном, но в отличие от него величина  $i_n$  может быть любого знака.

*Геометрическая линия* - график, показывающий высотное положение центров тяжести каждого поперечного сечения потока жидкости. Иногда эту линию называют *геодезической*. Уравнение геометрической линии  $z = f_3(L)$ . Геометрический уклон определяется аналогичным соотношением

$$i_2 = -\frac{\partial z}{\partial L}$$

или  $i_2 = \sin \nu$ ,

где  $\nu$  - угол наклона оси потока к горизонту.

Знак "--" показывает, что гидравлический уклон будет положительным, если жидкость движется вниз, и отрицательным - вверх.

В случаях, когда можно пренебречь удельной энергией положения (геометрическим напором), например при расчетах движения газа или жидкости в системах гидропривода, уравнение Бернулли целесообразно привести к иному виду. Для этого обе части уравнения

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha v_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$

умножим на удельный вес; тогда, учитывая, что  $\gamma z \cong 0$ , и принимая  $\alpha = 1$ , уравнение имеет вид

$$p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}.$$

Каждый компонент данного уравнения может рассматриваться тоже как удельная энергия, но энергия, приходящаяся на единицу объема жидкости (газа). С учетом сказанного размерность может быть представлена в виде  $\text{Дж/м}^3 = \text{Н/м}^2 = \text{Па}$ , т. е. в единицах давления. В связи с указанным приняты следующие наименования величин:

- $p$  - статическое давление;
- $\rho v^2/2$  - динамическое давление;
- $p + \rho v^2/2$  - полное давление;
- $\Delta p$  - потеря давления на участке между сечениями 1 и 2.

### 3.6. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ РАВНОМЕРНОГО ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

Выделим в равномерном потоке объем жидкости (рис. 3.6) в форме цилиндра с длиной образующей  $l$ . Составим уравнение равновесия сил данной жидкости

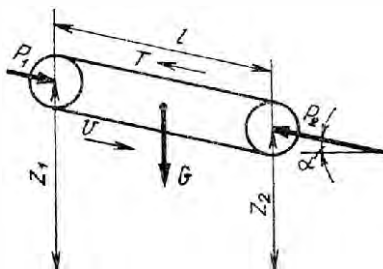


Рис. 3.6. Схема к выводу уравнения равномерного движения жидкости

$$p_1 - p_2 - T + G \sin \alpha = 0$$

или 
$$(p_1 - p_2)S - \tau_0 \chi l + \rho g l S \sin \alpha = 0,$$

где  $p_1 - p_2$  — давление жидкости в сечениях;

$T$  — касательная сила трения;

$G$  — сила веса;

$S$  — площадь сечения;

$\tau_0$  — среднее касательное напряжение на стенке (трубы, канала);

$\chi$  — смоченный периметр.

Разделив последнее уравнение на  $\rho g S l$  и подставив  $\sin \alpha = (z_1 - z_2)/l$ , получим

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g l} - \tau_0 \frac{\chi}{\rho g S} + \frac{z_1 - z_2}{l} = 0$$

или

$$\tau_0 \frac{\chi}{\rho g S} = \frac{p_1 / \gamma - p_2 / \gamma + z_1 - z_2}{l}.$$

Правая часть уравнения представляет собой гидравлический уклон  $i$ , а  $\chi/S = 1/R$ .

Тогда

$$-\tau_0 / \rho g = Ri.$$

Этим выражением устанавливается зависимость между силами сопротивления и потерями напора по длине потока, и оно служит основным уравнением равномерного движения.

Как показывают опыты, значение  $\tau_0 / (\rho g)$  пропорционально квадрату скорости. Тогда это уравнение можно записать в виде

$$\frac{\tau_0}{\rho g} = \left(\frac{1}{c}\right)^2 v^2 = Ri,$$

где  $(1/c)^2$  — коэффициент пропорциональности.

Из последнего равенства получим выражение, которое называется *формулой Шези*, т. е.

$$v = c \sqrt{Ri}.$$

Коэффициент Шези ( $c$ ) определяют по формуле Н. Н. Павловского

$$c = \frac{1}{n} R^y,$$

где  $n$  — коэффициент шероховатости;  
 $y$  — показатель степени.

Если для сечения  $R < 1,0$  м и  $d < 4,0$  м, то  $y = 1,5\sqrt{n}$ ;  
 для  $R > 1$  и  $d > 4,0$  м  $y = 1,3\sqrt{n}$ .

### 3.7. ПОТЕРИ НАПОРА. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При движении реальных жидкостей неизбежно появляются гидравлические сопротивления. Различают вязкостные, инерционные и волновые сопротивления.

Вязкостные сопротивления (рис. 3.7, а) возникают в результате действия сил вязкости (внутреннего трения). Как уже указывалось выше, скорость жидкости из-за вязкости нарастает постепенно от 0 на стенке до некоторого максимального значения. Градиент скорости отличен от 0, поэтому в соответствии с гипотезой Ньютона в потоке жидкости возникают касательные напряжения, препятствующие движению жидкости. Вязкостные сопротивления проявляются главным образом при ламинарном режиме движения. При турбулентном режиме движения дополнительно возникают инерционные сопротивления в результате взаимодействия перемешивающихся частиц жидкости и образования вихрей при обтекании тел.

В турбулентном потоке частицы жидкости с нулевой продольной скоростью отрываются от стенки и перемещаются в поперечном на-

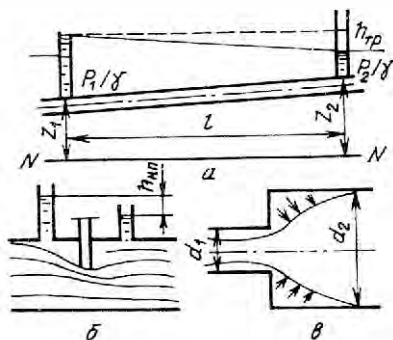


Рис. 3.7. Схемы потоков: а...в - возможные варианты

правлении к центру потока, где они взаимодействуют с двигающимися частицами, уменьшая их продольную скорость. В то же время другие частицы жидкости перемещаются к стенке и также затормаживаются. В результате продольная скорость жидкости уменьшается. В данном процессе также наблюдается взаимное перемещение частиц жидкости, а следовательно, появляется дополнительное трение, также приводящее к нагреву жидкости. При этом часть механической энергии жидкости переходит в тепловую и необратимо рассеивается в пространстве.

При обтекании потоком преграды (рис. 3.7, б), если скорость движения жидкости достаточно большая (при турбулентном режиме движения), частицы жидкости из-за инерции отрываются от преграды и за ней образуется вихрь. На границе потока с вихрем образуются большой градиент скоростей и значительные силы сопротивления. Кроме того, на вращение вихря тратится энергия потока жидкости. Чем больше размер вихря, тем большее сопротивление встречает поток жидкости. Если преграде (телу) придать хорошо обтекаемую форму, при которой обеспечивается безотрывное течение (рис. 3.7, в), то гидравлические сопротивления существенно уменьшаются. Из рисунка видно, что за преградой размер вихря значительно больше, чем перед ней, поэтому на гидравлическое сопротивление решающее значение оказывает форма тела с низовой стороны.

Волновые сопротивления возникают при движении тела на границе раздела жидкостей, имеющих разную плотность. В практике значительно чаще встречается движение тела по поверхности воды. При этом возникают волны, которые отбирают от движителя часть энергии. Таким образом, волнообразование сопровождается увеличением сопротивления движению тела.

Приходящаяся на единицу веса жидкости удельная энергия, которая тратится на работу сил сопротивления, т. е. переходит в теплоту, называется потерей напора. Общие потери  $\sum h$  состоят из потерь напора по длине  $h_{\Sigma}$  и местных  $h_{mi}$ , т. е.

$$\sum h_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n h_{\Sigma} + \sum_{i=1}^n h_{mi}.$$

*Потерями напора по длине* называют потери, возникающие в равномерном потоке.

Преобразовав формулу Шези  $v = c\sqrt{Ri}$  в виде  $v^2 = c^2 Ri$ , разделив обе части уравнения на  $2g$  и учитывая, что  $i = h_1/l$  и  $R = d/4$  (для круглого сечения), получим

$$h_1 = \frac{8g}{c^2} - \frac{l v^2}{d 2g}.$$

После преобразования, обозначив  $8g/c^2 = \lambda$ , получим формулу Дарси-Вейсбаха

$$h_1 = \lambda \frac{l v^2}{d 2g},$$

где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси);

$l$  — длина участка, на котором определяются потери;

$d$  — диаметр трубопровода (если русло не круглое, то принимают

$d = 4R_i$  ( $R_i$  — гидравлический радиус);

$v^2/2g$  — скоростной напор, вычисленный по средней скорости.

При ламинарном движении жидкости потери напора по длине пропорциональны скорости потока и могут быть определены по формуле Пуазейля

$$h_1 = \frac{32vl}{gd^2} v.$$

Умножив числитель и знаменатель на  $2v$  и подставив  $Re = vd/v$ , получим

$$h_1 = \frac{64 l v^2}{Re d 2g},$$

где  $\lambda = \frac{64}{Re}$  коэффициент гидравлического трения при ламинарном движении.

Коэффициент  $\lambda$  зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа  $Re$ ), относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$ , а также от формы выступов шероховатости. Для труб круглого сечения относительная шероховатость определяется по соотношению

$$\bar{\Delta} = \Delta / d,$$

где  $\Delta$  — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто используется обратная ей величина — относительная гладкость  $d/\Delta$ .

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и форме. Такая шероховатость называется разнoзернистой, неоднородной, естественной. Для деревянных и стеклянных труб характерна плавная, волнообразная форма выступов - волнистая шероховатость.

Впервые обширные опыты по исследованию коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  для круглых труб провел И. И. Никурадзе в 1933 г. Измерить и учесть естественную шероховатость было слишком трудно, поэтому он провел свои опыты с искусственной равнoзернистой шероховатостью: к внутренней поверхности трубы был с помощью лака приклеен слой хорошо отсеянных, практически одинаковых округлых песчинок. Их диаметр и был принят за величину абсолютной шероховатости  $\Delta$ , хотя фактическая шероховатость была в 2 раза меньше. В опытах на установке измеряли величины  $h, v, l, d$  и с помощью формулы определяли коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Результаты исследований были представлены в виде графика (рис. 3.8, а), который носит имя Никурадзе. За относительную шероховатость было принято соотношение  $\Delta/r$ , где  $r$  - геометрический радиус трубы.

На графике Никурадзе можно выделить пять видов зависимости (пять зон) коэффициента  $\lambda$  от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости.

I. Зона ламинарного режима движения при  $Re < 2300$ . Поток плавно огибает выступы шероховатости (см. рис. 3.8, а). Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент  $\lambda$

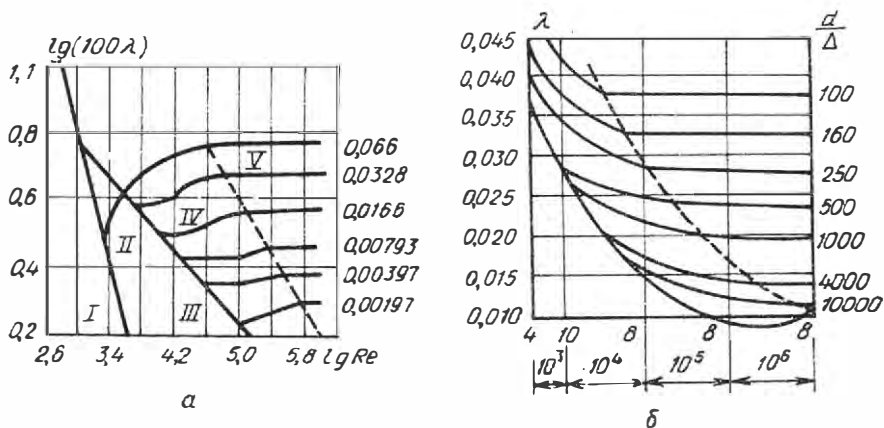


Рис. 3.8. Графики, характеризующие гидравлическое трение:  
а - И. И. Никурадзе; б - Г. А. Мурина



не зависит от шероховатости стенок. В зоне ламинарного режима движения  $\lambda$ , определяют по формуле Пуазейля  $\lambda_1 = 64/Re$ , которая может быть получена с помощью гипотезы Ньютона для вязких напряжений.

II. Зона переходного режима движения при  $2300 < Re < 4000$ . Выступы шероховатости в этой зоне закрыты ламинарным слоем, поэтому шероховатость не оказывает прямого воздействия на сопротивление. В этой зоне на гидравлическое сопротивление дополнительно влияют инерционные сопротивления, возникающие в результате неустойчивости режима: турбулентные пульсации на различных участках потока гасятся вязкостью, а затем вновь возникают и т. д. Поэтому в данной зоне имеется значительный разброс опытных данных (более чем на 10 %) и существенно изменяется характер закона: коэффициент увеличивается с ростом  $Re$ .

Формул для вычисления коэффициента гидравлического трения при переходном режиме движения, полученных на основе точных физических представлений, нет. Из эмпирических можно воспользоваться формулой

$$\lambda_{II} = 1,839 \cdot 10^{-4} Re^{0,6483}.$$

Ее особенность - хорошее совпадение величины  $\lambda$  на границах зоны (при  $Re = 2300$  и  $Re = 4000$ ) с вычисленными по формулам для соседних зон.

III. Зона гладкостенного сопротивления или гидравлически гладких труб при  $Re > 4000$ , т. е. в этой зоне уже имеет место турбулентный режим движения. Но выступы шероховатости еще прикрыты ламинарным слоем. Поэтому в данной зоне коэффициент  $\lambda$  так же, как и в предыдущих, не зависит от шероховатости. В то же время верхняя граница зоны определяется выступами шероховатости (они становятся равными толщине ламинарного слоя). Согласно А. Д. Альтшулю, предельное число  $Re'_{глад} \approx 10 d/\Delta$ .

Инерционные сопротивления, проявляющиеся наряду с вязкостными, возникают за счет перемешивания частиц жидкости при турбулентном режиме движения, приводят к изменению закона гидравлического сопротивления: коэффициент  $\lambda$  уменьшается с увеличением числа  $Re$ .

Для вычисления коэффициента гидравлического трения в зоне гладкостенного сопротивления  $\lambda_{III}$  получила широкое применение эмпирическая формула Блазиуса, предназначенная для  $4000 < Re < 10^5$ :

$$\lambda_{III} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

В данной зоне, а также и в других зонах с турбулентным режимом движения для расчета  $\lambda$  применяют универсальную формулу Альтшуля

$$\Delta = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

IV. Зона переходного сопротивления при  $Re'_{\text{сред}} < Re < Re''_{\text{сред}}$  где  $Re''_{\text{сред}} = 500 d/\Delta$  - предельное число Рейнольдса, при котором происходит выход из IV зоны. В этой зоне турбулентность развита больше, чем в предыдущей. Ламинарный слой становится весьма тонким, и выступы шероховатости входят в турбулентное ядро. За ними образуются вихри, создающие дополнительные инерционные сопротивления. В данной зоне приходится учитывать как влияние вязкости, так и шероховатости. Соответственно в формуле Альтшуля величины  $68/Re$  и  $\Delta$  становятся соразмерными по величине, т. е. коэффициент  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса и шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения при  $Re > Re''_{\text{сред}}$ . Ламинарный слой становится пренебрежимо тонким. Вихри за шероховатостью заполняют весь объем между выступами, и сопротивление, оказываемое ими, становится решающим. Поэтому в V зоне коэффициент  $\lambda$  зависит только от шероховатости, соответственно в формуле Альтшуля величина  $68/Re \ll \Delta$  и ею пренебрегают.

Зону V называют также зоной квадратичного сопротивления, так как в этой зоне потери напора пропорциональны квадрату скорости в отличие от зоны I, где потери напора зависят от скорости по линейному закону.

Недостаток результатов, полученных И. И. Никурадзе, - использование в опытах труб с искусственной равнозернистой шероховатостью, что не дает возможности рассчитывать технические трубы с естественной шероховатостью, у которой выступы имеют неодинаковую высоту и форму. Кроме того, выступы располагаются неравномерно. Гидравлическое сопротивление труб с естественной шероховатостью изучали, например, за рубежом Кольбрук, Шлихтинг, а в нашей стране Г. А. Мурин, Ф. А. Шевелев и др. Все результаты практически совпадали. Более подробно рассмотрим результаты Г. А. Мурина.

Методика опытного определения величины такая же, как и у И. И. Никурадзе, т. е. измеряли величины, входящие в формулу Дарси-Вейсбаха, и с ее помощью определяли коэффициент гидравлического

трения. Принципиальные отличия заключались в способе оценки шероховатости. Как уже указывалось, Никурадзе в качестве абсолютной шероховатости принял непосредственно измеряемый диаметр зернышек песка, которым обклеивал трубы. Легко видеть, что потоком обтекается только одна половина округлых частиц, вот почему было предложено под абсолютной шероховатостью понимать  $\Delta = 0,5 d_s$ , где  $d_s$  - диаметр зернышек песка, наклеенного на трубу. Относительную шероховатость стали определять по соотношению  $\Delta = \Delta / d$ .

Кроме того, в условиях естественной шероховатости оказалось сложно измерить непосредственно высоту выступов и учесть разнообразие их высот, формы, а также особенности расположения выступов шероховатости. Шероховатость оценивали гидравлическим путем по суммарному воздействию на поток жидкости. Для этого на графике Никурадзе наносили точку, координатами которой были коэффициент  $\lambda$ , измеренный в пятой зоне гидравлического сопротивления, и соответствующее число  $Re$ . Затем из графика Никурадзе с помощью интерполяции определяли относительную шероховатость  $\bar{\Delta}$  и с помощью соотношения исковую абсолютную шероховатость  $\Delta$ .

Полученная таким способом абсолютная шероховатость получила название эквивалентной, так как действие рассматриваемой естественной шероховатости на поток жидкости оказывалось равным гидравлическому сопротивлению, создаваемому соответствующей разнородной шероховатостью.

В справочных таблицах приводится именно эквивалентная абсолютная шероховатость для различных материалов.

Для определения потерь напора в местах стыковых соединений трубопроводов систем водоснабжения рекомендуется определять коэффициент  $\lambda$  по формуле

$$\lambda = A_1 \left( \frac{A_0 + B/v}{d} \right)^m,$$

где  $A_1, A_0, m$  и  $B$  — величины, определяемые по справочным таблицам;

$v$  — средняя скорость воды, м/с;

$d$  — диаметр трубопровода, м.

В таблицах величина  $B$  дана для  $v = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  (вода при  $t = 10^\circ\text{C}$ ).

Параметры для определения коэффициента  $\lambda$  приведены в справочных таблицах.

При технико-экономических расчетах и выполнении гидравлических

расчетов систем подачи и распределения воды на ЭВМ потери напора, м, рекомендуется находить по формуле

$$h = kQ^a/d^b,$$

где  $k$ ,  $a$  и  $b$  — величины, определяемые по справочным таблицам;

$Q$  — расчетный расход воды в трубопроводе, м<sup>3</sup>/с;

$l$  — длина трубопровода, м;

$d$  — диаметр трубы, м.

Потери напора, возникающие при неравномерном движении в местах резкой деформации границ потока дополнительно к потере по длине, называют местными потерями напора, а соответствующие участки русел — местными сопротивлениями. Названия, принятые для местных сопротивлений, определяются формой русла (внезапное расширение, сжатие, поворот различных видов) или назначением (кран, дроссель и т. п.).

