



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

Багайов 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, гидропневмотранспорта, 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, выбирать 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 узлах 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 Δm , заключенной в этом объеме, к самому объему ΔV , т. е. $\rho_{\text{ср}} = \Delta m / \Delta V$.

Плотность при равномерном распределении массы, 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 $\rho = \text{const}$.

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, 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	ρ , кг/м ³	γ , Н/м ³
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 $\alpha_{\text{ж}}$, представляющим собой физическую величину, выражающую относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1 °C, т.е.

$$\alpha_{\text{ж}} = \Delta V / V_0 / \Delta t,$$

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

$$V = V_0 + \Delta V = V_0(1 + \alpha_{\text{ж}} \Delta t).$$

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

$$\rho = \rho_0 / (1 + \alpha_{\text{ж}} \Delta t),$$

где ρ_0 — начальная плотность.

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

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

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 Δp . При изменении температуры от t_1 до t_2

$$\Delta p = E_{\text{ж}} (\alpha_{\text{ж}} - \alpha_{\text{м}}) (t_2 - t_1),$$

где $E_{\text{ж}}$ — объемный модуль упругости жидкости;

$\alpha_{\text{ж}}$ и $\alpha_{\text{м}}$ — температурные коэффициенты объемного расширения жидкости и металла, из которого изготовлен гидравлический элемент.

Однако, поскольку для распространенных рабочих жидкостей с объемным модулем сжатия $E_{\text{ж}} = 1400 \dots 2000$ МПа плотность ρ при давлениях порядка 15...20 МПа незначительно отличается от плотности ρ_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 τ 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 μ — 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 μ к плотности ρ жидкости, которое называется коэффициентом кинематической вязкости, т. е.

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

Единица измерения коэффициентов динамической вязкости - Н/(м² · с) (пуаз), кинематической вязкости - м²/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 μ и ν (табл. 2).

Таблица 2.

Зависимость коэффициента кинематической вязкости ν некоторых жидкостей от температуры

Жидкость	Коэффициент кинематической вязкости (в см ² /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;
 τ — время истечения жидкости.

При замере вязкости с помощью вискозиметра Энглера используют относительные вязкости. Время истечения 200 см³ 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 (Е°), 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.

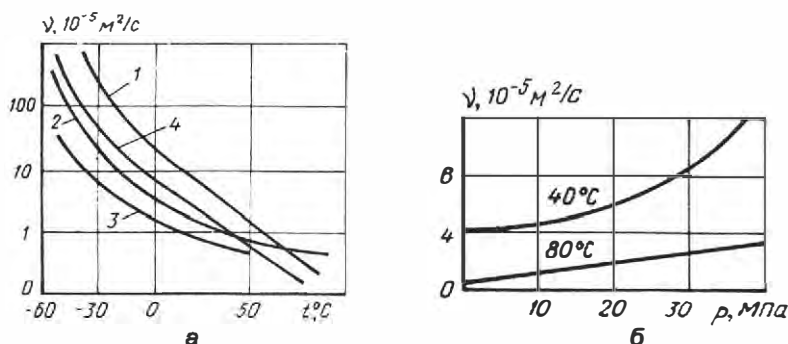


Рис. 1.1. Зависимости вязкости жидкостей:
а - от температуры (1 - АУ; 2 - АМГ-10; 3 - ЖРМ; 4 - М-10Г); б - от давления

Температурный предел работоспособности минеральных жидкостей для закрытых систем ограничивается значением 120°C. Коэффициент теплопроводности минеральных жидкостей $K_m = 0,3 \text{ ккал} / (\text{см} \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C})$ - количество теплоты, проходящее в 1 с через слой толщиной 1 см и площадь 1 см². 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

$$\nu_p = \nu (1 + k p),$$

где ν_p и ν — коэффициенты кинематической вязкости при давлении p и атмосферном;

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

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 ₂	М-10Г ₂	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, %	0,005	0,005	0,0015	0,015	0,015	—		Отсутствие	
воды, не более		Следы		Следы	Следы		880 · 10 ⁻⁵	Отсутствие	
Плотность при 20°С, Н/см ³ , не более		905 · 10 ⁻⁵		905 · 10 ⁻⁵	900 · 10 ⁻⁵			885 · 10 ⁻⁵	890 · 10 ⁻⁵

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_{κ} до ее насыщения, прямо пропорционален давлению на поверхности раздела:

$$V_r = k_r V_{\kappa} \frac{p_2}{p_1},$$

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.