В местных сопротивлениях эпюра скоростей существенно изменяет свою форму по сравнению с равномерным потоком. В результате возникают значительные градиенты скоростей, которые приводят к увеличению гидравлического сопротивления. Кроме этого, при турбулентном режиме движения в местных сопротивлениях возникают вихри, которые увеличивают сопротивление. Местные сопротивления также способствуют турбулизации потока, поэтому в местных сопротивлениях турбулентный режим может возникнуть при  $Re \ll 2300$ . Конкретное значение критического числа  $Re$  зависит от вида сопротивления, например, для диафрагмы с отношением площадей отверстия и трубы 0,05 турбулентность возникает при  $Re = 1,1$ .

Протяженность местных сопротивлений соответствует длине участка, в пределах которого эпюра скоростей по форме отличается от эпюры в рассматриваемом потоке. Эта длина зависит от формы границ потока и от числа  $Re$ . Обычно ее принимают равной до  $3d$  перед характерным сечением местного сопротивления и  $(5...10)d$  после характерного сечения. Надо учитывать также, что близкорасположенные местные сопротивления оказывают взаимное влияние и фактически представляют собой одно местное сопротивление иного вида.

Из-за неопределенности в оценке длины местного сопротивления было принято всю местную потерю напора относить к одному наиболее характерному сечению, например: место стыка труб, середина поворота и т. п. Соответственно при графическом изображении местную потерю

напора показывают вертикальным отрезком в месте расположения характерного сечения.

Местные потери напора вычисляют по формуле Вейсбаха, полученной на основании размерностей

$$h_{\text{м}} = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где  $\xi$  — коэффициент гидравлического сопротивления (местных потерь напора), в общем случае зависящий от формы русла и числа  $Re$ .

Для оценки коэффициента гидравлического А. Д. Альтшуль предложил формулу

$$\xi = \frac{A}{Re} - \xi_{\text{кв}},$$

где  $A$  — коэффициент, определяемый видом сопротивления;

$\xi_{\text{кв}}$  — коэффициент гидравлического сопротивления в квадратичной зоне, т. е. при развитом турбулентном движении, зависящий от вида местного сопротивления.

Первое слагаемое имеет значимость при малых числах  $Re$ , т. е. при ламинарном режиме движения жидкости. При турбулентном режиме  $A/Re \ll \xi_{\text{кв}}$ , поэтому можно принять  $\xi \approx \xi_{\text{кв}}$ . Учитывая, что местные сопротивления способствуют развитию турбулентности, в большинстве практических случаев можно значением  $A/Re$  пренебречь, поэтому во многих справочниках приводятся значения  $\xi$  только для зоны квадратичного сопротивления.

### 3.8. ПРИМЕРЫ ПРИМЕНЕНИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ В ТЕХНИКЕ

**Гидрометрическая трубка.** Такая трубка (рис. 3.9, а) предназначена для измерения местной скорости потока жидкости. Она представляет собой две соосные трубки с обтекателем и пьезометрами. Центральная (динамическая) трубка снабжена отверстием, направленным навстречу потоку. В наружной (статической) трубке отверстия сделаны по касательной к потоку. Таким образом пьезометром, подключенным к статической трубке, измеряют потенциальный напор. Пьезометры в ряде случаев соединяют трубкой, заполненной воздухом. Его давление подбирают таким, чтобы было удобно вести отсчет.

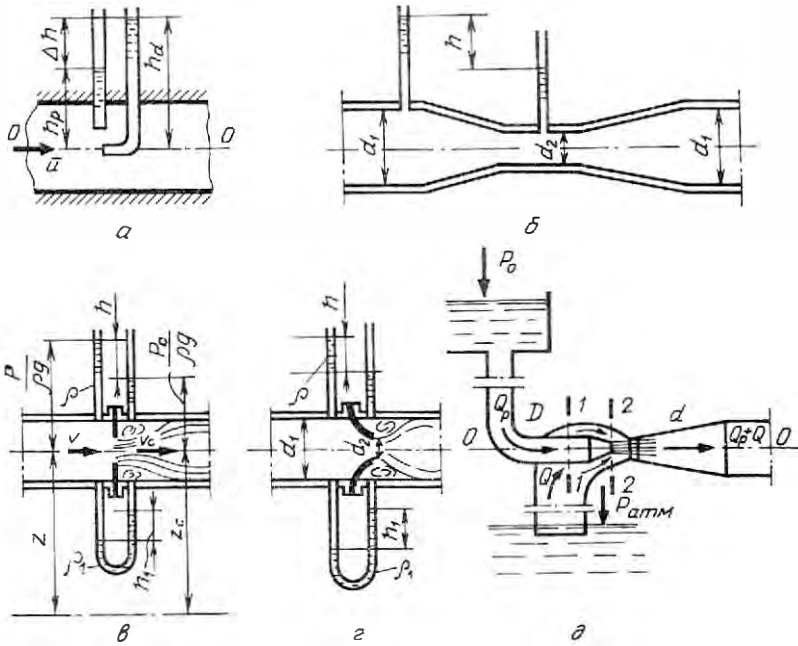


Рис. 3.9. Схемы устройств:

*a* - гидрометрическая трубка; *б* - расходомер Вентури; *в* - диафрагменный расходомер; *г* - расходомер-сопло; *д* - струйный насос

Уравнение Бернулли для первого и второго сечений струйки, которая совпадает с осью трубки, примет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \Sigma h,$$

Учитывая, что первое и второе сечения расположены близко одно относительно другого, гидравлическими сопротивлениями пренебрегаем. Во втором сечении поток заторможен, т. е.  $v_2 = 0$ . Тогда

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma}$$

или  $H_{п1} + H_{н} = H_{п2}$ . Отсюда следует, что

$$\frac{v^2}{2g} = H_{н} = H_{п2} - H_{п1}$$

и  $v = \sqrt{2gH_{н}}$ . Необходимо пояснить также, что *пьезометр* - это трубка с

отверстием, расположенным навстречу потоку. Прибор показывает полный напор в соответствующей струйке.

Возможность измерения местной скорости гидрометрической трубкой, изогнутой навстречу потоку, показал Пито, поэтому ее часто называют его именем. В дальнейшем трубка Пито была модернизирована, и в некоторых случаях ее называют по фамилии авторов, внесших соответствующие конструктивные изменения: Кармана, Ребока и др.

**Дросселирующие расходомеры.** Различают расходомеры трех основных видов: Вентури (рис. 3.9, б), диафрагменные (рис. 3.9, в) и расходомеры-сопла (рис. 3.9, г). Отличительная особенность дросселирующих расходомеров - наличие сужающего поток устройства (конфузора, диафрагмы, сопла). Для определения расхода находят перепад потенциального напора  $\Delta H_n$  или разность статических давлений  $\Delta p_{ст}$  в первом и втором сечениях расходомера. Расход  $Q$  вычисляют по зависимости, полученной путем применения уравнений Бернулли и неразрывности для наибольшего поперечного сечения потока на входе (первое сечение - оно равно поперечному сечению трубы) и наиболее узкого (второе сечение):

$$Q = \mu S_2 \sqrt{2g\Delta H_n} = \mu S_2 \sqrt{2\Delta p_{ст} / \rho},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода, учитывающий гидравлические сопротивления, особенности движения жидкости и конструкции расходомера;

$S_2$  — площадь наиболее узкого поперечного сечения расходомера.

Тогда

$$\mu = \frac{\varepsilon}{\sqrt{\alpha_c - \alpha_1 \left( \varepsilon \frac{S_2}{S_1} \right)^2 + \xi}},$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент сжатия, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения потока из-за отрыва струек жидкости от стенок прибора за сужением. Наибольшее сжатие потока происходит за диафрагмой, а в расходомере Вентури из-за плавности стенок прибора отрыва струек нет, т. е.  $\varepsilon = 1$ , поэтому наименьшее сечение потока совпадает с наименьшим сечением прибора;

$\alpha_c$  и  $\alpha_1$  — коэффициенты кинетической энергии в сжатом и начальном

сечениях потока. При развитом турбулентном движении их можно принять равными 1;

$\xi$  — коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления на участке между первым и вторым сечением.

Принцип работы дроселирующего расходомера использован в конструкции современных приборов для диагностирования гидрооборудования. При монтаже приборов необходимо учитывать, что показания пьезометров могут искажаться из-за воздействия близко расположенных источников возмущения потока: вентилях, поворотах и других устройств. Поэтому перед прибором должен быть прямолинейный участок длиной 4...50 диаметров трубопровода (зависит от типа источника возмущения). Длина прямолинейного участка за прибором принимается равной пяти диаметрам.

Расходомер Вентури считают лучшим в гидравлическом отношении. Он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатки этого прибора - сложность изготовления и большие размеры.

Диафрагменный расходомер оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и имеет малые габаритные размеры.

Расходомер-сопло по своим параметрам занимает промежуточное место между ранее рассмотренными.

**Струйные насосы.** Эти устройства (рис. 3.9, д) снабжены сужающим устройством в виде сопла, в котором преобразуется потенциальная энергия давления в кинетическую. В сечении 2-2 скорость жидкости выше, чем в сечении 1-1. В результате давление на выходе из сопла понижается и соответственно в сечении 2-2 создается разрежение. Под действием атмосферного давления в камеру и диффузор поступает жидкость с расходом  $Q$ .

В начальном участке диффузора образуются два потока жидкости: на оси с расходом  $Q_1$ , поток рабочей жидкости, выходящей из сопла с большой скоростью, и у стенок с расходом  $Q_2$  поток перекачиваемой жидкости, двигающейся с относительно малой скоростью. На границе этих потоков возникает большая сила трения, увеличивающая скорость и соответственно расход всасываемой жидкости, что способствует увеличению эффективности насоса. В некоторых случаях сила трения становится решающим фактором работы насоса, поэтому струйные насосы относят к динамическим насосам трения. В конце диффузора потоки перемешиваются, и из насоса выходит один поток с расходом  $Q_1 + Q_2$ . Для увеличения силы трения иногда перед диффузором устанавли-



ливают специальную камеру смешивания в виде цилиндрической трубы или конфузора.

Рабочей и перекачиваемой средой могут быть не только жидкости, но и газы и пары. Например, в карбюраторах бензин перекачивается из поплавковой камеры с помощью воздуха. Струйные насосы часто используются для перемешивания жидкости и газа. Так, в пульверизаторах перемешивается жидкость с воздухом, в результате поток жидкости распадается на отдельные капли. Насосы, в которых рабочей и перекачиваемой жидкостью служит вода, называются *водоструйными*. Они нашли применение, в частности, для подъема воды из колодцев. Большое преимущество струйных насосов - отсутствие подвижных частей, поэтому насосы могут перекачивать растворы, содержащие абразивные частицы. Водоструйные насосы, предназначенные для перекачки воды с большим количеством взвешенных частиц песка и глины (пульпы), называются *гидроэлеваторами*.

Струйные насосы для подачи перекачиваемой жидкости в какой-либо резервуар, например с помощью пара, называются *инжекторами*. Струйные насосы для откачки жидкости из какого-либо резервуара называют *эжекторами*.

Существенный недостаток струйных насосов - низкий КПД, максимальное значение которого составляет 0,35.

### **3.9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБ. СЛОЖНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ**

Один из основных элементов гидравлического расчета - трубопровод. Трубопроводы принято делить на короткие и длинные. *Короткими трубопроводами* называют трубопроводы сравнительно небольшой длины, в которых потери напора на преодоление местных сопротивлений составляют не менее 10...15 % общей суммы потерь. К коротким трубопроводам можно отнести: водовыпуски; системы подачи охлаждающей воды, смазочные системы; трубопроводы гидросистем и гидроприводов тракторов и сельхозмашин; всасывающие трубопроводы, сифоны и т. п. При их расчете необходимо учитывать отдельно каждое местное сопротивление.

*Длинными* называют *трубопроводы большой длины*, в которых доля местных потерь не превышает 5... 10 % в общем балансе потерь. К ним относятся обычные водопроводы, нефтепродукты и т. п.

**Расчет коротких трубопроводов.** Такие трубопроводы необходимо рассчитывать согласно уравнению Бернулли. Значение потерь определя-

ют по зависимости

$$\Sigma h = \left( \lambda \frac{1}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{v^2}{g}.$$

Для коротких трубопроводов характерен постоянный диаметр по всей длине. При их расчете необходимо правильно расположить сечения, для которых составляется уравнение Бернулли, выбрать плоскость сравнения и составить расчетную схему (рис. 3.10). Определяют гидравлические параметры, характеризующие материал труб и жидкость (абсолютную эквивалентную шероховатость труб  $\Delta$ ), удельный вес жидкости  $\gamma$  (см. табл. 1), коэффициент кинематической вязкости  $\nu$  (см. табл. 2). Составляем уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений 1-1 и 5-5).

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{1-5}.$$

Отсюда  $H_d = \left( z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left( z_5 + \frac{p_5}{\gamma} \right)$  — действующий напор.

Общие потери напора в системе равны сумме потерь напора на каждом участке:

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5},$$

где  $h_{1-2}$  — местные потери напора на входе в трубу;

$h_{2-3}$  — потери напора по длине  $l$  на участке между резервуаром и краном;

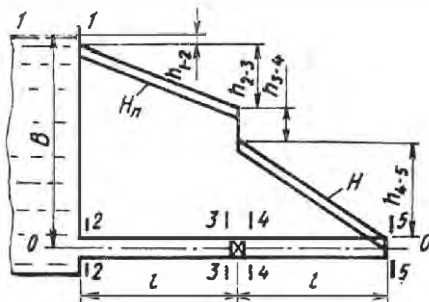


Рис. 3.10. Схема к расчету короткого трубопровода

$h_{3,4}$  — местные потери напора на внезапном сужении;

$h_{4,5}$  — потери напора по длине  $l$  на участке за краном.

После преобразования исходного уравнения получим

$$H_{\text{д}} = \frac{\alpha_3 v_5^2}{2g} + \xi_{1-2} \frac{v_2^2}{2g} + \lambda_{2-3} \frac{l v_3^2}{d 2g} + \xi_{3-4} \frac{v_4^2}{2g} + \lambda_{4-5} \frac{l v_5^2}{d 2g},$$

где  $\xi_{1-2}$  и  $\xi_{3-4}$  — коэффициенты местного сопротивления участков 1-2 (вход в трубу) и 3-4 (кран);

$\lambda_{2-3}$  и  $\lambda_{4-5}$  — коэффициенты гидравлического трения трубопровода на участках 2-3 и 4-5.

В данном примере диаметр трубопровода на всех участках одинаковый, поэтому будут также одинаковыми скорости во всех сечениях трубопроводов, а также коэффициенты гидравлического трения и соответственно потери напора на участках 2-3 и 4-5. В дальнейшем соответствующие величины будем записывать без индексов.

Умножив обе части уравнения на  $2g$  и в общем случае вынося за скобки  $v^2$ , получим расчетное уравнение

$$2gH_{\text{д}} = v^2 \left( \alpha + \xi_{1-2} + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{3-4} + \lambda \frac{l}{d} \right).$$

В данном уравнении неизвестные величины - скорость  $v$ , а также все зависящие от нее коэффициенты  $\alpha$ ,  $\xi$  и  $\lambda$ . Зависимость данных коэффициентов от скорости сложная, поэтому рассматриваемое уравнение решают следующим образом:

намечают предварительно режим движения - в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;

определяют в первом приближении все коэффициенты для принятого режима;

находят скорость в первом приближении

$$v = \sqrt{2gH_{\text{д}} / \left( \alpha + \xi_{1-2} + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{3-4} + \lambda \frac{l}{d} \right)};$$

вычисляют число Рейнольдса по найденной скорости, уточняют режим движения и определяют коэффициенты во втором приближении

для всех участков трубопровода. Если режим движения выбран правильно, то и все коэффициенты не изменяются при дальнейших уточнениях расчета. В дальнейшем вычисляют с помощью уравнения неразрывности расход воды  $Q = vS$ .

Рассчитывают посредством уравнения неразрывности средние скорости и скоростные напоры в остальных сечениях.

Находят потери напора на каждом участке трубопровода:

$$h_{1-2} = \xi_{1-2} \frac{v^2}{2g}; \quad h_{2-3} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}; \quad h_{3-4} = \xi_{1-2} \frac{v^2}{2g}; \quad h_{4-5} = h_{2-3}.$$

Определяют с помощью уравнения Бернулли полные напоры во всех расчетных сечениях, начиная с последнего, т. е.

$$H_5 = z_5 + \frac{p_5}{\gamma} + \frac{\alpha v_5^2}{2g}; \quad H_4 = H_5 + h_{4-5};$$

$$H_3 = H_4 + h_{3-4}; \quad H_2 = H_3 + h_{2-3}; \quad H_1 = H_2 + h_{1-2}.$$

Вычисляют потенциальные напоры в начальном и конечном сечениях по формуле

$$H_n = z + \frac{p}{\gamma},$$

а в остальных - по соотношению

$$H_n = H - \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Находят пьезометрические напоры в промежуточных сечениях по формуле

$$\frac{p}{\gamma} = H_n - z.$$

Результаты определения потенциальных напоров в остальных сечениях сводят в таблицу, а по ее данным строят в масштабе напорную, пьезометрическую и геометрическую линии (см. рис. 3.10).

**Расчет сифона.** Сифонам называется изогнутая труба, часть которой расположена выше свободной поверхности жидкости в напорном резервуаре. Сифоны широко используют в системах водоснабжения для подачи воды от колодцев к сборному коллектору, в борозды при поливе, для опорожнения резервуаров и других бытовых нужд.

Сифон включается в работу, если его предварительно полностью заполнить жидкостью. Для этой цели служат вакуумные насосы, либо в

конструкцию сифона вводят специальные устройства для откачивания из него воздуха с помощью небольшой струи жидкости.

В процессе работы сифона в его верхней части давление становится меньше атмосферного, а в некоторых случаях может понизиться до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. В сифоне возникает кавитация, из-за которой невозможна его работа. Поэтому необходимо определить минимальное давление.

Расчет сифона - частный случай расчета коротких трубопроводов, поэтому все рассмотренное ранее относится и к сифону. Намечают расчетные сечения (рис. 3.11). В рассматриваемом случае для построения напорной и пьезометрической линий (это необходимо для определения минимального давления) используют восемь сечений.