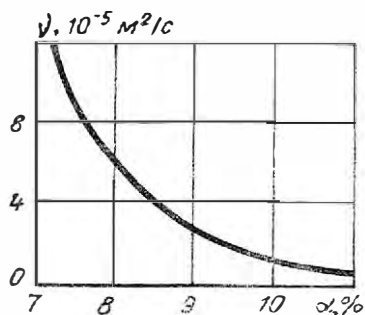


Рис. 1.2. Зависимость вязкости жидкости от содержания в ней воздуха

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 $p_{н.п.}$. 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 магистральных гидросистемах сжимаемость жидкости создает эффект жидкостной пружины. Жидкость - упругое тело, которое подчиняется закону Гука при некотором допущении. Коэффициент относительного объемного сжатия β 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);

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

Величина, обратная β , 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⁻¹ 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_d , так как мгновенные изменения давления происходят по закону адиабаты:

$$E_d = V \frac{dp}{dV},$$

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 $E_a - 1,15 E_x$.

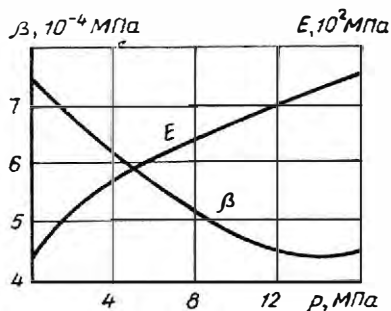


Рис. 1.3. Зависимость модуля объемной упругости и коэффициента сжимаемости от давления жидкости

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 отработке 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 ΔV_v воздуха при сжатии газогидравлической смеси в изотермическом режиме найдем из следующего соотношения:

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

где Δp — изменение давления.

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

жидкости фазы газогидравлической смеси при изменении давления на Δp

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

Изменение всего объема гидравлической смеси

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

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 .

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

где $V_{\text{г}}$ - 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. $\sigma_0 = F / S$. 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 σ и касательное τ 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 σ_{xx} , а у касательных различны - τ_{xy} , τ_{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

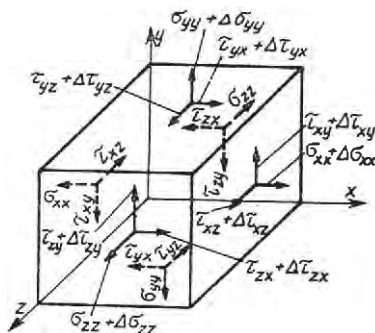


Рис. 2.1. Схема напряжений, действующих в жидкости

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 ΔS - площадь соответствующей грани, σ и τ - 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 Δz 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 σ_{xx} запишем в виде

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

где p — давление;

σ^*_{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 жидкостей:

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

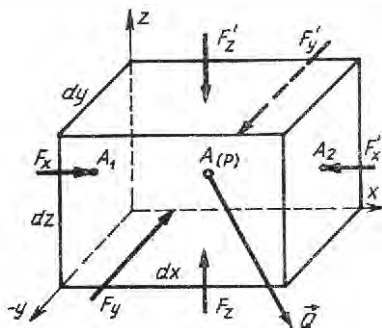


Рис. 2.2. Схема к выводу уравнения равновесия жидкости

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

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

Упростив выражение, получим

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

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 γ на заглубление точки под уровень свободной поверхности h .

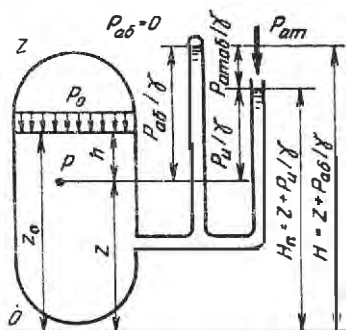


Рис. 2.3. Схема к пояснению давлений и выводу основного уравнения гидростатики

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/γ - 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 нее 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 $z + \frac{p}{\gamma} = H_{\Sigma} = \text{const}$, 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 γh , 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

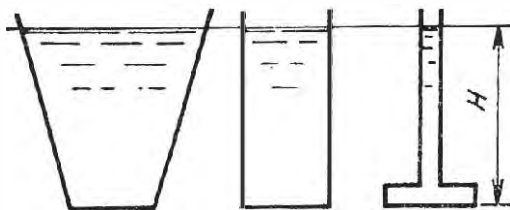


Рис. 2.4. Схема к объяснению гидростатического парадокса

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 $p = p_{аб} + \gamma h$, 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/м². В технике обычно применяют кратные единицы: 1 кПа = 1000 Па или 1 МПа = 10⁶ 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/см² (1 кгс/см² = 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 ± 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 γ_1 и γ_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