Для определения скорости движения жидкости и соответственно расхода применяют уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин, т. е. 1 и 8:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_8 + \frac{p_8}{\gamma} + \frac{\alpha_8 v_8^2}{2g} + h_{1-8}.$$

Из схемы видно, что  $z_1 = H - a$ ;  $z_8 = c$ ;  $p_1 = p_8 = p_{ат}$ ;  $v_1 = v_8 = 0$  (так как площади обоих резервуаров намного больше, чем площадь поперечного сечения трубопровода). Следовательно, действующий напор  $H_n = H$ . Кроме того, учтено, что скорость во всех сечениях трубы одинакова, поэтому индексы опускаются. Соответственно расчетное уравнение примет вид

$$H = h_{1,2} + h_{2,3} + h_{3,4} + h_{4,5} + h_{5,6} + h_{6,7} + h_{7,8},$$

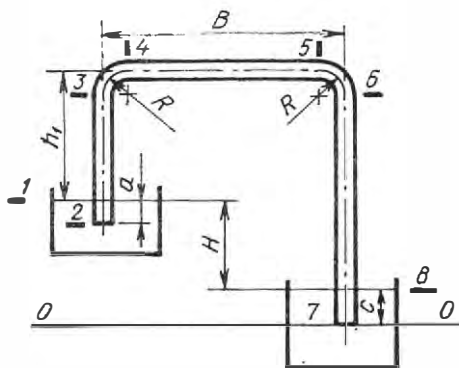


Рис. 3.11. Схема к расчету сифона

где  $h_{1-2} = \xi_{\text{врт}} \frac{v^2}{2g}$  — местные потери напора на вход в трубу;

$h_{2-3} = \lambda \frac{\alpha + h_1}{d} \frac{v^2}{2g}$  — потери напора по длине на участке 2-3;

$h_{3-4} = \xi_{\text{п}} \frac{v^2}{2g}$  — местные потери напора на повороте;

$h_{4-5} = \lambda \frac{B}{d} \frac{v^2}{2g}$  — потери напора по длине на участке 4—5;

$h_{5-6} = \xi_{\text{п}} \frac{v^2}{2g}$  — местные потери напора на повороте, в данном случае такие же, как и на предыдущем, т. е.  $h_{3-4} = h_{5-6}$ ;

$h_{6-7} = \lambda \frac{h_1 + N + c}{d} \frac{v^2}{2g}$  — потери напора по длине на участке 6—7;

$h_{7-8} = \xi_{\text{выбл}} \frac{v^2}{2g}$  — местные потери напора при истечении жидкости из трубы под уровень в большом резервуаре. При этом теряется полностью скоростной напор концевое сечения трубы, т. е.  $\xi_{\text{выбл}} = \alpha$ .

Для упрощения расчетов следует учесть, что сумма потерь напора на всех участках трубопровода  $h$  может быть определена по формуле

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

С учетом сказанного расчетное уравнение может быть еще более упрощено:

$$H = \frac{v^2}{2g} \left( \xi_{\text{врт}} + 2\xi_{\text{п}} + \alpha + \lambda \frac{l}{d} \right).$$

Откуда скорость движения жидкости в сифоне

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\xi_{вт} + 2\xi_{п} + \alpha + \lambda \frac{l}{d}}}$$

Далее определяют скоростные потенциальные и полные напоры в каждом расчетном сечении сифона.

По полученным данным строят напорную, пьезометрическую и геометрическую линии.

**Гидравлический расчет длинных трубопроводов.** Длинные трубопроводы делятся на простые и сложные. У простых трубопроводов без ответвлений расход жидкости по всей длине одинаков. На рисунке 3.12, а и б показаны две схемы простого трубопровода с постоянным диаметром по всей длине, и состоящего из участков с различным диаметром труб.

*Трубопроводы с ответвлениями по длине называют сложными.* Их разделяют на тупиковые и кольцевые. В тупиковой сети в каждую точку жидкость поступает только по одному направлению. В случае аварий на промежуточных участках снабжение последующих потребителей прекращается. Соединив концы тупиковой сети, получают кольцевую водопроводную сеть. Жидкость поступает к любому потребителю. При расчете простого трубопровода (рис. 3.12, в) составляют уравнение трубопровода для сечений 1—1 и 2—2, получают

$$H = h_p,$$

Поскольку режим движения турбулентный, то из формулы Шези получают расход жидкости в виде

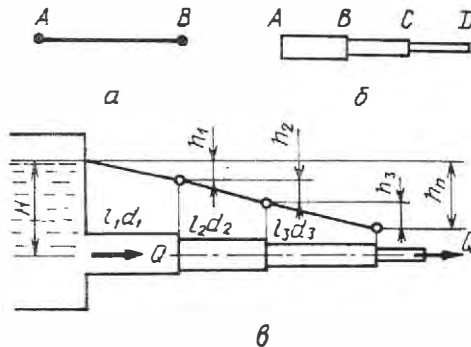


Рис. 3.12. Схемы простого трубопровода: с постоянным диаметром (а), состоящего из участков (б) и для расчета (в)

$$Q = Sc\sqrt{Ri},$$

где  $i$  - гидравлический уклон;  $i = h_{тр}/l = H/l$ .

Пусть  $k = Sc\sqrt{R}$  - модуль расхода, м<sup>3</sup>/с. Коэффициент Шези  $c$  зависит от диаметра трубы и ее шероховатости, гидравлический радиус  $R$  зависит только от диаметра, значит, и модуль расхода  $k$  зависит от параметров, и его значения могут быть сведены в таблицы.

Можно записать

$$Q = k\sqrt{i},$$

или

$$Q = k\sqrt{\frac{h_{тр}}{l}} = k\sqrt{\frac{H}{l}}.$$

Следовательно, необходимый напор для обеспечения пропускной способности по данному трубопроводу

$$H = h_{тр} = \frac{Q^2}{k^2} l.$$

Эту величину следует увеличить на 5... 10 % на местные сопротивления.

При заданных  $Q$  и  $H$  определяют потребный модуль

$$k = Q / \sqrt{\frac{H}{l}}.$$

и по таблицам - потребный диаметр трубопровода. Соединив центры сечений 1-1 и 2-2, получают напорную линию, с помощью которой можно определить напор в любом сечении трубопровода.

Для простого трубопровода переменного сечения

$$H = h_{тр} = h_{тр1} = h_{тр2} = h_{тр3}.$$

Потери напора на трение на отдельных участках

$$h_{тр1} = \frac{Q^2}{k_1^2} l_1; \quad h_{тр2} = \frac{Q^2}{k_2^2} l_2; \quad h_{тр3} = \frac{Q^2}{k_3^2} l_3;$$

откуда



$$H = Q^2 \left( \frac{l_1}{k_1^2} + \frac{l_2}{k_2^2} + \frac{l_3}{k_3^2} \right),$$

а расход жидкости

$$Q = \sqrt{H} = \sqrt{\frac{1}{\frac{l_1}{k_1^2} + \frac{l_2}{k_2^2} + \frac{l_3}{k_3^2}}}$$

Трубопровод с последовательным соединением труб различных диаметров можно рассматривать как один простой трубопровод, сопротивление которого равно сумме сопротивлений отдельных участков.

При расчете параллельно соединенных трубопроводов (рис. 3.13, а), когда  $h_a = H_A - H_B$ , общий расход  $Q = q_1 + q_2 + q_3$  или

$$Q = \frac{k_1}{\sqrt{l_1}} \sqrt{h} + \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} \sqrt{h} + \frac{k_3}{\sqrt{l_3}} \sqrt{h}.$$

Определив из таблиц по известным диаметрам расходные характеристики, находят значение  $\sqrt{h}$  и расходы в каждом ответвлении, т. е.

$$q_1 = \frac{k_1}{\sqrt{l_1}} \sqrt{h}; \quad q_2 = \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} \sqrt{h}; \quad q_3 = \frac{k_3}{\sqrt{l_3}} \sqrt{h}.$$

Если известны распределения расходов, суммарный расход  $Q$  и длины  $l_1, l_2$  и  $l_3$ , то можно записать.

$$\frac{k_1}{\sqrt{l_1}} = \frac{k_2}{\sqrt{l_2}} = \frac{k_3}{\sqrt{l_3}}.$$

По расходным характеристикам (см. табл. 7) из условия соответствия каждой длине своего значения  $k$  определяют диаметр.

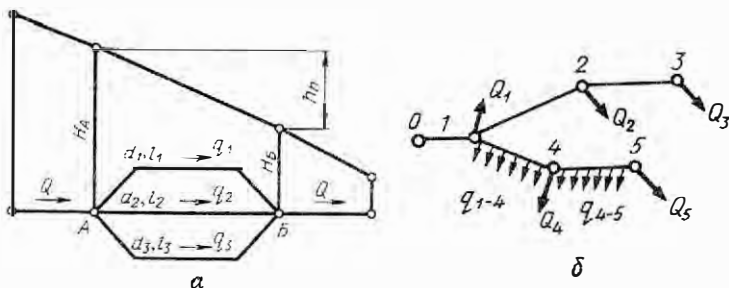


Рис. 3.13. Схемы к расчету трубопроводов при:  
а - параллельном соединении; б - разветвленной водопроводной сети

**Расчет разомкнутой водопроводной сети сельскохозяйственного водоснабжения.** Сельскохозяйственные водопроводы обычно представляют собой разветвленную тупиковую сеть наружных трубопроводов. Кольцевые сети пока еще применяются реже.

Местные потери напора в водопроводах малы (не превышают 10 % потерь напора по длине), поэтому их рассчитывают, как длинные трубопроводы, используя уравнение Бернулли

$$H_n = H_k + h_{n-k},$$

где  $H_n$  — действующий напор в начале рассматриваемого участка трубопровода;

$H_k$  — действующий напор в конце данного участка трубопровода;

$h_{n-k}$  — общие потери напора (по длине и местные) на данном участке н - к.

При расчете длинных трубопроводов, предназначенных для водоснабжения, потенциальный напор  $H_n = z + p/\gamma$  определяют по зависимости, вытекающей из схемы (рис. 3.13, б):

$$H_n = \nabla + H_{св},$$

где  $\nabla$  — геодезическая отметка местности в рассматриваемом узле, представляющая собой высоту местности над плоскостью сравнения  $O-O$ . Если за плоскость сравнения принимается средний уровень Балтийского моря, то отметки называются *абсолютными*, а если другой уровень — *условными*;

$H_{св}$  — действующий свободный напор в данном узле (удельная энергия давления  $p/\gamma$ , отсчитываемая от поверхности земли).

Скоростной напор при расчетах не учитывается вследствие его малости по сравнению с потенциальным, поэтому действующий напор в каждом узле

$$H = \nabla + H_{св}.$$

Такой метод определения напоров для уравнения Бернулли позволяет исключить из расчетов глубину укладки трубопровода под землей.

Суммарные потери напора  $h_{\Sigma}$  при расчете длинных трубопроводов

вычисляют по формуле

$$h_{\Sigma} = j\beta \frac{Q^2}{k^2} L,$$

где  $j$  — коэффициент, учитывающий местные потери напора ( $j = 1, 1 \dots 1, 2$ );

$\beta$  — коэффициент, учитывающий скорость в трубопроводе (табл. 6);

$Q$  — расчетный расход на рассматриваемом участке трубопровода;

$k$  — модуль расхода (в справочниках обычно приводится  $k^2$  или удельное сопротивление  $A = 1/k^2$ );

$L$  — длина рассматриваемого участка трубопровода.

Таблица 5.

**Поправка  $\beta$  на степень турбулентности потока в зависимости от скорости движения  $v$  воды при температуре 10°C**

v, м/с	Трубы				
	асбесто-цементные	пласт-массовые	новые чугунные	новые стальные	не новые чугунные и стальные
0,2	1,31	1,44	1,46	1,24	1,41
0,3	1,22	1,31	1,32	1,16	1,28
0,4	1,16	1,23	1,23	1,11	1,20
0,5	1,12	1,17	1,16	1,08	1,15
0,6	1,08	1,12	1,12	1,06	1,11
0,7	1,06	1,08	1,08	1,04	1,08
0,8	1,03	1,05	1,05	1,02	1,06
0,9	1,02	1,02	1,02	1,01	1,04
1,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,03
1,2	0,97	0,96	0,96	0,99	1,00
1,4	0,95	0,93	0,94	0,97	1,00
1,6	0,94	0,90	0,92	0,96	1,00
1,8	0,98	0,88	0,90	0,96	1,00
2,0	0,91	0,86	0,88	0,95	1,00
2,2	0,90	0,84	0,87	0,95	1,00
2,4	0,89	0,82	0,86	0,94	1,00
2,6	0,88	0,81	0,85	0,94	1,00
2,8	0,88	0,79	0,84	0,93	1,00
3,0	0,87	0,78	0,84	0,93	1,00

При технико-экономических расчетах и выполнении гидравлических расчетов водопроводных систем на ЭВМ потери напора в трубопроводах рекомендуется определить по формуле

$$h = kQ^n/d^p L,$$

где  $d$  — диаметр трубопровода, м;

$n$  и  $p$  — показатели степени (принимают по справочным таблицам);

$L$  — длина участка трубопровода, м.

Данная формула в отличие от предыдущей менее обоснована с точки зрения физических представлений, но при наличии микрокалькуляторов, с помощью которых можно найти степенные функции, существенно ускоряется процесс вычисления.

Напор в трубопроводах, который создается водонапорной башней или насосами, должен быть таким, чтобы все технические устройства водопотребителей (автопоилки, водоразборные колонки, вентили и т. п.) работали нормально, т. е. обеспечивали подачу нужного расхода воды.

Наименьший напор, при котором достигается нормальная работа технических устройств водопотребителей, называется необходимым напором  $[H]$ .

В справочниках приводится необходимый свободный напор  $[H_{св}]$ , который представляет собой удельную энергию давления, отсчитываемую от поверхности земли. Необходимый свободный напор учитывает высоту расположения устройств над поверхностью земли, а также потерю напора в них и во внутренних трубопроводах.

Необходимый напор определяют по формуле, записанной в следующем виде:

$$[H] = \nabla + [H_{св}].$$

Из сказанного выше следует, что для нормальной работы технических устройств водопотребителей нужно, чтобы во всех узлах сети выполнялось условие

$$\pi \geq [H],$$

где  $\pi$  — напор, создаваемый водонапорной башней.

Наиболее экономичным является решение, когда напор, создаваемый

водонапорной башней или насосами и уменьшающийся из-за гидравлических сопротивлений по мере продвижения по трубам, будет обеспечивать равенство действующего и необходимого напоров, по крайней мере, в одном узле. Этот узел называется диктующей точкой. Таким образом, для диктующей точки выполняется условие

$$H = [H],$$

а в других узлах сети действующий напор больше необходимого, т. е.

$$H > [H].$$

Участок водопроводной сети от начала (от водонапорной башни) до диктующей точки называется *главным направлением*. Участки сети, отходящие от главного направления, называются *отводами*.

Исходными данными при расчете наружных трубопроводов систем водоснабжения (в том числе и сельскохозяйственных) служат схема сети (рис. 3.13, б), положение узловых точек  $\nabla$ , необходимый свободный напор, путевые  $Q_n$  и узловые  $Q$  расходы, которые определяются в зависимости от числа и вида потребителей. Путевой расход характеризует отбор воды из многих сечений (точек) участка трубопровода, а узловой — только из одного сечения (точки).

В некоторых случаях вместо путевого известной величиной является удельный расход  $q$ , который представляет собой расход, идущий к потребителю с одного метра длины трубопровода.

Удельный и путевой расходы на участке длиной  $L$  связаны соотношением

$$Q_n = qL.$$

Расчетные расходы на участках сети определяют по формуле

$$Q = Q_r + 0,5Q_n,$$

где  $Q_r$  — транзитный расход (проходит полностью до конца рассматриваемого участка трубопровода);

0,5 — коэффициент, который приближенно отражает долю путевого расхода, участвующего в создании потерь напора;

$Q_n$  — путевой расход на данном участке.

Трубопроводы в сельскохозяйственных водопроводных сетях чаще всего применяют асбестоцементные, реже - пластмассовые, чугунные или стальные.

По таблицам или графикам экономических скоростей определяют выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода  $Q$ . Если известны только экономические скорости, то наиболее выгодный диаметр труб находят из уравнения неразрывности. Для выбранного материала трубопроводов принимают ближайший больший диаметр из имеющихся.

При экономических скоростях обеспечивается минимум общих затрат на строительство напорно-регулирующих сооружений, водоводов и последующую их эксплуатацию.

Вычисляют потери напора для каждого участка сети. Для этого в зависимости от выбранного материала и стандартного диаметра труб находят квадрат модуля расхода  $k^2$  по таблице или удельное сопротивление  $A$ . По уравнению неразрывности рассчитывают среднюю скорость движения воды на каждом участке сети и определяют коэффициент  $\beta$ . Далее находят необходимые напоры в каждом узле.

**Расчет главного направления.** Определяют расчетные расходы на участках сети (см. рис. 3.13, б):

путевой расход на участке 1-3

$$Q_{n1-3} = q_{1,3} l_{1-3};$$

транзитный расход на участках 0-1, 1-2 и 1-3 соответственно

$$Q_{r0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{n1-3};$$

$$Q_{r1-2} = Q_2;$$

$$Q_{r1-3} = Q_3;$$

расчетные расходы на участках 0-1, 1-2 и 1-3 соответственно

$$Q_{0-1} = Q_{r0-1};$$

$$Q_{1-2} = Q_{r1-2};$$

$$Q_{1-3} = Q_{r1-3} + 0,5Q_{n1-3}.$$

В целях экономии металла выбирают асбестоцементные трубы. С помощью графика экономических скоростей определяют экономически выгодные диаметры трубопроводов на участках сети в зависимости от расчетного расхода. Принимают ближайшее значение внутреннего диаметра  $d$  для выбранного материала.

Находят необходимые напоры в каждом узле

$$[H]_i = \nabla_i + [H_{\text{св}}]_i.$$

Рассчитывают с помощью уравнения Бернулли напор в начале сети, обеспечивающий нормальную работу потребителей.

Для направлений 0-1; 0-2 и 0-3 соответственно

$$H_{0-1} = [H]_1 + h_{0-1};$$

$$H_{0-2} = [H]_2 + h_{0-1} + h_{1-2};$$

$$H_{0-3} = [H]_3 + h_{0-1} + h_{1-3}.$$

По наибольшему из полученных значений определяют диктующую точку и главное направление.

Находят расчетную высоту водонапорной башни  $H_6$  по зависимости

$$H_6 = H_0 - \nabla_0.$$

Находим действующие напоры в узлах главного направления. Для этого решаем систему уравнений Бернулли, записанных для всех участков главного направления 0-1-2. В процессе расчетов проверяют выполнение условия в диктующей точке и остальных узлах главного направления:  $H_0 = H_1 + h_{0-1}$ ;  $H_1 = H_2 + h_{1-2}$ , откуда  $H_1 = H_0 - h_{0-1}$ ;  $H_2 = H_1 + h_{1-2}$ .

При расчете отвода определяют наибольшие допустимые потери напора (расчетный напор отвода)

$$h_p = H_x - [H]_k = H_1 - [H]_3.$$

Находят наибольший допустимый средний уклон в отводе

$$[i] = h_p / \sum l$$

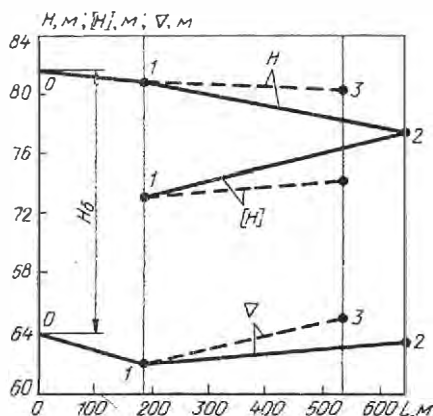


Рис. 3.14. График напоров

и наименьший допустимый диаметр трубопровода

$$[d] = \left( \frac{kQ^n}{[i]} \right)^{1/2}$$

По данным расчета строят напорную линию  $H = f_1(L)$ , линию необходимых напоров  $[H] = f_2(L)$  и геодезическую линию  $∇ = f_3(L)$ , где  $L$  - расстояние рассматриваемого узла сети от водонапорной башни (рис. 3.14).