$$p_c + \gamma_1 h_1 = p_a + \gamma_2 h_2$$

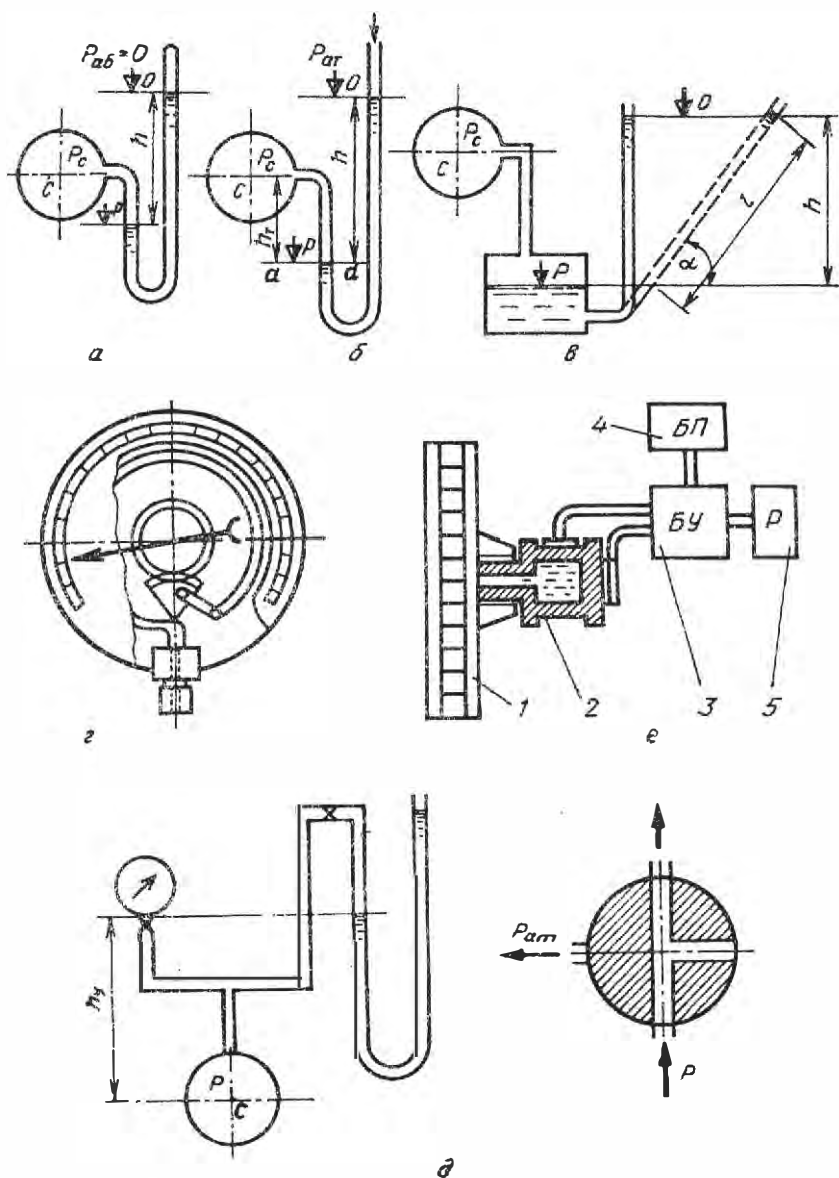


Рис. 2.5. Схемы и устройства для измерения давления:
 а - двухтрубный манометр абсолютного давления; б - двухтрубный манометр (вакуумметр) избыточного давления; в - однетрубный пьезометр; г - пружинный манометр; д - дифференциальный манометр; е - электрическим методом; 1 - трубопровод; 2 - тензометрический 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 γ — 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 ∇_p - отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с резервуаром, в котором измеряется давление; ∇_a - отсчет по трубке, соединенной с атмосферой; ∇_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 / γ .

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/см²), 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 , от точки измерения давления (рис. 2.5, δ), будет содержать абсолютную систематическую погрешность, которая может быть определена по закону гидростатики

$$\Delta p = \gamma h,$$

где γ — 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 - 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) устанавливают 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 оттуда поступает на регистрирующий прибор (Р) 5. Последний может быть с лучевой или цифровой индикацией.