### 3.10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

*Гидравлическим ударом* называется колебательный процесс, при котором происходит периодическое изменение параметров жидкости в трубопроводе, возникающих вследствие изменения скорости движения жидкости. Положительный гидравлический удар появляется при резком закрытии, а отрицательный - при резком открытии трубопровода.

Например, при закрытии задвижки в конце трубопровода примыкающие частицы жидкости затормаживаются и в этой зоне повышается давление. Затем тормозятся соседние частицы жидкости. В результате зона повышенного давления быстро расширяется, занимая весь трубопровод. Возникает неравновесное состояние, так как давление, возникшее в трубопроводе, превышает давление, создаваемое напорным резервуаром. Жидкость начнет вытекать из трубопровода, и давление в нем понизится. Из-за инерции жидкости давление станет меньше, чем



давление в напорном баке, поэтому жидкость будет вновь втекать в трубопровод и тормозиться у задвижки, т. е. весь процесс повторяется. Таким образом, при гидравлическом ударе через трубопровод проходят волны повышенного и пониженного давления.

Поверхность, разделяющая движущуюся и заторможенную жидкость, называется *фронтом волны гидравлического удара*.

На основании теоремы приращения количества движения имеем приращение -  $\rho S v dl$  под действием силы  $\Delta p S$ , т.е. -  $\rho S v dl = -\Delta p S dt$  или

$$\Delta p = \rho \frac{dl}{dt} v,$$

где  $dl/dt = c$  - скорость распространения гидравлического удара.

После подстановки получим формулу Н. Е. Жуковского

$$\Delta p = \rho c \Delta v,$$

где  $\rho$  - плотность жидкости;

$c$  - скорость распространения гидравлического удара;

$\Delta v$  - изменение скорости, в результате которого возникает гидравлический удар.

Здесь

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж} d}{E \delta}}},$$

где  $c_0 = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}$ , — скорость распространения звука в безграничном объеме данной жидкости (здесь  $E_{ж}$  — модуль упругости жидкости);

$E$  — модуль упругости материала трубопровода;

$d$  — диаметр трубопровода;

$\delta$  — толщина стенок трубопровода.

Эти формулы справедливы для прямого удара, т. е. для такого, который возникает при очень быстром закрытии задвижки. Практически считается, что данное условие выполняется, если

$$t_3 < T = \frac{2l}{c},$$

где  $t_3$  — время закрытия задвижки;

$T$  — время возвращения к задвижке фронта волны гидравлического удара (фаза удара);

$l$  — длина трубопровода.

Если время закрытия большое и условие не выполняется, то удар называется *непрямым*. При таком ударе повышение давления может быть значительно меньше, чем при прямом. Изменение давления при непрямоударе приближенно определяют по формуле

$$\Delta p = \frac{2\rho l \Delta v}{t_3}.$$

В гидросистемах машин и системах водоснабжения гидравлические удары приводят к разрушению трубопроводов и агрегатов, поэтому для их снижения используют воздушные колпаки и демпфирующие устройства. (гл. II).

### 3.11. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ОТКРЫТЫХ РУСЛАХ

Русла открытых потоков бывают искусственные и естественные.

*Каналом* называется искусственное открытое русло, предназначенное для движения жидкости. Особенно большое распространение получили мелиоративные каналы, по которым при орошении вода попадает на поля для полива растений, а при осушении по ним отводится избыток воды с полей.

В большинстве случаев каналы имеют трапециевидальное сечение (рис. 3.15). Заложение откоса зависит от прочности грунта и облицовки.

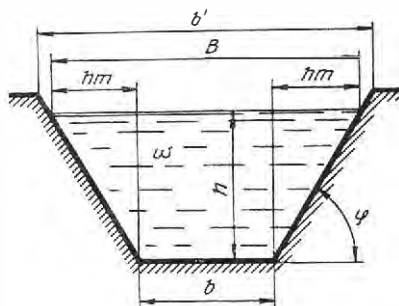


Рис. 3.15. Схема канала

Например, для необлицованного канала, проложенного в супесях или плотных песках,  $m = 1,5 \dots 2$ . Если откосы облицованы бетонными плитами, то  $m = 1 \dots 1,5$ .

При равномерном режиме расход воды в канале рассчитывают по формуле, полученной с использованием уравнения Шези и неразрывности:

$$Q = Sc\sqrt{Ri},$$

где  $S$  — площадь поперечного сечения потока воды в канале;

$c$  — коэффициент Шези;

$R$  — гидравлический радиус;

$i$  — гидравлический уклон (все характерные уклоны равны друг другу, поэтому гидравлический уклон принимается равным уклону дна).

Коэффициент Шези обычно определяют по формуле Павловского или по таблицам, т. е.

$$c = \frac{1}{n} R^y,$$

где  $n$  — коэффициент групповой шероховатости.

Показатель степени  $y = k\sqrt{n}$ , для  $R = 0,1 \dots 1$  м  $k = 1,5$  для  $R = 1 \dots 3$  м  
 $k = 1,3$ .

Гидравлический радиус

$$R = \frac{S}{\chi} = \frac{h(b + mh)}{b + hm'},$$

где  $\chi$  — смоченный периметр (длина твердой границы в данном поперечном сечении);

$h$  — высота слоя воды в канале;

$b$  — ширина дна канала;

$$m' = 2\sqrt{1+m^2}$$

### 3.12. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

Истечение жидкости происходит при опорожнении резервуаров через распылители, жиклеры, сопла и форсунки.

Стенка считается тонкой, если ее толщина  $\delta$  меньше 0,2 диаметра отверстия.

Характерная особенность потока жидкости при истечении из отверстия заключается в том, что на относительно коротком начальном участке струи длиной порядка  $(0,5...1) d$  ( $d$  - диаметр отверстия) значительно изменяются местные скорости потока по направлению и величине. У входа в отверстие (рис. 3.16) местные скорости направлены навстречу друг другу, а в конечном сечении рассматриваемого участка векторы местных скоростей становятся практически параллельными. Это сечение называется сжатым, так как у нас наименьшая площадь по сравнению с другими поперечными сечениями начального участка струи жидкости.

Сжатое сечение является первым практически плоским сечением струи. Кроме того, начиная с этого сечения, струя становится слабодеформированной, и для нее оказывается применимо уравнение Бернулли.

Площадь сечения струи на начальном участке уменьшается вследствие кривизны, которую приобретают траектории частиц жидкости под влиянием инерции. Особенно большую кривизну приобретают траектории частиц, движущихся непосредственно по стенке. Эти частицы, выйдя из отверстия, образуют границу струи.

Площадь сжатого сечения  $S_c$  выражается через площадь отверстия  $S$  и коэффициент сжатия  $\epsilon$ , т. е.

$$S_c = \epsilon S.$$

Наименьшее значение коэффициент  $\epsilon$  имеет при так называемом *совершенном сжатии*, которое получается, когда отверстие расположено достаточно далеко (свыше  $3d$ ) от дна и боковых стенок резервуара.

Отверстие называется *малым*, если в сжатом сечении местные скорости практически равны. Принято считать, что указанное условие выполняется, если действующий напор  $H$  превышает не менее чем в 10

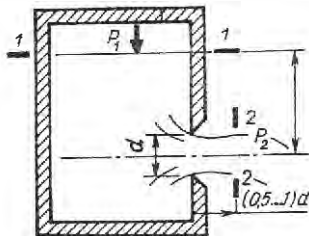


Рис. 3.16. Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

раз наибольший вертикальный размер отверстия. Таким образом, круглое отверстие с диаметром  $d$  является малым, если  $H \geq 10d$ .

Для вывода формулы расхода жидкости через отверстие применим уравнение Бернулли

$$h + \frac{P_0}{\gamma} = \frac{P_{ат}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + h_{отв}.$$

Потери, возникающие при обтекании отверстия, выразим, формулой

$$h_{отв} = \xi_{отв} \frac{v_0^2}{2g}.$$

Тогда

$$\frac{v_0}{2g} (1 + \xi_{отв}) = h + \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_{ат}}{\gamma},$$

откуда

$$v_0 = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{отв}}} \sqrt{2g \left( h + \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_{ат}}{\gamma} \right)},$$

где  $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{отв}}}$  — коэффициент скорости;

$H = h + \frac{P_0}{\gamma} - \frac{P_{ат}}{\gamma}$  — напор истечения.

Расход жидкости

$$Q = \mu S v \sqrt{2gH},$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  
 $g$  — ускорение свободного падения.

Тогда  $\mu = \varepsilon \varphi$ .

Опыты показали, что для круглого отверстия  $\varphi = 0,97$ ;  $\xi_{отв} = 0,06$ ;  $\varepsilon = 0,64$ , коэффициент расхода  $\mu = 0,62$ .

**Истечение через насадки.** *Насадком* (рис. 3.17) называется короткий отрезок трубы, соединенный с отверстием.

Расход при истечении через насадки вычисляют по формуле (3.50), которая выводится, как и в случае истечения через малое отверстие, путем применения уравнения Бернулли для сечений 1 и 2.

Значение коэффициентов, характеризующих истечение через насадку, зависит от его типа и режима движения жидкости.

Потерю напора внутри насадка можно записать как

$$h_{\Sigma} = \left( \xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{расш}} + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{v^2}{2g},$$

где  $\xi_{\text{отв}}$  и  $\xi_{\text{расш}}$  — коэффициенты местных сопротивлений на обтекании кромки отверстия и расширение.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{расш}} + \lambda \frac{l}{d}}}$$

Средние значения этих коэффициентов при турбулентном режиме истечения приведены в таблице 5, где они даны для насадков с оптимальным соотношением размеров и отнесены к сечению на выходе.

**Истечение через донное отверстие при опорожнении резервуаров при полном отсутствии притока.** При уровне напора  $H$ , расход жидкости  $Q_x = \mu S \sqrt{2gH_x}$ .

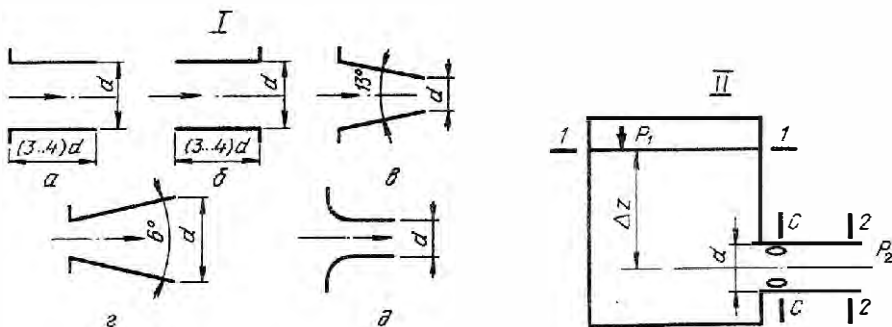


Рис. 3.17. Схема насадков (I) и истечения жидкости (II) через них: а — цилиндрический внешний; б — цилиндрический внутренний; в — конический сходящийся; г — конический расходящийся; д — конический

За бесконечно малый промежуток времени  $dt$  приращение объема жидкости в резервуаре

$$dV_x = -Qdt = S_p dH_x,$$

где  $S_p$  — площадь поперечного сечения резервуара;  
 $dH_x$  — понижение уровня в резервуаре над  $t$ .

Приравняв выражение, получим

$$\mu S \sqrt{2g} H_x^{1/2} dt = S_p dH_x.$$

Откуда

$$t = \frac{S_p}{\mu S \sqrt{2g}} \int_0^H H_x^{1/2} dH_x = \frac{2S_p H^{1/2}}{\mu S \sqrt{2g}}$$

или  $t = \frac{2V}{Q_n}$ , так как  $S_p H = V$ .

Таким образом, время опорожнения открытого призматического резервуара объемом  $V$  через данное отверстие в 2 раза больше того времени, которое требуется для того, чтобы количество жидкости такого же объема  $V$  вытекало из резервуара при постоянном напоре  $H$ .

**Реактивное действие вытекающей струи.** Струя, вытекающая из отверстия или насадка, характеризуется реактивным действием, что необходимо учитывать при взаимодействии со средой (растениями, почвой и т.п.).

На основании теоремы об изменении количества движения приращение количества движения

$$|KД|_{\text{вых}} = \rho Q v dt.$$

Приравнявая его к импульсу силы  $N$ , приложенной к струе со стороны жидкости в резервуаре, запишем

$$N dt = \rho Q v dt,$$

откуда  $N = \rho Q v$ . По третьему закону Ньютона струя действует на жид-

кости в резервуаре с силой  $R$ , равной по величине силе  $N$ , но обратной ей по направлению. Следовательно, эта реактивная сила

$$R = -\rho Qv.$$

При истечении из отверстия

$$R = -2\mu\phi\gamma SH.$$

Подставляя для отверстия  $\mu = 0,62$  и  $\phi = 0,97$ , получим

$$R_{\text{отв}} = -1,2\gamma SH.$$

Для внешнего цилиндрического насадка при  $\mu = 0,82$  и  $\phi = \mu$

$$R_{\text{нас}} = -1,346\gamma SH.$$

Реактивное действие струи используется в гидравлических турбинах, для привода в действие дождевальных установок и т.п.

В *активной турбине* струя воды под действием напора  $H$  выходит из сопла с большой скоростью  $V$ , равной до 170 м/с. Максимальная мощность определяется:

$$N_{\text{max}} = \frac{mV^2}{2},$$

где  $m$  — масса жидкости.

Для проектирования ГЭС расчетная полезная мощность на валу турбин

$$N = 9,81 \cdot QH\eta,$$

где  $Q$  — расход воды,  
 $H$  — напор водотока  
 $\eta$  — КПД.

Есть практика использования водяного потока малых рек.



## Глава 4

### ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

*Насос* - устройство для напорного перемещения (всасывания и нагнетания) жидкости в результате сообщения ей энергии. Насосы делятся на две основные группы: объемные и лопастные. Объемные насосы работают по принципу вытеснения, поэтому у них области нагнетания и всасывания резко разграничены. В лопастных насосах области всасывания и нагнетания не имеют резкого разграничения и давление жидкости повышается постепенно в процессе движения из области всасывания в область нагнетания между лопатками вращающегося рабочего колеса.

Лопастные насосы могут быть центробежными осевыми и вихревыми, объемные - поршневыми, шестеренными, пластинчатыми, ротационными, винтовыми и др.

Кроме того, насосы также классифицируются по целому ряду других признаков в зависимости от конструктивных особенностей и области их применения.

#### 4.1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Центробежный насос состоит из рабочего колеса с лопатками, расположенными внутри корпуса. Рабочее колесо (рис. 4.1) получает вращение от механизма и передает энергию жидкости, находящейся в корпусе насоса. Под действием центробежных сил жидкость перемещается от центра насоса в радиальном направлении и под действием сжимающих сил выталкивается в трубопровод 6. Непрерывность работы насоса заключается в том, что при вращении рабочего колеса жидкость, уходя от оси вращения, создает вакуум. Последний распространяется во всасывающий патрубок насоса, помещенный в жидкость, чем достигается забор жидкости. Эта схема представляет систему сообщающихся сосудов, в одном из которых (насосное про-

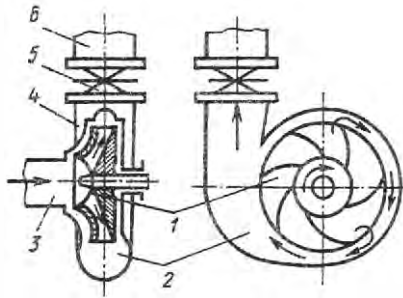


Рис. 4.1. Схема центробежного насоса:

- 1 - рабочее колесо; 2 - корпус насоса; 3 и 4 - всасывающий и нагнетательный патрубки;  
5 - задвижка; 6 - подающий трубопровод

странство) создается непрерывно вакуум, а в другом под действием атмосферного давления жидкость перемещается по трубопроводу в насосное пространство. В связи с этим при пуске насоса в корпусе должна быть жидкость, которая в момент начала вращения создает эффект всасывания в трубопроводе, и в дальнейшем с помощью поступающей жидкости будет поддерживаться непрерывность процесса ее перемещения через корпус и рабочее колесо насоса.

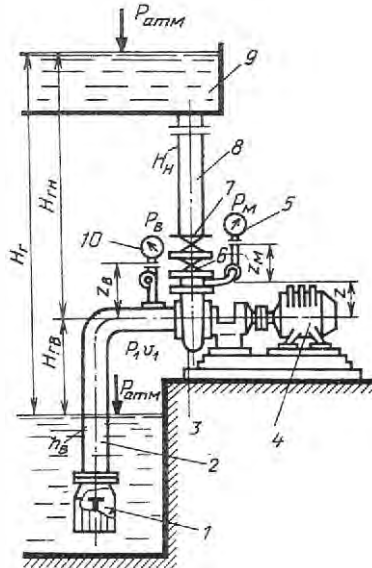


Рис. 4.2. Схема насосного агрегата:

- 1 - приемный клапан; 2 и 8 - всасывающий и напорный трубопроводы; 3 — насос; 4 - электродвигатель; 5 — манометр; 6 - обратный клапан сети; 7 — задвижка; 9 — резервуар сброса воды;  
10 - вакуумметр

Центробежный насос, оборудованный соответствующей арматурой и приборами, представляет насосный агрегат. Он включает в себя приемный обратный клапан (рис. 4.2.), предназначенный для удержания воды в корпусе насоса и всасывающем трубопроводе 2 при заливе ее перед пуском, и сетки для задержания крупных предметов, мальвов рыб и т. п. На всасывающем трубопроводе также устанавливают вакуумметр 10. На напорном проводе расположены обратный клапан б, задвижка 7 и манометр 5, контролирующий давление в сети.

Насосные агрегаты могут быть оборудованы разными приборами автоматики. К гидравлическим параметрам насосного агрегата относятся:  $H_{в}$  - высота гидравлического всасывания;  $H_{гн}$  - высота гидравлического нагнетания;  $H_{г}$  - общая высота гидравлической подачи.

Центробежные насосы (рис. 4.3) классифицируются по числу и расположению рабочих колес, создаваемому напору, расположению вала рабочего колеса, способу подвода и отвода жидкости.

По числу и расположению рабочих колес различают одно- и многоколесные насосы, которые, в свою очередь, разделяются в зависимости от расположения колес на многоступенчатые и многопоточные.

Многоступенчатые насосы работают последовательно, и создаваемый каждым колесом напор суммируется с последующим. Если обозначить число рабочих колес  $m$ , а создаваемый напор каждым колесом  $h$ , то общий напор

$$H = mh .$$

Многопоточные насосы могут также работать параллельно. При этом напор насоса остается таким же, как и у насоса с одним рабочим колесом, но расход (подача) увеличивается пропорционально числу колес, т. е.

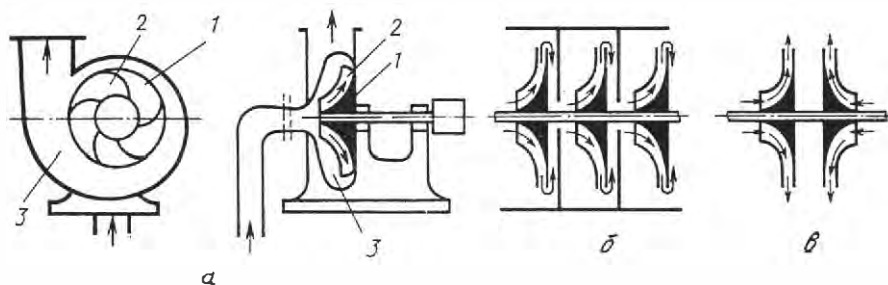


Рис. 4.3. Общая схема центробежного насоса (а) и схемы расположения рабочих колес многоступенчатых (б) и многопоточных (в) насосов:  
1 - насосное колесо; 2 - лопасти; 3 - насосное пространство

$$Q = mq.$$

Однако двухколесный насос может быть выполнен в виде одноколесного с двусторонним входом (рис. 4.3, в).