2.4. СИЛА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПЛОСКИЕ ФИГУРЫ. ЭПЮРЫ 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 α . 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:

$$F_{\Pi} = \int_S p_1 dS' \quad \text{и} \quad F_{\tau} = \int_S \gamma h dS.$$

Сила F_{Π} (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.

$$F_{\Pi} = \int_S p_1 dS = p_1 \int_S dS$$

или

$$F_{\Pi} = p_1 S$$

Сила F_{τ} (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 α и γ - величины постоянные, получим

$$F_{\tau} = \int_S \gamma h dS = \gamma \sin \alpha \int_S y dS$$

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 2.6 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

$$F_{\tau} = y h_c S.$$

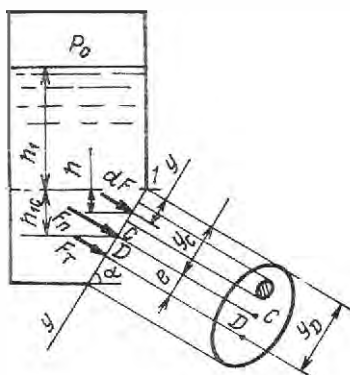


Рис. 2.6. Схема определения силы давления на плоскую поверхность

Тогда сила гидростатического давления

$$F = F_p + F_\gamma = p_1 S + \gamma h_c S = (p_1 + \gamma h_c) S.$$

Но $p_1 + \gamma h_c = p_c$, где p_c - давление в центре тяжести клапана. Следовательно,

$$F = p_c S.$$

Во многих случаях требуется знать не силу гидростатического давления, а создаваемый ею момент M , который удобнее вычислять как сумму моментов составляющих, т. е. $M = F_p l_p + F_\gamma l_\gamma$ где l_p и l_γ - плечи соответственно сил Паскаля и весового давления жидкости. Для их определения надо знать точки приложения указанных двух сил.

Как уже говорилось выше, давление p_1 передается во все точки фигуры одинаково, поэтому точкой приложения силы Паскаля является центр тяжести фигуры C .

Для определения точки приложения силы весового давления жидкости F_γ найдем момент соответствующей силы, действующей на элементарную площадку относительно горизонтальной оси, проходящей через верхнюю точку клапана (ось X):

$$dM = y dF_\gamma = \gamma y h dS = \gamma \sin \alpha y^2 dS.$$

Чтобы получить момент силы, действующей на всю фигуру, нужно проинтегрировать полученное выражение

$$M = \int_S \gamma \sin \alpha y^2 dS = \gamma \sin \alpha \int_S y^2 dS' = F_{\tau} y_D,$$

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

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

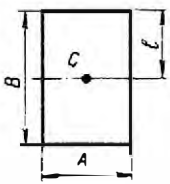
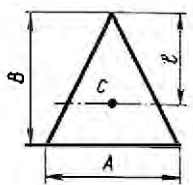
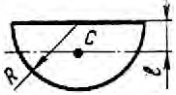
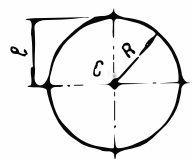
Сила весового давления приложена ниже, чем сила Паскаля. Тогда $e = I_C / y_C S$ представляет собой смещение точки приложения силы весового давления жидкости от центра тяжести фигуры C .

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

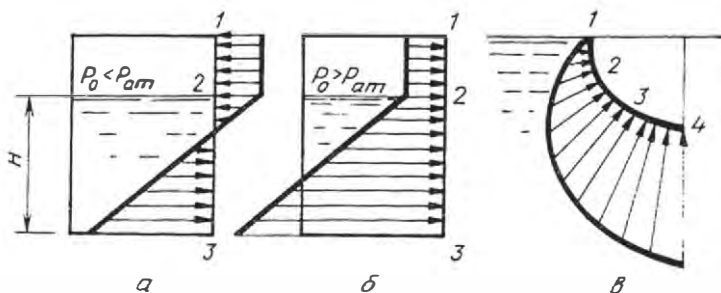


Рис. 2.7. Эпюры гидростатического давления: а...в - возможные варианты

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

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

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.

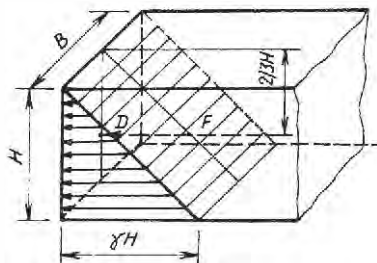


Рис. 2.8. Схема к определению силы гидростатического давления

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

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

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

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

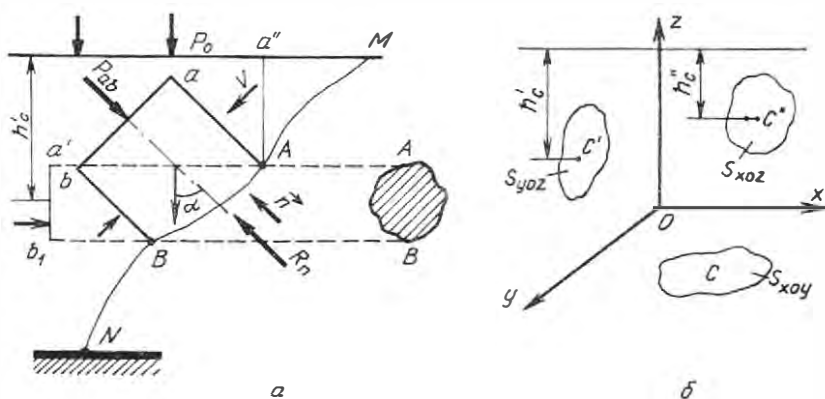


Рис. 2.9. Схема сил (а), действующих на криволинейную поверхность, и ее проекции (б) на координатные плоскости

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 .

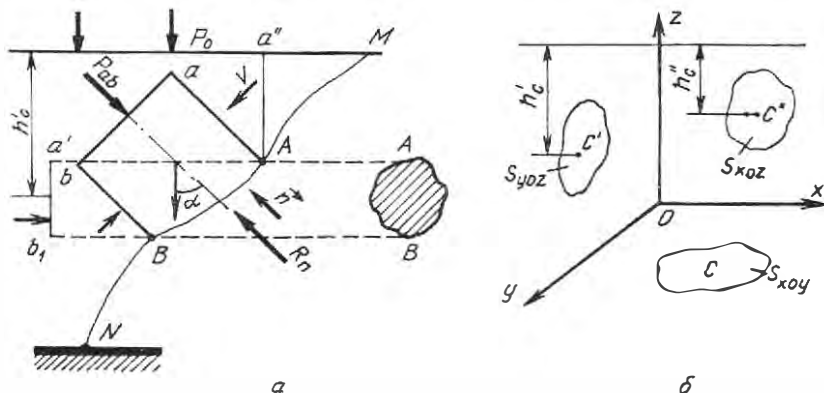


Рис. 2.9. Схема сил (а), действующих на криволинейную поверхность, и ее проекции (б) на координатные плоскости

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_x , F_y и F_z

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 / γ . 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/γ , без половинки шара. Следовательно,

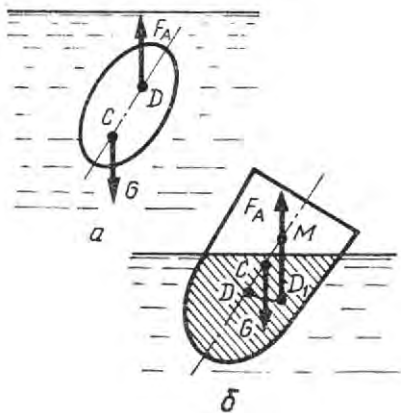


Рис. 2.10. Схема равновесия тела в подводном плавании (а) и устойчивость тел в надводном плавании (б)

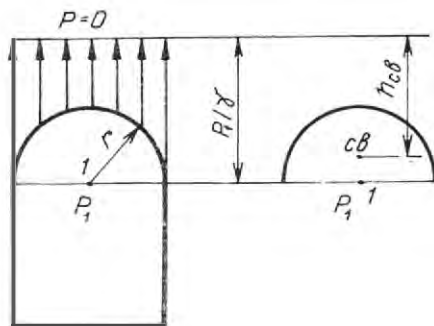


Рис. 2.11. Схема к расчету резервуаров

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

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,

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

Отсюда следует, что

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

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

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

Это уравнение плоскости, наклоненной к горизонту под углом α , причем $\tan \alpha = a/g$.

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 ω .

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

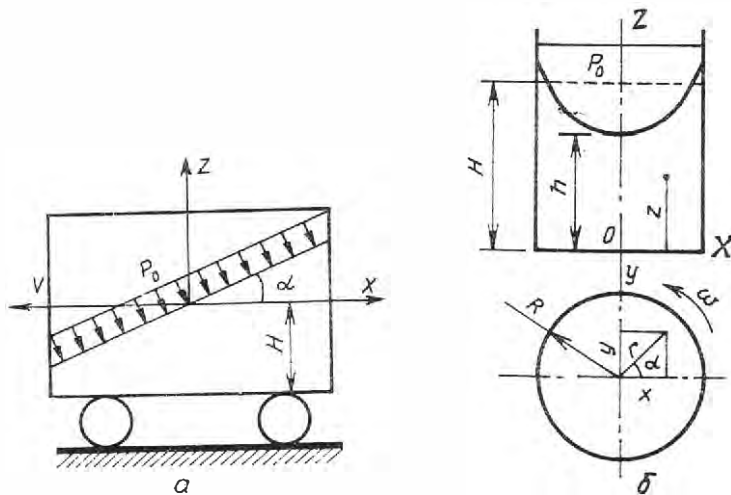


Рис. 2.12. Схемы распределения давления:
а - в резервуаре при поступательном равноускоренном перемещении;
б - во вращающемся вокруг вертикальной оси сосуде

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 интересные параметры, например скорости, а затем по правилам подобия определяют 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;

ρ — 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 $N_{\text{см}} = N_{\text{см}}$.