Насосы делятся:

по создаваемому напору на низко- и высоконапорные;

по способу подвода жидкости на рабочее колесо - с одно- и двусторонним подводом жидкости;

по способу отвода жидкости - без направляющего аппарата и с направляющим;

по расположению вала рабочего колеса - горизонтальные и вертикальные.

При консольном расположении вала рабочего колеса с одной ступенью у насоса односторонний вход.

Используют следующую маркировку. Например, КМ-20/30-УЗ означает, что консольный (К), моноблочный (М) агрегат с подачей  $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напором 30 м для районов с умеренным климатом (У) и работы в закрытых помещениях (З).

К параметрам центробежного насоса относятся создаваемый напор, высота всасывания, расход (подача), коэффициент быстроходности и мощность привода насоса.

## 4.2. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Уравнение центробежного насоса впервые было выведено Л. Эйлером. Теоретически было принято, что жидкость движется в рабочем колесе в виде струек и без гидравлических потерь. На рисунке 4.4 представлена схема рабочего колеса с указанием скоростей. Частицы жидкости между лопатками рабочего колеса совершают сложное движение. Введем обозначения:  $w$  - относительная скорость жидкости относительно рабочего колеса (лопатки), направление которой всегда

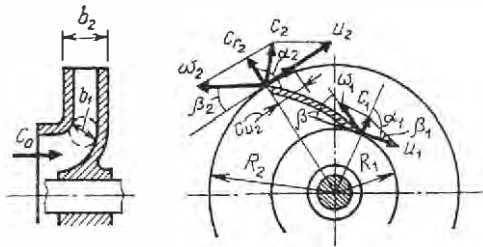


Рис. 4.4. Схема лопастей рабочего колеса

совпадает с касательной к лопатке;  $u$  - окружная скорость, направленная по касательной к окружности рабочего колеса.

Абсолютная скорость  $c$  движения жидкости равна геометрической сумме переносной (окружной) и относительной скоростей, т. е.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}.$$

На ободе рабочего колеса:

радиальная составляющая абсолютной скорости

$$\overline{c_{r2}} = \overline{c_2} \sin \alpha;$$

окружная составляющая абсолютной скорости

$$\overline{c_{u2}} = \overline{c_2} \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол между направлением абсолютной скорости и касательной к окружности;

$u$  — индекс, обозначающий окружную составляющую.

Индексы 1 и 2 приняты для обозначения параметров соответственно на входе в рабочее колесо и выходе из него.

Радиальная составляющая абсолютной скорости движения жидкости

$$c_{r2} = \frac{Q_1}{w} = \pi D_2 b_2 \psi,$$

где  $Q_1$  — теоретический расход жидкости, проходящей через рабочее колесо,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$w$  — площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса,  $\text{м}^2$ ,

$D_2$  и  $b_2$  — диаметр и ширина рабочего колеса на выходе,  $\text{м}$ ;

$\psi$  — коэффициент стеснения потока лопатками (для малых насосов  $\psi = 0,90 \dots 0,95$ );

$r$  — индекс, обозначающий радиальную составляющую.

Окружная скорость рабочего колеса на выходе

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где  $n$  — частота вращения колеса,  $\text{мин}^{-1}$ .

Применим теорему механики об изменении момента количества движения (изменение момента количества движения системы материальных частиц за некоторый промежуток времени равняется импульсу момента действующих на систему за это время сил) к установившемуся движению жидкости.

За промежуток времени  $dt$  на лопатку поступает и с лопатки сходит одинаковый объем  $dV$ , масса которого  $\rho dV$ . Количество движения этой массы на входе равно  $\rho dV c_1$  и на выходе -  $\rho dV c_2$ , момент количества движения - соответственно  $\rho dV c_1 \cos \alpha_1 r_1$  и  $\rho dV c_2 \cos \alpha_2 r_2$ . Приращение момента количества движения струйки жидкости, движущейся по каналу между двумя лопатками, за  $dt$

$$\rho dV (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Импульс момента

$$dM dt = \rho dV (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

или

$$dM = \rho \frac{dV}{dt} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Подставим  $\frac{dV}{dt} = dQ$  (расход рассматриваемой струйки) и  $\rho = \gamma/g$ ,

проинтегрируем выражение, тогда

$$M = \int \frac{\gamma}{g} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) dQ.$$

Так как  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  для всех каналов одинаковы, число лопаток принято бесконечно большим и скорости  $c_2$  и  $c_1$  одинаковы. В результате решения интеграла мы получим основное уравнение работы центробежного насоса, т. е.

$$M = \frac{\gamma}{g} Q_r (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Умножая обе части данного уравнения на угловую скорость, получим

$$Mw = \frac{\gamma}{g} Q_T w (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Выражение  $Mw$  представляет мощность  $N$ , развиваемую жидкостью на рабочем колесе. Мощность насоса как гидравлической машины может быть записана так:

$$N = \gamma Q_T H_T = \rho g Q_T H_T.$$

Следовательно,

$$Mw = \rho g Q_T H_T.$$

Учитывая, что  $R_1 w = u_1$  и  $R_2 w = u_2$ , тогда можно записать

$$Q_T \gamma = \frac{\gamma}{g} Q_T (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Поделим обе части уравнения на  $Q_T \gamma$  и получим основное уравнение теоретического напора (уравнение Эйлера), т. е.

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}.$$

Рабочее колесо имеет конечное число лопаток, которое можно оценить коэффициентом  $\sigma_z$  ( $\sigma_z = 0,75 \dots 0,90$ ). Пусть  $H = \eta_n H_T$ , тогда получим

$$H = \frac{\eta_n \sigma_z}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Для уменьшения динамических ударов конструктивно делают лопатки рабочих колес таким образом, чтобы угол  $\alpha_1$  был равен  $90^\circ$ . Тогда тангенциальная скорость на входе равна нулю и теоретический напор

$$H = \frac{\eta_n \sigma_z u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

В современных насосах соотношение углов и скоростей выдерживается таким образом, что  $u_2$  примерно было равно  $c_2 \cos \alpha_2$ , т. е.  $u_2 \approx c_2 \cos \alpha_2$ . Тогда для определения теоретического напора можно использовать выражение

$$H_r \approx u_2^2 g.$$

Как отмечалось ранее, окружную скорость рабочего колеса определяют из геометрических размеров насоса и паспортных данных, т. е.

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где  $D_2$  и  $n$  — диаметр и частота вращения рабочего колеса.

Фактически создаваемый напор меньше теоретического, так как часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений внутри рабочего колеса и вследствие того, что не все частицы жидкости совершают движение вдоль лопаток, а это вызывает уменьшение абсолютной скорости. Поэтому в теоретическую формулу вводят поправочный коэффициент. При приближенных расчетах для определения напора можно пользоваться формулой

$$H = k \frac{u_2^2}{g},$$

где  $k$  — коэффициент напора (в зависимости от формы и числа лопаток колеса  $k=0.35 \dots 0.55$ ).

Нетрудно заметить, что развиваемый центробежным насосом напор зависит от формы лопаток (рис. 4.5) и создаваемого им соотношения скоростей.

При рабочих колесах с изогнутыми лопастями назад (рис. 4.5, а), когда  $\beta_2 < 90^\circ$  и  $\alpha_2 = 90^\circ$ , насос практически развивает очень маленький напор. При лопастях с радиальным направлением концевой части

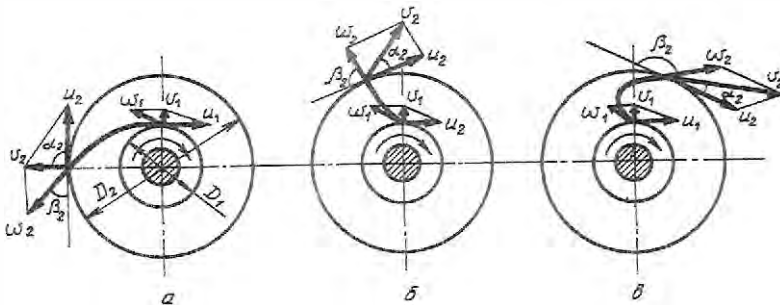


Рис. 4.5. Схема скоростей в зависимости от формы лопаток рабочих колес: а - лопатки изогнуты в направлении движения воды; б - лопатки с радиальным направлением; в - лопатки изогнуты против направления движения воды



лопаток (рис. 4.5,б), когда  $\beta_2 = 90^\circ$  и  $\alpha_2 < 90^\circ$ , насос развивает значительный напор. В процессе дальнейшего увеличения угла  $\beta_2$  более  $90^\circ$  (рис. 4.5, в) возрастает напор, но резко снижается КПД насоса. Число лопастей рабочего колеса зависит от среды эксплуатации: для жидкости принимают 4...10, для фекальных смесей - 2.4. Толщина лопастей зависит от прочности их материала. Материал рабочего колеса определяется условиями эксплуатации.

**Теоретическая производительность (расход) насоса.** Расход определяют из выражения

$$Q_T = w c_r$$

где  $w$  — площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса;  
 $c_r$  — средняя радиальная скорость жидкости.

Для центробежных насосов площадь живого сечения потока находят как произведение боковой поверхности цилиндра с диаметром, равным диаметру колеса  $D_2$ , и ширины рабочего колеса  $b_2$ , т. е.

$$w = \pi D_2 b_2$$

Радиальная скорость жидкости

$$c_{r2} = c_2 \sin \alpha_2$$

При большом числе лопаток можно допустить, что скорость во всех точках одинакова и равна радиальной скорости на выходе, т. е.  $c_2 = c_{r2}$ , можно записать  $Q_T = \pi D_2 b_2 c_2$ .

Ранее было отмечено, что конструктивно обеспечивается примерное равенство скоростей  $c_2$  и  $u_2$ , поэтому для практического пользования можно применять формулу

$$Q = \eta_0 \pi D_2 b_2 u_2$$

где  $\eta_0$  - объемный КПД насоса ( $\eta_0 = 0,85 \dots 0,95$ ).

**Высота всасывания.** Высота всасывания  $H_{гв}$  (см. рис. 4.2) зависит от разрежения (вакуума), которое создается центробежным насосом на всасывающей стороне рабочего колеса. Теоретически высоту всасы-

вания (при полном вакууме)  $h_{\text{вак}}$  для воды при нормальном атмосферном давлении находят по формуле

$$h_{\text{вак}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{P_{\text{атм}} - P}{\rho g} = \frac{P_{\text{абс}}}{\gamma},$$

где  $P$  - показания вакуумметра на всасывающем трубопроводе;

$\gamma$  - удельный вес жидкости;

$P_{\text{абс}}$  - абсолютное давление разрежения во всасывающей полости насоса.

Центробежные насосы не могут быть выполнены так, чтобы ими создавался абсолютный вакуум. Естественно, геометрическая высота всасывания несколько меньше вакуумметрической высоты вследствие потерь напора из-за трения. Кроме того, высота всасывания зависит от температуры. Заводы-изготовители в паспорте насоса указывают допустимую высоту всасывания при атмосферном давлении. Следовательно, при изменении давления ее нужно давать с поправками. Чем выше температура жидкости, тем выше упругость ее паров и меньше высота всасывания.

Допустимая высота всасывания ( $h_s$ ) может быть определена из выражения

$$h_s = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_w,$$

где  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  — допустимая вакуумметрическая высота всасывания;

$v_1$  — скорость движения жидкости во всасывающем патрубке;

$h_w$  — потери напора во всасывающем патрубке.

Допустимую высоту всасывания устанавливают на основании кавитационных показаний насоса.

Кавитация возникает тогда, когда давление в рабочем колесе становится ниже упругости насыщенных паров жидкости, а также вследствие большой высоты всасывания, низкого атмосферного давления, больших потерь на всасывающем трубопроводе и др. При кавитации в жидкости создаются пузырьки пара, конденсация которого приводит к значительному местному повышению давления, в результате чего появляются динамические нагрузки, потрескивание, вибрация, шум и металл разрушается. При кавитации резко падает КПД насоса. Во избежание этого явления насос следует располагать как можно ниже к водозабору.

**Коэффициент быстроходности.** Конструкции центробежных насосов объединены в различные группы по принципу геометрического и кинематического подобия.

Геометрическое подобие - пропорциональность всех сходственных размеров проточной части насоса.

Кинематическое подобие характеризуется соответствием направления и пропорциональностью скоростей в сходных точках потока.

Оптимальность соотношения величин подобия оценивается коэффициентом быстроходности

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q_{\text{опт}}}}{H_{\text{опт}}^{3/4}},$$

где  $n$  — частота вращения вала насоса;

$Q_{\text{опт}}$  и  $H_{\text{опт}}$  — соответственно оптимальные значения расхода и напора насоса.

По коэффициенту быстроходности  $n_s$ , критерию подобия  $I_s$  и соотношению диаметров  $D_2/D_0$  лопадки составлена гидравлическая классификация насосов: тихоходные [ $n_s = 40 \dots 80$ ;  $I_s = 10^2 (3 \dots 6)$ ;  $D_2/D_0 = 3$ ]; нормальные [ $n_s = 80 \dots 150$ ;  $I_s = (6 \dots 12)10^2$ ;  $D_2/D_0 = 2$ ]; быстроходные [ $n_s = 150 \dots 300$ ;  $I_s = (12 \dots 25)10^2$ ;  $D_2/D_0 = 1,6 \dots 1,2$ ]; полуосевые [ $n_s = 300 \dots 500$ ;  $I_s = (25 \dots 50)10^2$ ;  $D_2/D_0 = 1,2 \dots 1,1$ ]; осевые [ $n_s = 500 \dots 1200$ ;  $I_s = (50 \dots 100)10^2$ ;  $D_2/D_0 = 0,8$ ].

**Потребляемая мощность и КПД насосов.** Вал рабочего колеса насоса приводится в действие от двигателя внутреннего сгорания (дизеля) или электродвигателя (электропривода). Потребляемая мощность на валу насоса

$$N = \frac{\gamma Q H}{103 \eta},$$

где  $\eta$  — КПД насоса, равный отношению полезной мощности к мощности на валу насоса  $N$ , т.е.  $\eta = N_p / N$ .

При работе насоса имеют место следующие потери энергии: гидравлические, которые оцениваются гидравлическим ( $\eta_r$ ), механические - механическим ( $\eta_m$ ) и объемные - объемным ( $\eta_0$ ) коэффициентами полезного действия.

Общий КПД насоса

$$\eta = \eta_r \eta_m \eta_o.$$

Он составляет 0,6...0,92. При выборе мощности электродвигателя  $N_{дв}$  следует учитывать пусковые свойства. Тогда

$$N_{дв} = kN,$$

где  $k$  — коэффициент запаса, равный 1,05...1,5 (при меньшей мощности привода берется больший коэффициент запаса).

Частота вращения вала синхронного электродвигателя строго фиксирована (600, 750, 1000, 1500, 3000  $\text{мин}^{-1}$ ). Следовательно, при подборе привода необходимо учитывать режим работы насоса, а также характеристику трубопровода и рабочую точку.

Характеристики центробежных насосов, как правило, строят на основании данных испытаний насосов. Такие характеристики называются рабочими в отличие от теоретических, которые строятся по данным расчетов. Построение характеристик  $Q$ - $H$  теоретическим путем — довольно сложный процесс, и реальных характеристик получить не удастся из-за большого количества факторов, которые не поддаются точному теоретическому определению. Скорость движения жидкости в канале рабочего колеса

$$w = Q_x / S_x,$$

где  $Q_x = Q/z$  — расход жидкости, приходящейся на канал (здесь  $z$  — число лопаток);

$S_x$  — площадь сечения канала.

Тогда

$$w = \frac{Q_x}{z S_x} = k Q_x.$$

Подставив значение скорости в формулу напора  $H$  и преобразовав, получим

$$H = \frac{\eta_n \sigma_z}{g} u_2^2 \left(1 - \frac{k_2 Q}{u_2} \cos \beta_2\right) = \frac{\sigma_z}{g} u_2^2 - \frac{\sigma_z k_2}{g} \cos \beta_2 u_2 Q,$$

т. е.  $H = a + b$  — это уравнение прямой линии, положение которой зависит от угла  $\beta_2$  при постоянных значениях  $D_2, b_2, u_2$ .

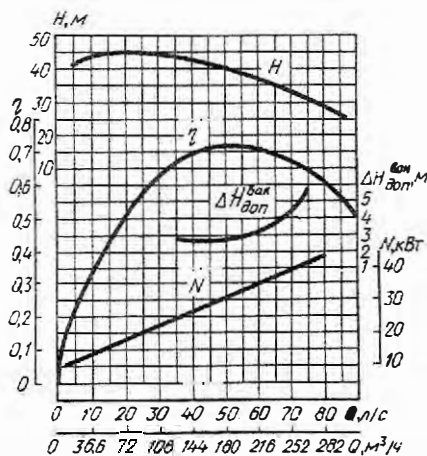


Рис. 4.6. Характеристика центробежного насоса

Однако действительная характеристика  $H = f(Q)$  имеет вид кривой.

**Пересчет характеристик.** На практике часто возникает необходимость изменить частоту вращения, при этом характеристика принимает иной вид. При  $D_2 = \text{const}$  моделирование по частоте вращения позволяет получить значения для пересчета рабочих характеристик, т. е.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

Изменение характеристик насоса возможно также путем обточки рабочего колеса, но не более чем на 20 %. Пересчет рабочих характеристик может быть проведен по зависимостям

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3,$$

где  $Q'$ ,  $H'$  и  $N'$  - параметры обточенного рабочего колеса.

На практике изготавливаемые заводами насосы испытывают на специальных стендах и приводят соответствующие характеристики (графики, таблицы). В результате испытаний получают зависимости при постоянной скорости вращения, т. е.

$$H = f_1(Q), \quad \eta = f_2(Q), \quad N = f_3(Q), \quad h = f_4(Q), \quad N = f_5(Q).$$

Такие графики также строят и для различных скоростей вращения и

данные наносят на универсальную характеристику (рис. 4.6), что удобно для практического применения. Сводный график полей ( $Q-H$ ) насосов, по которому производится предварительный выбор, приводится в справочниках.

#### 4.3. РАБОТА НАСОСА НА СЕТЬ

Для подачи воды в конечную точку трубопровода необходимо выбрать режим работы насоса совместно с трубопроводом (рис. 4.7). Полный напор, создаваемый насосом,

$$H = H_{гв} + H_c + h_{тр}$$

где  $H_{гв}$  — геометрическая высота всасывания;

$H_c$  — свободный напор в конечной точке трубопровода;

$h_{тр}$  — потери напора в трубопроводе.

Потери напора

$$h_{тр} = H_{ст} + \frac{\lambda}{2g} \frac{1}{d} + \sum \xi u^2 = H_{ст} + kQ^2,$$

где  $H_{ст}$  — статический напор.