Величину $N_{\text{с}}$ 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 критерию Ньютона придают иной вид. Предположим, что процесс определяется только силами вязкости и инерции, тогда

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

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.

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

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 \bar{v} - местная средняя скорость. Местные средняя и мгновенная скорости связаны соотношением

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

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 Δl_1 от точки 1 наметим точку 2,

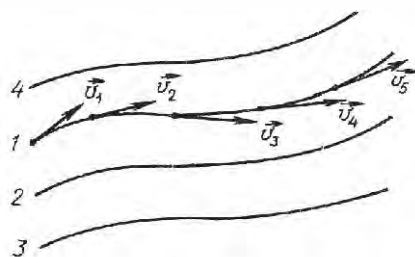


Рис. 3.1. Модель линий тока

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 поперечного сечения, представляющего собой поверхность, в

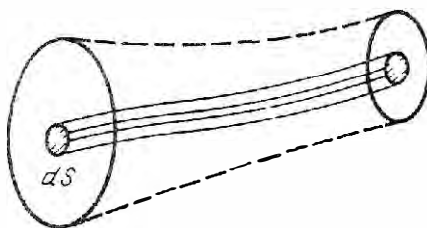


Рис. 3.2. Струйка тока

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 эпюрой скоростей. Эпюрой 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 - $\text{м}^3/\text{с}$, 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 χ . 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-

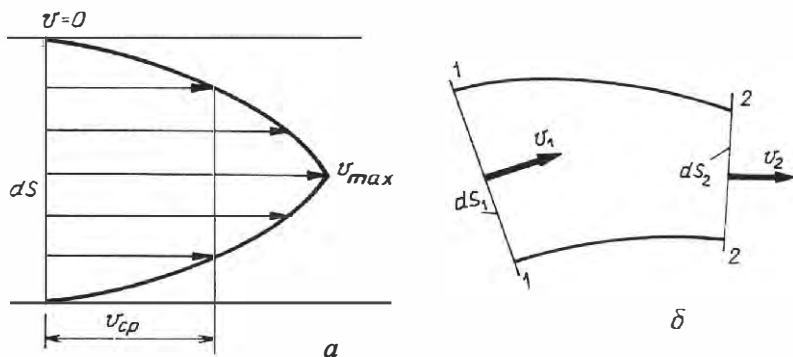


Рис. 3.3. Характеристики потока:
а - эпюра скоростей; б - неразрывность

менением формы эпюры скоростей и кривизной потока. В противоположном случае поток называют **неравномерным**. Практически принято считать поток **равномерным**, если угол конусности трубы меньше 10° , 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 представляется 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,

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

где v — средняя скорость потока жидкости;

d — диаметр трубопровода;

μ — коэффициент кинематической вязкости.

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

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

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 сохраняется, 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.

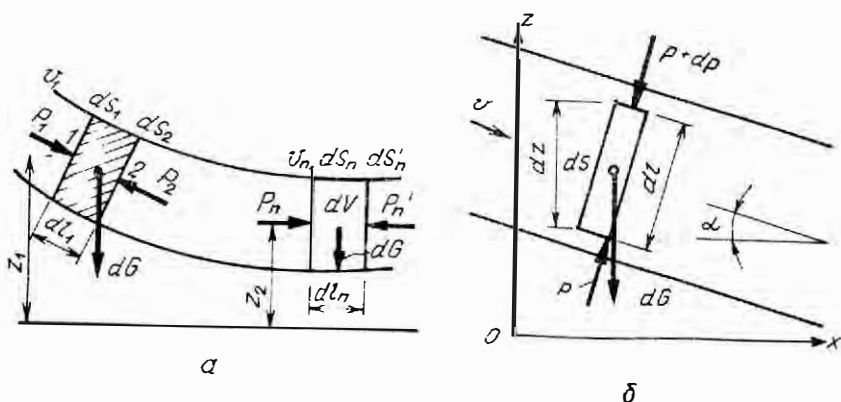


Рис. 3.4. Схемы:

а — к выводу уравнения Бернулли; б — 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 γdV , 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/γ - 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/γ . Значение p/γ представляет собой потенциальную удельную энергию потому, что указыва-

ет 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, $dN = H \gamma dQ$, где γdQ - 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 $z + \frac{p}{\gamma} = \text{const}$. 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 α :

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

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

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

Величина коэффициента α зависит от формы эпюры скоростей. Например, в равномерном потоке идеальной жидкости местные скорости во всех точках поперечного сечения из-за отсутствия трения равны v , 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

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

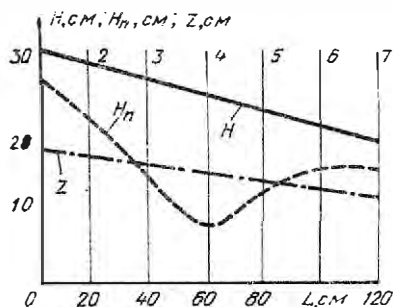


Рис. 3.5. Графическая иллюстрация уравнения Бернулли

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

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

$$\text{или } i_2 = \sin \nu,$$

где ν - 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;
- Δp - 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

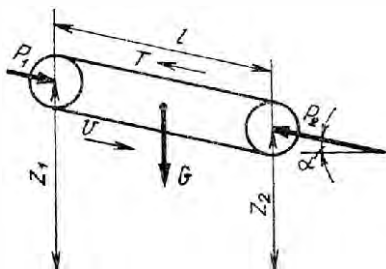


Рис. 3.6. Схема к выводу уравнения равномерного движения жидкости

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

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;

τ_0 — среднее касательное напряжение на стенке (трубы, канала);

χ — 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-

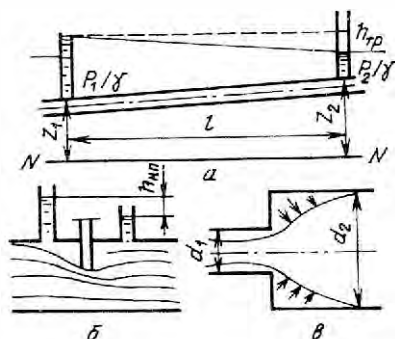


Рис. 3.7. Схемы потоков: а...в - возможные варианты

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_l и местных h_{mi} , т. е.

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

Потери 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 $i = h_l/l$ и $R = d/4$ (для круглого сечения), получим

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

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

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

где λ — 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 $Re = vd/\nu$, получим

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

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

Коэффициент λ зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Re), относительной шероховатости Δ , а также от формы выступов шероховатости. Для труб круглого сечения относительная шероховатость определяется по соотношению

$$\Delta = \Delta / d,$$

где Δ — характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость).

Вместо относительной шероховатости часто используется обратная ей величина — относительная гладкость d/Δ .

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 λ для крутых труб провел И. И. Никурадзе в 1933 г. Измерить и учесть естественную шероховатость было слишком трудно, поэтому он провел свои опыты с искусственной равнозернистой 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 Δ , 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 λ . Результаты исследований были представлены в виде графика (рис. 3.8, а), который носит имя Никурадзе. За относительную шероховатость было принято соотношение Δ/r , где r - геометрический радиус трубы.

На графике Никурадзе можно выделить пять видов зависимости (пять зон) коэффициента λ 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 λ

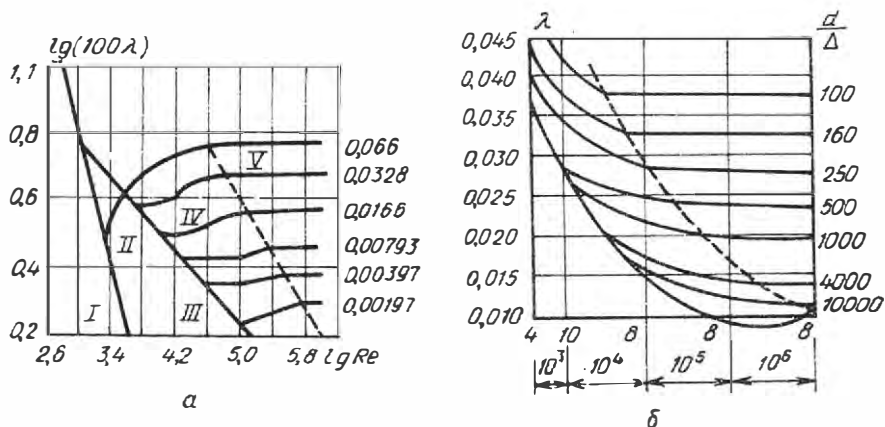


Рис. 3.8. Графики, характеризующие гидравлическое трение:
а - И. И. Никурадзе; б - Г. А. Мурина

не зависит от шероховатости стенок. В зоне ламинарного режима движения λ , 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

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

Ее особенность - хорошее совпадение величины λ 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 λ 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 $Re'_{\text{глад}} \approx 10 d/\Delta$.