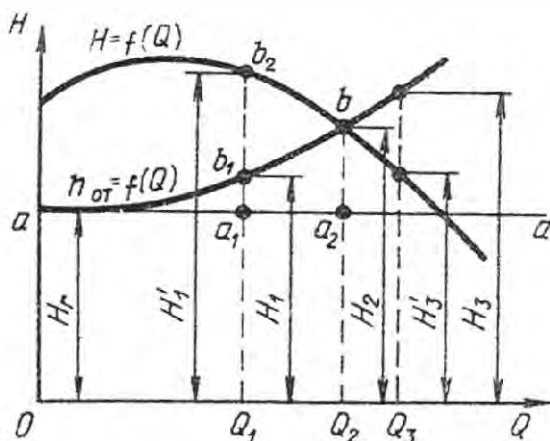


Рис. 4.7. Характеристика насоса и трубопровода (рабочая точка)

Парабола изображает зависимость потерь напора от пропускаемого расхода трубопроводом, называемая характеристикой трубопровода. Точка пересечения характеристик трубопровода с кривой характеристики насоса  $Q-H$  (точка  $b$ ) называется рабочей точкой насоса. По этой точке определяют рабочие параметры насоса ( $Q, H, N, \eta$ ). Подачу в этом случае можно регулировать дросселированием (регулированием задвижкой), остальные параметры будут принимать другие значения. При уменьшении подачи насоса прикрывают задвижку на напорном трубопроводе. Тогда повышается сопротивление, что вызывает увеличение потерь напора. Регулирование подачи может быть достигнуто путем изменения характеристик трубопровода или насоса. Изменить характеристику трубопровода можно, уменьшив или увеличив значение

$$k = \lambda \frac{1}{d} + \sum \xi / 2gS^2$$

путем прикрытия задвижки. Но тогда потери напора на задвижке  $h_{зад}$  приводят к снижению КПД, так как теряемая мощность  $N_{зад} = \rho g h_{зад} Q / \eta$ .

При открытии задвижки сопротивление и противодействие насосу уменьшаются и в трубопроводе снижается давление. На характеристике рабочая точка смещается вправо. Увеличивать или уменьшать расход можно также и за счет изменения частоты вращения вала насоса и включения в трубопровод дополнительных насосов.

**Последовательная работа насоса.** Такую схему (рис. 4.8, а) используют тогда, когда необходимо при неизменной подаче получить больший напор, чем может создать один насос. При этом комплектовать в такую схему следует насосы со сходными характеристиками по расходу.

Суммарную характеристику  $Q-H_{(м)}$  двух одинаковых насосов строят следующим образом: проводят ряд вертикальных прямых параллельно  $OH$  ( $a''a', b''b, cc''$ ). От точек пересечения этих прямых  $a, b, c$  с характеристикой насоса  $Q-H_{(н)}$  откладывают отрезки  $aa' = a''a, bb' = bb'', cc' =$

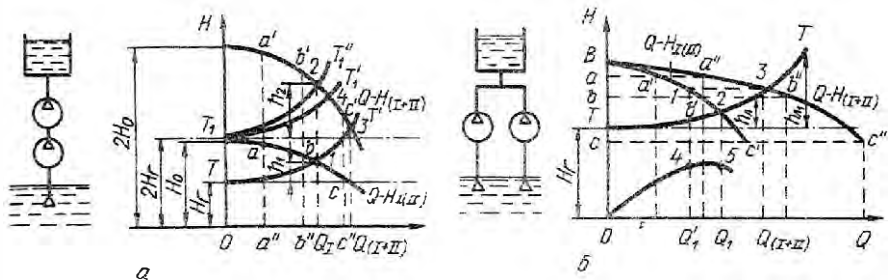


Рис. 4.8. Схема и характеристика последовательно (а) и параллельно (б) работающих насосов

$cc''$ , т. е. удваивают ординаты. Соединив полученные точки  $a'$ ,  $b'$  и  $c'$ , получим суммарную характеристику последовательной работы насосов  $Q-H_{\text{с-п}}$ . Таким образом, при последовательной работе насосов напор увеличивается при любом расходе. При использовании трех и более насосов в один трубопровод суммарные характеристики строят аналогичным образом.

Используя отмеченные закономерности в целях производственной необходимости, комплекуют соответствующие схемы работы колес с целью получения необходимых параметров при их последовательной работе. Так конструируют глубинные насосы для подачи воды из скважин, где необходимо обеспечивать достаточно большой напор. В современных глубинных насосах на валу последовательно работает до 15 рабочих колес. При этом обеспечивается суммарный напор насоса с глубины до 200 м.

**Параллельная работа насосов.** Схема параллельной работы насосов представлена на рисунке 4.8, б. Условие нормальной работы насосов по данной схеме - приблизительное свойство их характеристик по напору. В противном случае насос с более высоким напором будет перебивать насос с меньшим напором и подача не увеличится. Кроме того, пропускная способность трубопровода (гребенки), в которую входит подача каждого насоса, не должна быть меньше пропускной способности трубопроводов.

На рисунке 4.8, а представлены рабочие характеристики двух одинаковых насосов  $Q-H_{\text{од}}$ . Геодезическая высота подъема  $H_г$  и характеристика трубопровода (кривая  $T$  и  $T'$ ) построены в одном масштабе. Для построения суммарной характеристики  $Q-H_{\text{с-п}}$  проводят несколько горизонтальных прямых  $aa'a''$ ,  $bb'b''$ ,  $cc'c''$  и от точек пересечения  $a'b'c'$  с характеристикой насоса  $Q-H$  откладывают отрезки  $a'a''$  (равный  $aa'$ ),  $b'b''$  (равный  $bb'$ ),  $c'c''$  (равный  $cc'$ ). Соединив точки  $B$ ,  $a''b''c''$ , получим кривую характеристики  $Q-H_{\text{с-п}}$  при параллельной работе двух одинаковых насосов. Точка пересечения характеристики трубопровода  $T-T'$  и суммарной характеристики  $Q-H_{\text{с-п}}$  показывает предельные параметры работы двух насосов. Как следует из чертежа, суммарная подача всегда меньше суммы подач этих насосов, но работающих по отдельности. Чем больше насосов работает параллельно на общий трубопровод, тем меньше подача каждого насоса. Напор насосов при параллельной работе в трубопровод всегда больше напора, развиваемого насосами при отдельной работе в тот же трубопровод.



#### 4.4. ОСЕВЫЕ И ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

**Осевые насосы.** Конструктивно осевые насосы (рис 4.9,а) выполнены таким образом. В цилиндрическом корпусе (обечайке) по его оси располагается с минимальным зазором рабочее колесо в виде втулки с радиальными профилированными лопастями, при вращении которого жидкость перемещается в направлении оси вращения. Такие насосы развивают небольшие давления, но имеют высокий КПД, реверсивны и используются в качестве насосов и вентиляторов, а для газов при многоступенчатом соединении - и в качестве компрессоров.

Осевые насосы бывают с поворотными и неповоротными лопатками, одно- и многоступенчатые. Изменяя угол наклона поворотных лопастей

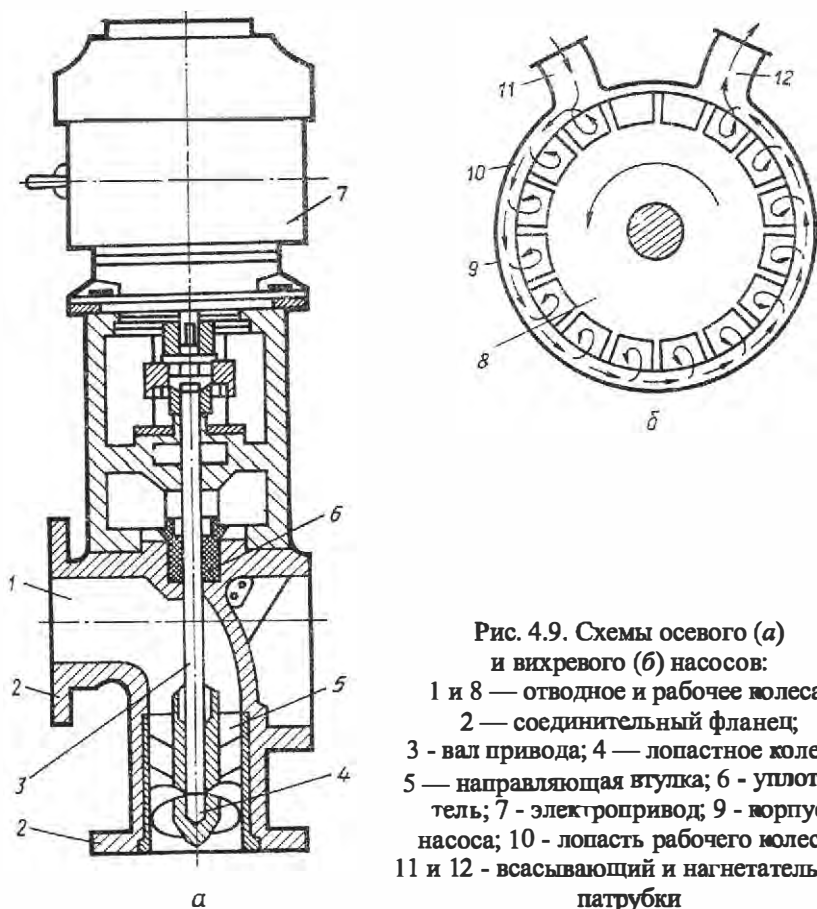


Рис. 4.9. Схемы осевого (а) и вихревого (б) насосов:  
1 и 8 — отводное и рабочее колеса;  
2 — соединительный фланец;  
3 - вал привода; 4 — лопастное колесо;  
5 — направляющая втулка; 6 - уплотнитель; 7 - электропривод; 9 - корпус насоса; 10 - лопасть рабочего колеса; 11 и 12 - всасывающий и нагнетательный патрубки

осевых насосов, можно легко регулировать подачу. Для получения больших напоров применяют многоступенчатые рабочие колеса.

**Вихревые насосы.** В цилиндрическом корпусе с присоединенными по касательной двумя патрубками располагается ротор с радиально выступающими лопастями. Между конусами лопастей с внутренней поверхностью (рис. 4.9, б) корпуса образуется кольцеобразная полость, перекрываемая между патрубками перемычкой. При вращении ротора поступающая через один из патрубков жидкость увлекается и переносится по окружности к другому патрубку, сжимаясь при этом из-за неоднократного перетекания из полости на лопасти и обратно. У этих нагнетателей невысокий КПД ( $\eta = 0,25 \dots 0,50$ ), но они реверсивны и создают значительные давления при ограниченных подачах. Их успешно используют в качестве насосов. Ввиду расположения всасывающего и нагнетательного патрубков в верхней части корпуса насоса жидкость при остановке его не выливается из корпуса и отпадает необходимость в заливке насоса перед его пуском. Достоинства вихревых насосов - простота конструкции и малые габаритные размеры.

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

#### 4.5. ВОДОПОДЪЕМНИКИ

**Эрлифты.** Такие установки служат для подъема воды из скважин и представляют собой подъемную трубу 3 (рис. 4.10) для поднятия смеси воды с воздухом. Она опущена в скважину. К последней по другой трубе 4 подводится сжатый воздух. Обе трубы вставляют в обсадную трубу скважины и опускают до уровня воды.

Принцип действия эрлифта заключается в следующем. При погружении подъемной трубы в воду она заполняется водой. Подведенный в нее воздух образует водовоздушную смесь, имеющую меньшую плотность по сравнению с водой. Такая смесь поднимается на более высокий уровень. Таким образом вода транспортируется из скважины в водовоздушный резервуар 5. Здесь она освобождается от воздуха и самотеком уходит к потребителю. Гидравлический расчет эрлифтовой установки состоит в определении необходимой глубины погружения форсунки  $h$ , количества воздуха, необходимого для подъема заданного расхода воды  $Q$ . Данные параметры находят по соответствующим формулам, однако

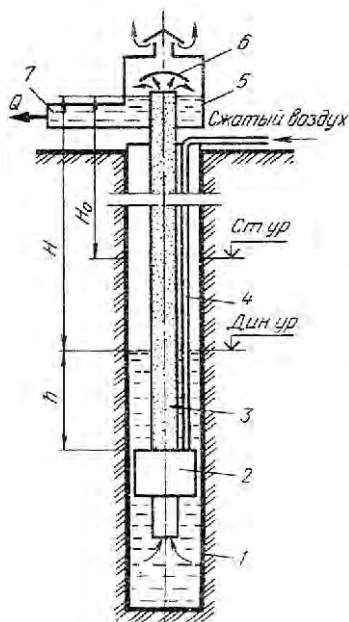


Рис. 4.10. Схема эрлифта:

- 1 — обсадная труба; 2 — воздухосборник с форсунками; 3 и 4 — подъемная и воздушная трубы; 5 — водовоздушный резервуар; 6 — водоотделитель; 7 — трубопровод

чаще на практике используют таблицы, составленные по экспериментальным данным.

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

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

**Гидравлические тараны.** Эти устройства представляют собой автоматические водоподъемники, использующие для подъема воды силу гидравлического удара. Гидравлический таран располагают ниже уровня воды в источнике, причем подают воду выше этого уровня без затрат энергии, т. е.  $H > h$  (рис. 4.11).

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

КПД гидравлического тарана

$$\eta = \frac{qH}{Qh},$$

где  $q$  — подача тарана;

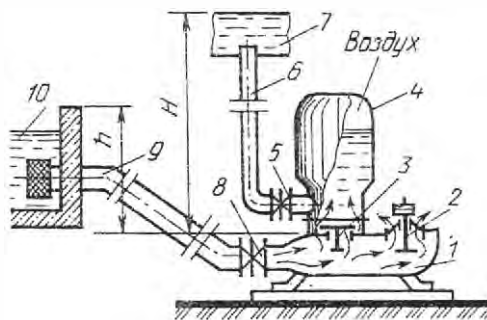


Рис. 4.11. Схема гидравлического тарана:

1 - смывость стока воды; 2 - перепускной клапан; 3 — клапан кляшья; 4 — кляшья для воздуха и воды; 5 - задвижка с обратным клапаном; 6 - нагнетательная труба; 7 - резервуар подъема воды; 8 - задвижка водостока; 9 — трубопровод водостока; 10 — резервуар

$H$  — высота подъема воды;  
 $Q$  — расход рабочей воды;  
 $h$  — высота падения (перепад).

Для увеличения водоподачи устанавливают несколько гидравлических таранов, работающих самостоятельно и нагнетающих воду в один и тот же запасной резервуар. Такие установки называются гидротаранными батареями. Гидравлические параметры в этом случае определяют аналогично.

**Ротационные водоподъемники.** Эти установки служат для подъема воды за счет энергии водостока реки на высоту выше уровня этой реки. Водоподъемники состоят из витков трубы 2 (рис. 4.12, а), конец которой периодически погружается в воду, захватывает и при вращении перегоняет ее в резервуар 3. Труба вращается от водяного колеса 1. Давление, достигаемое в конце спиральной трубы, зависит от числа витков  $n$  и диаметра витков  $D$ . Так как каждый отдельный виток частично заполнен водой, то давление складывается из суммы витков. Воздух перемещается с водой по витку, сжимается, и под давлением сил сжатия порция воды поднимается по трубопроводу в резервуар 3.

Для увеличения высоты подъема воды сжатый воздух из воздушного колпака по трубе пропускается в водоподъемную трубу 7 в виде пузырьков, которые, смешиваясь с водой, образуют водовоздушную смесь. При этом создается такой же эффект, как в эрлифте. Подача ротационного водоподъемника зависит от глубины погружения оголовка (начального витка спиральной трубы) в воду. Если заданы глубина погружения  $a$  оголовка, диаметр спиральной трубы  $d$ , диаметр витка  $D$  и частота вращения  $n$ , то подача установки

$$q = \frac{W - W'}{60} n = \frac{\pi d^2 D n}{240} \left( 1 - \frac{\alpha}{360} \right),$$

где  $W$  — емкость одного витка спиральной трубы;  
 $W'$  — емкость части витка трубы, заполненного воздухом;

$\alpha = a \frac{360}{D}$  — центральный угол, зависящий от глубины погружения  $a$  оголовка в воду.

Несмотря на низкую подачу, ротационную установку можно использовать на орошении небольших участков, а также для подачи воды на более высокий уровень, чем водоподъемники.

**Инерционные водоподъемники.** Принцип действия заключается в том, что водоподъемная труба 7 (рис. 4.12, б) от привода совершает возвратно-поступательное движение. В тот момент, когда труба движется вниз, вода по инерции еще перемещается вверх и, преодолевая обратный клапан 9, заполняет ее. Инерционный водоподъемник в данном случае приводится в действие от ветродвигателя. Такая установка

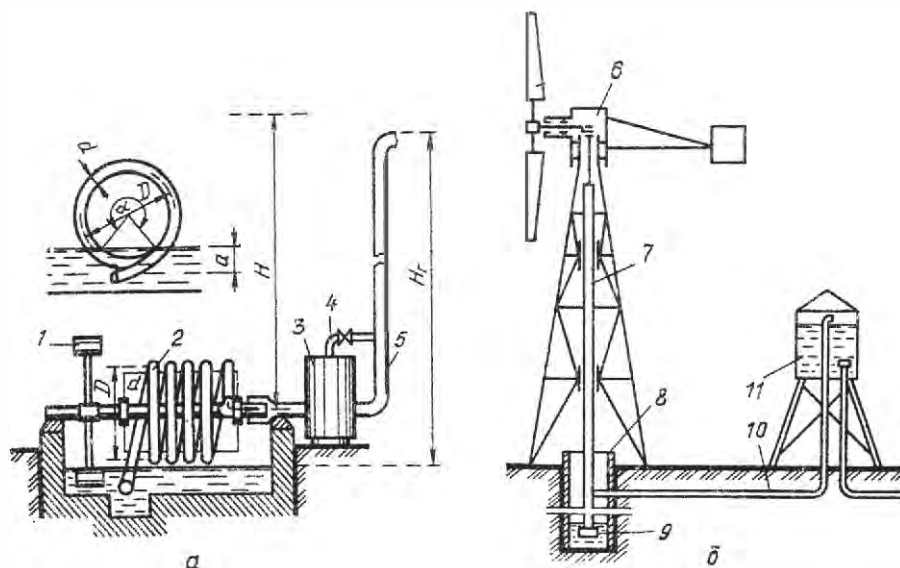


Рис. 4.12. Схемы ротационного (а) и инерционного (б) подъемников:

1 — водяное колесо; 2 и 7 — водозаборная и водоподъемная трубы; 3 и 11 — резервуары;  
 4 и 5 — трубопроводы; 6 — ветродвигатель; 8 — шахтный колодец; 9 — обратный клапан;  
 10 — нагнетательный трубопровод

ка может поднимать воду из колодцев глубиной до 15 м, обеспечивая подачу воды до 20 м<sup>3</sup>/сут.

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

В особых производственных условиях используют и другие водо-подъемные устройства.

## 4.6. ВЕНТИЛЯТОРЫ

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

Радиальный вентилятор представляет собой лопастное рабочее колесо турбинного типа, расположенное в спиральном корпусе. При вращении колеса воздух, поступающий через входное отверстие, попадет в каналы посредством лопастей колеса. Под действием возникающих центробежных сил он перемещается по этим каналам, собирается в спиральном корпусе и переходит в выпускное отверстие. Радиальный вентилятор состоит из трех основных элементов: лопастного радиально-го колеса 1 (рис. 4.13,а), спирального корпуса 2 и станины с валом и

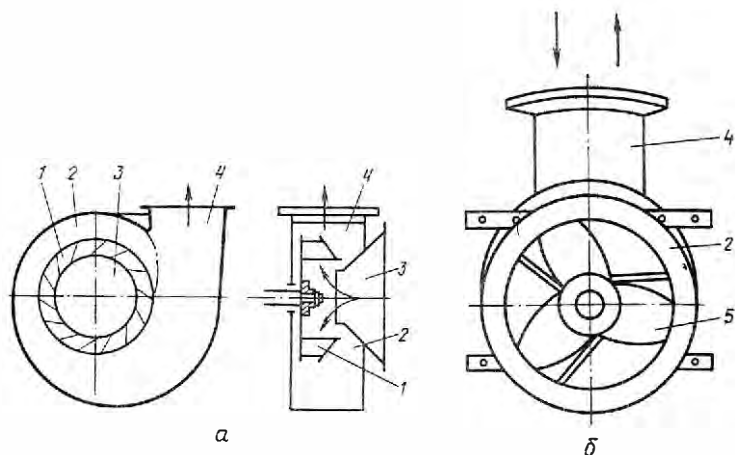


Рис. 4.13. Схемы радиального (а) и осевого (б) вентиляторов:  
1 - рабочее колесо; 2 - корпус; 3 - входное отверстие; 4 - нагнетательный патрубок;  
5 - пропеллер

подшипниками. Вентиляторы, у которых колеса вращаются по ходу часовой стрелки при наблюдении со стороны всасывания, называются *правыми*, а против хода часовой стрелки - *левыми*. При обратном вращении колеса производительность вентилятора резко уменьшается, но реверсирования не происходит.

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

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

Осевой вентилятор (рис. 4.13,б) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе лопастное рабочее колесо пропеллерного типа. При его вращении поступающий через входное отверстие воздух под действием лопастей перемещается, при этом давление увеличивается. Обычно такие вентиляторы используют при давлении 30...300 Па. Осевые колеса реверсивны. При изменении направления вращения изменяется и направление воздуха.

Осевые вентиляторы целесообразно использовать при проветривании помещений и т. п.

#### 4.7. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

*Объемными гидромашинами* называют насосы и гидромоторы, в которых периодически изменяются объем камеры, занимаемый жидкостью, и ее сообщение с впускным или выпускным трубопроводом.

Насосы направляют рабочую жидкость в систему с повышенной энергией, значение которой зависит от давления. Они должны обеспечить такую подачу и количество жидкости, чтобы преодолеть сопротивление, возникшие в системе.

Гидромоторы потребляют энергию рабочей жидкости и передают ее рабочему органу, а жидкость через выходной патрубок уходит в резервуар.

Принципиально насосы и гидромоторы - обратимые машины. Однако отдельные узлы, например, системы распределения рабочей жидкости, уплотнения узлов, могут быть разными.

Гидронасосы и гидромоторы подразделяют по следующим признакам:

по принципу действия - с постоянным объемом и регулируемые с постоянным и реверсивным потоком;

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

Рабочий процесс в гидромашине проходит в камерах. Рабочая камера - это пространство, ограниченное рабочими поверхностями элементов, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей жидкости. Рабочий цикл включает в себя следующие процессы: в насосах - всасывание и нагнетание; в гидромоторах - нагнетание и вытеснение. Камеры высокого и низкого давления, нагнетания и всасывания (вытеснения) различают по распределению рабочей жидкости, которое может быть торцевым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым. К основным параметрам объемных гидромашин относятся: рабочий объем  $q_0$ , давление  $p$  (номинальное  $p_{ном}$ , максимальное  $p_{max}$ ); частота вращения  $n$  (номинальная  $n_{ном}$ , минимальная  $n_{min}$  и максимальная  $n_{max}$ ); крутящий момент  $M_{кр}$  и КПД (объемный  $\eta_0$ , механический  $\eta_m$ , гидравлический  $\eta_h$ ).

Рабочий объем  $q_0$  - основная характеристика любой объемной гидромашин непрерывного действия - показывает, какой объем рабочей жидкости проходит через гидромашину за один оборот вала. Величина  $q_0$  определяется отношением расхода рабочей жидкости  $Q$  к частоте вращения  $n$  выходного вала, т. е.

$$q_0 = Q/n.$$

Момент на валу гидромашин

$$M = 0,159 q_0 \Delta p \eta,$$

где  $q_0$  - рабочий объем, см<sup>3</sup>/об.;



$\Delta p = p_n - p_c$  (здесь  $p_n$  и  $p_c$  - давление нагнетения и слива, МПа);  
 $\eta$  — КПД гидромашинны.

Тогда

$$\eta = \eta_o \eta_m \eta_r.$$

Объемный КПД

$$\eta_o = Q_n / Q_r,$$

где  $Q_n$  - действительный расход жидкости;  
 $Q_r$  - теоретический расход (подача).

Тогда

$$Q_n = Q_r - \Delta Q_{\text{сум}},$$

где  $Q_{\text{сум}}$  — суммарные объемные потери в гидромашине.

Гидравлический КПД

$$\eta_r = p_n / p_r,$$

где  $p_n$  и  $p_r$  — действительное и теоретическое давления.

Механический КПД

$$\eta_m = N_r / N_n,$$

где  $N_r$  - снимаемая (подводимая) мощность;  
 $N_n$  - теоретическая мощность.

Уравнение движения гидромотора

$$I_m \omega = M - M_z - M_{\text{тр}},$$

где  $I_m$  - момент инерции гидромотора;  
 $M_z$  - момент нагрузки;  
 $M_{\text{тр}}$  - момент потери.

Мощность гидромашинны

$$N = \Delta p Q_r \eta.$$

## Глава 5

### ВОДОСНАБЖЕНИЕ

#### 5.1. ОСОБЕННОСТИ И ИСТОЧНИКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В связи с большой неравномерностью использования воды на объектах сельского хозяйства схемы сельских водопроводных сетей отличаются от городских. Мощности сельских водозаборных сооружений превышает среднее водопотребление, а водопроводные сети, перекачивающие воду на большие расстояния, работают под давлением, значительно отличающимся в начале и конце магистрали.

Система сельскохозяйственного водоснабжения должна соответствовать технологии сельскохозяйственного производства, учитывать всех потребителей, отвечать современным техническим и санитарным требованиям.

Таким образом, сельское водоснабжение должно обеспечивать подачу воды в любое время суток в необходимом количестве, соответствующего качества и при нужном давлении.

К основным мероприятиям по организации и устройству водоснабжения относятся: выбор источников, забор и подача воды в магистраль, очистка воды и распределение ее между потребителями.

Источники водоснабжения выбираются в зависимости от условий и технико-экономических обоснований. Основные источники - поверхностные воды (реки, озера, пруды и т. д.). При выборе источников водоснабжения из открытых водоемов должны учитываться обеспеченность в маловодные годы и санитарные требования. Наибольшее предпочтение отдается рекам, затем озерам и водохранилищам.

Подземные воды образуются главным образом вследствие просачивания (инфильтрации) атмосферных и поверхностных вод в верхнюю часть земной коры. Однако подземные воды нередко сильно минерализованы. По химическому составу подземные воды подразделяются на пресные с содержанием сухого остатка до 1,3 г/л, солоноватые - 3...10,

соленые - 10...250, сильносолёные - 25...30 и растворы - свыше 30 г/л.

Питьевая вода должна иметь слабощелочную или нейтральную реакцию (рН 6,7...7). Содержание кальция и магния не должно превышать 7 мг.экв., а мутность - не более 1,5 мг/л. Для забора и подъема из недр земли подземных вод требуются дополнительные машины и оборудование.

Рассмотрим классификацию подземных вод.

1. *Верховодка* - это воды, залегающие в верхних слоях земли, ненапорные, связанные с весенним снегозадержанием или длительными дождями. Загрязненные на поверхности воды без соответствующей очистки, как правило, для водоснабжения не используются.

2. *Грунтовые воды* залегают над первым водоупорным слоем на небольшой глубине. Эти воды обычно ненапорные, и сбор воды проводится в шахтных колодцах. Уровень грунтовой воды изменяется вследствие метеорологических факторов и геологических условий.

3. *Межпластовые ненапорные* или с местным напором воды залегают на значительной глубине. Над этими водами располагается водоупорный пласт. Забор воды производится через скважины с подачей глубинными насосами на поверхность земли.

4. *Напорные (артезианские) воды* занимают весь водоносный пласт между водоупорными слоями. Уровень воды в основном зависит от атмосферного давления. При вскрытии этих вод буровыми скважинами вода поднимается или даже фонтанирует на поверхность земли. Когда водоносные пласты выходят на поверхность, образуется родник. Для использования подземных вод в целях водоснабжения необходимо оценить мощность, глубину залегания водоносных пластов и качество воды.

## 5.2. ВОДОНАПОРНЫЕ БАШНИ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ

Учитывая неравномерность водопотребления в течение суток, а также нестабильность напора в водопроводных сетях, устанавливают водонапорные башни. Они предназначены для накопления воды во время малого водопотребления и покрытия пиковых расходов за счет резерва башни. Кроме этого напор в водонапорной башне обеспечивает самотеком заполнение разводящих водопроводных сетей независимо от давления в магистральном водоводе или давления глубинных насосов скважин. Основные параметры водонапорной башни - объем резервуара и высота отметки. Объем (емкость) водонапорной башни определяется соотношением водозабора и подачи воды в резервуар. Используя график

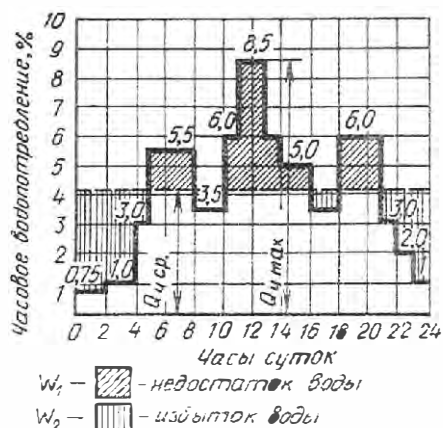


Рис. 5.1. Суточный график водопотребления

водопотребления (рис. 5.1), легко определить дефицит воды в баке - максимальную в течение суток разницу между расходом воды и количеством ее поступления в бак. В момент минимального расхода подача осуществляется непрерывно, чему также должен соответствовать объем башни.

Максимальная разница между расходом и приходом воды определена площадью  $W_1$  и  $W_2$ , что будет соответствовать расчетному объему резервуара башни. В необходимых случаях также предусматривается хранение в баке воды на противопожарные и питьевые нужды. Кроме того, высоту емкости увеличивают на глубину для отстоя (15...20 см) и на 25...30 см для случая перелива. Таким образом, расчет объема бака водонапорной башни сводится к определению минимально необходимого запаса воды.

Вместимость бака можно определить на основании совмещенных графиков водопотребления и водоподачи. Суточные графики водопотребления (часовой и интегральный) строят с использованием типовых графиков водопотребления, максимального суточного объема водопотребления и результатов расчета.

Графики водоподачи зависят от вида работы насосной станции. Рассматривают три возможных режима работы: круглосуточный, двухсменный (непрерывно в течение 14 ч) и повторно-кратковременный (автоматическое по мере надобности включение и выключение насосов).

При круглосуточной работе насосов (непрерывно в течение 24 ч) на интегральный график водопотребления (рис. 5.2) наносят график

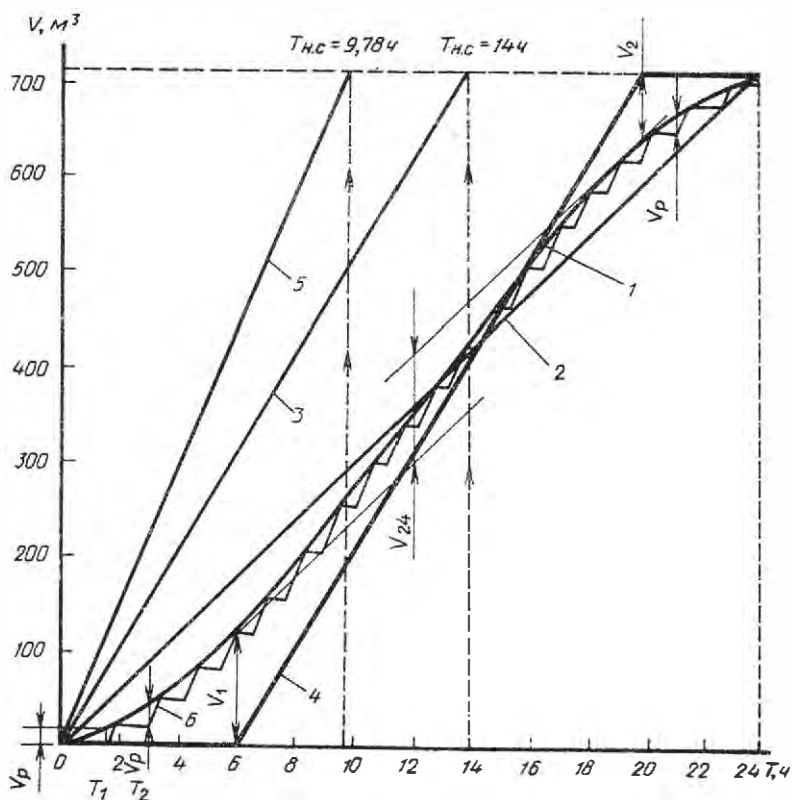


Рис. 5.2. Интегральный график водоснабжения

водоподачи, который представляет прямую, соединяющую начало и конец графика водопотребления. Тогда

$$Q_n = V_{\max} / 24,$$

где  $Q_n$  — расход насоса;

$V_{\max}$  — максимальный объем бака.

Регулирующий объем бака  $V$  водонапорной башни в рассматриваемом случае определяется как вертикальный отрезок между касательными линиями, проведенными к интегральному графику водопотребления параллельно графику водоподачи.

При двухсменной работе насосной станции (непрерывно в течение 14 ч) на график водопотребления наносят вспомогательную прямую 3,

характеризующую подачу насосов. Эту прямую проводят через начало координат и точку, соответствующую подаче полного объема максимального суточного водопотребления в течение 14 ч. Очевидно, что расход насосов в этом случае

$$Q_n = V_{\max} / 14.$$

Для построения графика водоподачи проводят параллельно вспомогательной линии прямую, которая должна возможно ближе прилегать к графику водопотребления. Точка пересечения этой прямой с прямой времени будет соответствовать рациональному моменту включения насосов, а верхний конец прямой - моменту выключения.

Кроме рассмотренного наклонного участка прямой график водоподачи включает два горизонтальных отрезка. Один из них совпадает с осью времени от начала суток до момента включения насосов, а другой на участке от момента выключения насосов до конца суток соответствует максимальному суточному водопотреблению.

Регулирующий объем башины  $V$  в этом случае определяется как сумма двух вертикальных отрезков, соединяющих концы наклонного отрезка графика водоподачи с кривой водопотребления, т. е.

$$V_{14} = V_1 + V_2.$$

При повторно-кратковременной (автоматической) работе насосной станции определяют подачу насоса

$$Q_n = Q_{\max} + Q_{\text{пож}} - Q_{\text{вт}},$$

где  $Q_{\max}$  — максимальный часовой расход водопотребления;

$Q_{\max}$  — противопожарный расход;

$Q_{\text{вт}}$  — расход второстепенных водопотребителей на производстве (полив территории, душ, мытье полов, очистка технологического оборудования).

Если расход насосов, вычисленный по рассмотренной формуле, окажется меньше максимального часового расхода водопотребления, то принимают  $Q_n = Q_{\max}$ .

Вычисляют время непрерывной работы насосов для подачи максимального суточного объема водопотребления по формуле

$$T = V_{\max} / Q_{\text{н}}$$

На графике водопотребления строят вспомогательную прямую, характеризующую подачу насосов. Она проходит через начало координат и точку, соответствующую объему максимального суточного водопотребления, выданного за время  $T$ .

Предварительно намечают регулирующий объем бака  $V_p$  в пределах 2...5 % объема максимального суточного водопотребления и определяют полный объем бака водонапорной башни, т. е.

$$V_6 = \beta(V_p + V_s),$$

где  $\beta$  — коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насосов ( $\beta = 1, 2, \dots, 3$ );

$V_s$  — запас воды, обеспечивающий в течение 10 мин одновременную подачу противопожарного и максимально-часового расхода воды в сутки с максимальным водопотреблением.

По графику водоподдачи определяют число включений насоса в сутки, а затем среднее число в 1 ч. Если оно превысит 2...4 в 1 ч, то следует выбрать типовую башню с большим объемом. При этом больший предел допускается для малых насосов с мощностью до 10 кВт.

Высота водонапорной башни должна обеспечивать поддержание достаточного напора в разводящих водопроводных сетях, т. е.

$$H_6 = h_{\text{сет}} + h_{\text{св}}$$

где  $H_6$  — напор водонапорной башни (высота отметки до дна башни);

$h_{\text{сет}}$  — потери напора в разводящих водопроводных сетях;

$h_{\text{св}}$  — свободный напор самого удаленного и высоко расположенного потребителя (диктующая точка).

Кроме этого в системе водоснабжения также применяют напорно-регулирующие резервуары, заменяющие водонапорные башни. Эти емкости располагают подземно. Вода подается из них насосами. На внутренних водонапорных сетях устанавливают пневматические установки с тем же назначением, что и водонапорные башни. Насосы выбирают по справочным таблицам и графикам в зависимости от погребного расхода воды. По рабочей точке определяют все параметры насоса.

### 5.3. СООРУЖЕНИЯ ДЛЯ ЗАБОРА ПОВЕРХНОСТНЫХ И ПОДЗЕМНЫХ ВОД

Вода из источников водоснабжения забирается с помощью водозаборных сооружений. В зависимости от вида источника эти сооружения делятся на водозаборные сооружения подземных вод и сооружения для забора воды из поверхностных источников. Подземные воды забираются посредством колодцев. Колодцы делятся на *шахтные* (рис. 5.3), применяемые при глубине до 25...30м, и *трубчатые* (рис. 5.4) - при глубине залегания водоносного горизонта до 150 м.

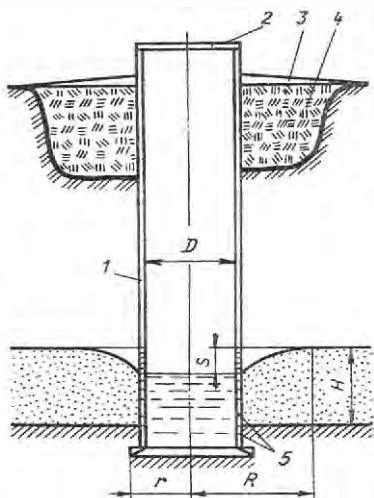


Рис. 5.3. Схема шахтного колодца:

1 — ствол; 2 — крышка; 3 — отсыпка; 4 — сливной замок; 5 — боковые отверстия и щели;  $R$  — радиус вливающей;  $H$  — водоносный слой;  $S$  — понижение уровня;  $r$  — радиус колодца;  $D$  — диаметр ствола

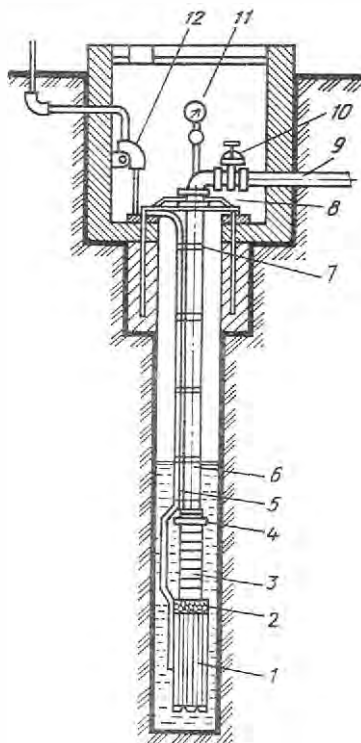


Рис. 5.4. Схема трубчатого колодца (скважины):

1 — электродвигатель; 2 — сетка-фильтр; 3 — насос; 4 — нагнетательный литрбок; 5 — электрокабель; 6 — водо-подъемная труба; 7 — крешление электро-кабеля; 8 — опорная рама; 9 — напорный трубопровод; 10 — вентиль; 11 — манометр; 12 — ввод электросети



Шахтные колодцы широко используют для массового и индивидуального пользования (см. рис. 5.3). Их строят механизированным способом с применением колодцекопателей КШК-25, КШК-30 и КШК-40. По своей конструкции шахтные колодцы состоят из шахты (ствола), оголовка, фильтра и отстойника. Перед устройством колодца должны быть исследованы наличие водоносных горизонтов и качество воды.

Основной элемент колодца - ствол, выполненный из железобетонных колец, дерева, трубы и т. д. Фильтр подбирают в зависимости от грунтово-гидрологических условий, притока воды и производительности применяемой водоподъемной установки. Обычно на шахтных колодцах применяются фильтры из пористого бетона, гравия и др. При крупнопесчаных водоносных грунтах колодцы могут быть и без фильтров. Шахтные колодцы вследствие подбора фильтров без должного учета грунтово-гидрологических условий и несоответствия производительности водоподъемной установки дебиту воды в колодце подвергаются заиливанию.

Воду поднимают из шахтных колодцев вручную (ведрами), а также с использованием ленточных водоподъемников (стационарных ВЛМ-100, передвижных АПЛВУ-1 и КПЛВУ-1), плавающими насосами ПН-10, пневмонасосами и в некоторых случаях лопастными насосами и ветронасосными агрегатами. Следует заметить, что глубина всасывания насосов не превышает 7...8 м.

Трубчатые колодцы (скважины) состоят из оголовка, эксплуатационной колонны, водоприемной части (фильтра) и отстойника (см. рис. 5.4). Скважина сооружается буровыми установками с применением ударно-канатного, роторного и вращательного бурения. Имеются установки для бурения водных скважин различных глубин (от 50 до 500 м и более). Используют различные водяные фильтры, применяемые в скважинах. Широкое распространение находят следующие фильтры: трубчатые с круглой и щелевой перфорацией, трубчатые стержневые, каскадно-стержневые, проволочные, гравийные обсыпные, гравийные кожуховые, гравийно-блочные и др. Вода поднимается из скважин центробежными, поршневыми, штанговыми и другими насосами.

Вода забирается из открытых источников (рек, озер, прудов) насосами: лопастными, объемными и объемно-инерционными.

#### 5.4. НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Выбор типа водозаборных сооружений в большой степени зависит от особенностей используемого природного водоема, пределов сезонных

колебаний уровня воды в реках, степени загрязненности воды источника, ледовых условий, характера грунта русла реки. Водозаборные сооружения из поверхностных источников кроме обеспечения бесперебойного получения требуемого количества воды из природного источника выполняют также функции предварительной механической очистки забираемой воды, защиты от попадания в нее льда, а также рыбы. Все это учитывают при выборе места расположения водозабора, его типа и оборудования.

Различают следующие типы водозаборных сооружений: береговые, русловые, островные, плавучие, донные, инфильтрационные и др.

В сельских условиях, как правило, готовят водозабор (рис. 5.5...5.7), обеспечивая соответствующий уклон берегов и достаточную глубину в месте забора воды.

Рассмотрим основные гидроэлементы насосной станции. Всасывающий трубопровод монтируют от насоса к воде. Он должен быть коротким, с наименьшим числом колен и непрерывным подъемом к насосу, чтобы не создавать воздушных мешков. Скорость движения воды во всасывающих трубопроводах 1...1.5 м/с. Диаметр трубы обычно равен диаметру всасывающего патрубка насоса. Насосы обеспечивают забор и подачу воды. В паспортных данных даны их характеристики, а также приводятся размер и масса, что важно при размещении в насосных станциях.

Расчетные параметры центробежного насоса определяют по следующим формулам:

подача

$$Q = \pi D B_2 v_2 \eta;$$

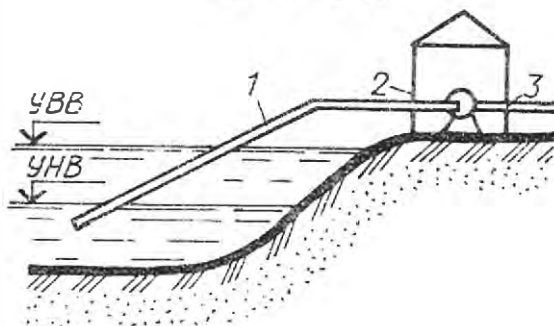


Рис. 5.5. Схема руслового водозабора без водоприемной камеры:  
1 и 3 - всасывающий и нагнетательный трубопроводы; 2 - насосная станция;  
УВВ и УНВ - уровни высоких и низких вод

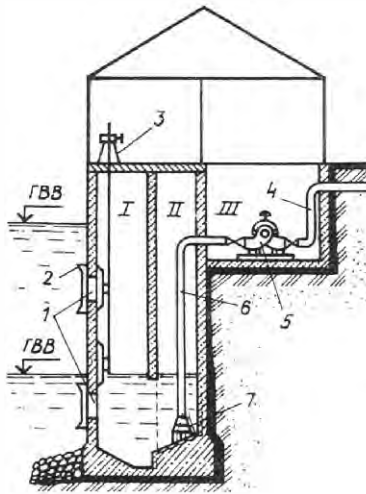


Рис. 5.6. Схема берегового водозабора с водоприемной камерой:  
 I — водоприемная камера; II — камера всасывающих труб; III — насосная станция;  
 1 — водоприемные окна; 2 — решетка; 3 — подъемник затвора; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — насосный агрегат; 6 — всасывающая труба насоса; 7 — сетка водозаборника

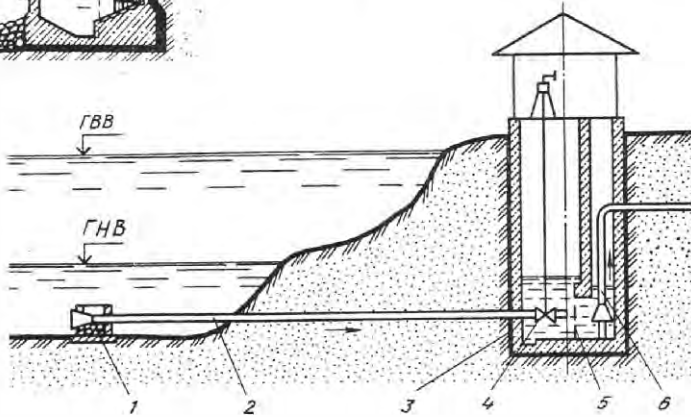


Рис. 5.7. Схема руслового водозабора с самотечной линией:  
 1 - оголовок водозабора; 2 - самотечная труба; 3 - береговой володец; 4 - задвижка; 5 — фильтр; 6 — трубопровод; ГВВ и ГНВ — горизонты высоких и низких вод

ПОЛНЫЙ НАПОР

$$H_{II} = H_{вс} + H_{наг}$$

ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ

$$H_{вс} = h_{вс} + h_{пот.вс}$$

ВЫСОТА НАГНЕТАНИЯ

$$H_{наг} = h_{наг} + h_{пот.наг}$$

потребная мощность на валу насоса, кВт,

$$N = \frac{\gamma Q H}{102 \eta};$$

коэффициент быстроходности рабочего колеса

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}};$$

частота вращения колеса напора, мин<sup>-1</sup>,

$$n = \frac{n_s H^{3/4}}{3,65 \sqrt{Q}};$$

коэффициент полезного действия

$$\eta = \eta_v \eta_m \eta_o;$$

необходимая мощность двигателя для работы насоса, кВт,

$$N_d = \frac{Q H k}{102 \eta_v \eta_m \eta_o},$$

где  $D$  — диаметр рабочего колеса;

$B_2$  — ширина нагнетательного патрубка;

$v_2$  — абсолютная скорость воды;

$\eta$  — КПД насоса ( $\eta = 0,5 \dots 0,93$ );

$H_u$  — полный напор насоса;

$H_{вс}$  — напор во всасывающей магистрали;

$H_{наг}$  — напор в нагнетательной магистрали;

$h_{вс}$  — высота всасывания;

$h_{пот.вс}$  — потери напора во всасывающей линии;

$h_{наг}$  — высота нагнетания;

$h_{пот.наг}$  — потери напора в нагнетательном трубопроводе;

$\gamma$  — плотность жидкости;

$\eta_v$  — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в насосе;

$\eta_m$  — механический коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_o$  — объемный КПД насоса;

$k$  — коэффициент запаса мощности ( $k = 1,05 \dots 1,5$ );

$\eta_d$  — КПД двигателя;

$\eta_{пер}$  — КПД механической передачи ( $\eta_{пер} = 0,90 \dots 0,97$ ).

Таковыми же методами определяют параметры лопастных насосов других типов.

Напорный трубопровод отходит от насоса и выполнен из стальных труб. Скорость воды в трубах 1,5...2,5 м/с. На напорном трубопроводе в зоне насосной станции устанавливают задвижки, водомеры, обратные клапаны и другое оборудование для ввода соответствующих схем гидросистемы.

Один из важнейших параметров, характеризующих трубопроводы, - диаметр труб. В справочниках даны наружный, внутренний диаметры трубы (иногда вместо внутреннего диаметра приводится толщина стенки) и так называемый условный проход. Последний представляет собой округленное значение внутреннего диаметра, которое может отличаться от фактического до 10 %.

Внутренний диаметр трубы определяет ее пропускную способность и используется в расчетах.

В системах водоснабжения применяют асбестоцементные, полимерные, стальные и чугунные трубы.

Для изготовления труб используют полиэтилен высокой (ПВП) и низкой (ПНП) плотности. Полиэтилен ПВП применяют для более прочных труб. Допускается использовать трубы для хозяйственно-питьевого назначения при температуре воды, не превышающей 30 °С.

Полиэтиленовые трубы имеют наружные диаметры 25...400 мм и толщину стенок 2...25,5 мм. Маркировка полиэтиленовых труб ПВН 63 С/1 означает, что труба изготовлена из полиэтилена высокой плотности с наружным диаметром 63 мм и относится к среднелегкому типу.

Стальные трубы в водоснабжении служат для внутренних водопроводных сетей.

Стальные водогазопроводные трубы выпускают без покрытия (черные) и оцинкованные. Различают три категории: Л (легкие), О (обыкновенные) на давление до 1 МПа и У (усиленные) - до 1,6 МПа. Условный проход выпускаемых труб 6...150 мм, толщина стенок 1,5...5,5 мм.

Трубопроводную арматуру классифицируют: по назначению - запорная, регулирующая, предохранительная, контролирующая; по принципу действия привода - приводная (например, вентили) и самодельствующая (клапаны); по роду привода - ручная, механическая, электрическая, пневматическая, гидравлическая; по материалу корпуса - чугун, сталь, цветные металлы, пластмассы; по материалу рабочих органов - пластмасса, резина, латунь и т.п.; по конструкции присоединения - фланцевая, муфтовая, приводная; по давлению - низкого и высокого

давления, вакуумная; по положению запорных органов - нормальная, прямооточная и угловая.

Арматуру подбирают по условному проходу, а также по условному, пробному и рабочему давлению. Условное давление - давление среды, на которое рассчитан данный вид арматуры при температуре 20 °С. Пробное давление - наибольшее давление, при котором проводилось гидравлическое испытание. Рабочее давление - давление, при котором эксплуатируют данное устройство.

Запорная арматура предназначена для выключения отдельных участков водопроводной сети, переключения движения воды по линиям, регулирования работы сети в целях создания в ней оптимальных гидравлических условий. В качестве запорной арматуры на трубопроводах с условным проходом 50 мм и выше применяют задвижки.

В качестве запорной арматуры, особенно для трубопроводов малых диаметров ( $d < 50$  мм), получили широкое распространение вентили, присоединяемые к трубопроводу на резьбе (муфтовые вентили). При условном проходе 40...200 мм применяют вентили, присоединенные фланцами.

Вентили изготавливают из латуни, чугуновой стали (они отличаются формой корпуса). Латунные вентили - муфтовые, с условным проходом 15...50 мм, рассчитаны на давление до 1,6 МПа. Чугунные вентили выпускают с проходом 15...200 мм на давление до 1,6 МПа. Стальные вентили с условным проходом 40...125 мм и фланцевые соединения рассчитаны на давление до 2,5 МПа.

В качестве запорной арматуры служат пробковые краны. Их выпускают из латуни и чугуна с условным проходом 15... 100 мм.

Защитная арматура включает клапаны различного вида. Обратные клапаны устанавливают на трубопроводах для обеспечения движения жидкости только в одном направлении. Клапаны по движению рабочего органа делятся на подъемные и поворотные. Подъемный клапан совершает возвратно-поступательное движение, а поворотный - возвратно-вращательное.

Обратные поворотные клапаны применяют чаще всего на насосных станциях для защиты насосов от гидроудара и опорожнения напорного бака через насос (при отсутствии приемного клапана).

Обратные приемные клапаны устанавливают на входе во всасывающий трубопровод центробежных насосов для заполнения водой насоса в трубопроводе перед пуском. Следует отметить, что приемный клапан считается самым ненадежным звеном насосной установки, поэтому необходимо постоянно контролировать его работу, а в ответ-

ственных случаях вместо него использовать для заливки насосов специальные вакуум-насосы либо резервуары с необходимым запасом воды.

Предохранительные клапаны предназначены для выпуска воды в атмосферу при повышении давления в трубопроводе (например, при гидравлическом ударе) выше заданного. По конструкции предохранительные клапаны аналогичны подъемным обратным. Отличие состоит в том, что предохранительный клапан дополнительно нагружен пружиной или набором грузов. Меняя натяжение пружины или груза, можно регулировать давление, при котором клапан открывается.

Контрольная арматура включает расходомеры (счетчики), которые служат для измерения расхода воды, подаваемой насосами и расходомерами потребителями. В зависимости от конструкции рабочего органа расходомеры подразделяются на крыльчатые и турбинные. Крыльчатые расходомеры (марка ВК) выпускают с условным проходом 15... 40 мм. Они подключаются к трубам посредством резьбового соединения. Ось крыльчатого рабочего колеса расположена перпендикулярно к оси трубопровода. Вращение колеса с помощью многоступенчатого редуктора преобразуется во вращение указателей.

Турбинные расходомеры типов ВВ и ВТ выпускают с условными проходами 50...200мм. Они рассчитаны на измерение больших расходов, чем крыльчатые. Рабочим органом служит турбина, ось которой расположена вдоль оси трубопровода. Турбинные расходомеры присоединяются фланцами. Крыльчатые и турбинные расходомеры устанавливаются горизонтально. Направление движения воды должно соответствовать стрелке на корпусе. Давление воды не должно превышать 1 МПа.

Кроме условного прохода и давления расходомеры характеризуются: минимальным и максимальным расходами, которые можно измерять при заданной точности; расходом, при котором потеря напора в расходомере равна 10 м. Например, для расходомера ВК-40 этот расход равен  $6,3 \text{ м}^3/\text{ч}$  (40 - условный проход, мм).

Автоматизация насосных станций обеспечивает бесперебойную и экономную подачу воды. По степени автоматизации они могут быть разделены на две группы: полуавтоматические, в которых первоначальный импульс на включение или остановку агрегата подается дежурным (дальнейший же процесс совершается автоматически); полностью автоматизированные, не требующие обслуживающего персонала (все операции по управлению агрегатами и установками, а также контроль за ними осуществляется автоматически, в определенной

последовательности и в соответствии с принятым технологическим режимом).

Начало автоматического процесса определяется подачей командного импульса от какого-либо автоматического устройства, контролирующего положение уровня воды, и др.

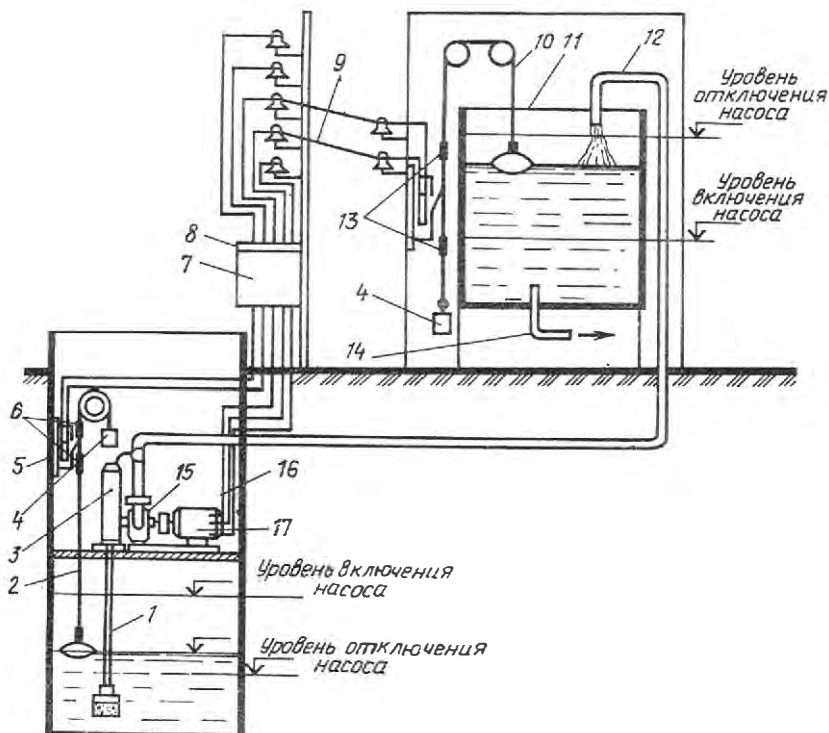


Рис. 5.8. Принципиальная схема автоматической водопячки.

- 1, 12 и 14 - соответственно всасывающая, нагнетательная и водозаборная трубы; 2 - поплавковый привод; 3 - бак; 4 - груз; 5 - выключатель поплавкового реле; 6 - упоры поплавкового реле нижнего резервуара; 7 - магнитный пускатель; 8 - пусковой щит; 9 - привод управления; 10 - поплавковый привод верхнего резервуара; 11 - верхний резервуар; 13 - ограничитель; 15 - центробежный насос; 16 - привод; 17 - электродвигатель

В насосных станциях автоматизированы: переключение питания электродвигателя; поддержание постоянного напряжения на зажимах электродвигателя; подготовка насосного агрегата к пуску; пуск и остановка агрегата; контроль за напором и подачей насоса, состоянием магистральных водопроводов в аварийных ситуациях с целью прекращения подачи воды в сеть.