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

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

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

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

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

IV. Зона переходного сопротивления при $\text{Re}'_{\text{пред}} < \text{Re} < \text{Re}''_{\text{пред}}$, где $\text{Re}''_{\text{пред}} = 500 d/\Delta$ - 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 $68/\text{Re}$ и Δ становятся соразмерными по величине, т. е. коэффициент λ зависит от числа Рейнольдса и шероховатости.

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

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 λ 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 λ 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

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

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

Q — расчетный расход воды в трубопроводе, м³/с;

l — длина трубопровода, м;

d — диаметр трубы, м.

Потери напора, возникающие при неравномерном движении в местах резкой деформации границ потока дополнительно к потери 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

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где ξ — 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

$$\xi = \frac{A}{Re} - \xi_{кв},$$

где A — коэффициент, определяемый видом сопротивления;

$\xi_{кв}$ — 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 $A/Re \ll \xi_{кв}$, поэтому можно принять $\xi \approx \xi_{кв}$. Учитывая, что местные сопротивления способствуют развитию турбулентности, в большинстве практических случаев можно значением A/Re пренебречь, поэтому во многих справочниках приводятся значения ξ 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.

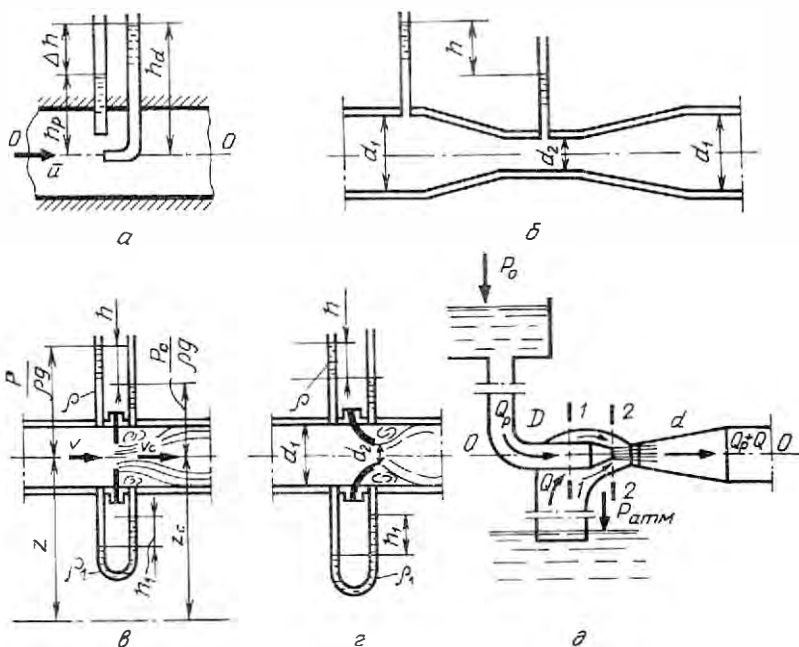


Рис. 3.9. Схемы устройств:

а - 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 $H_{п1} + H_{\pi} = H_{п2}$. Отсюда следует, что

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

и $v = \sqrt{2gH_{\pi}}$. 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 ΔH_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 μ — 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 ε — 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;

α_c и α_1 — коэффициенты кинетической энергии в сжатом и начальном

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

ξ — коэффициент, учитывающий гидравлические сопротивления на участке между первым и вторым сечением.

Принцип работы дросселирующего 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: вентилей, поворотов 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_p поток рабочей жидкости, выходящей из сопла с большой скоростью, и у стенок с расходом Q 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 $Q_p + Q$. 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 Δ), удельный вес жидкости γ (см. табл. 1), коэффициент кинематической вязкости ν (см. табл. 2). Составляем уравнение Бернулли для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае для сечений 1-1 и 5-5).

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

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

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;

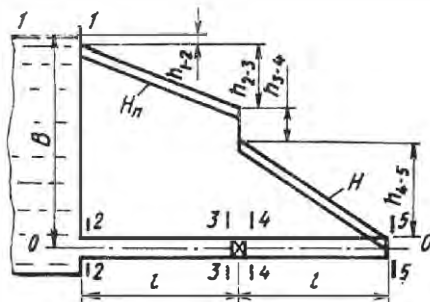


Рис. 3.10. Схема к расчету короткого трубопровода

$h_{3,4}$ — местные потери напора на внезапном сужении;
 h_{4-5} — потери напора по длине l на участке за краном.

После преобразования исходного уравнения получим

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

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

λ_{2-3} и λ_{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 α , ξ и λ . 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 $z_1 = H - a$; $z_8 = c$; $p_1 = p_8 = p_{\text{ат}}$; $v_1 = v_8 = 0$ (так как площади обоих резервуаров намного больше, чем площадь поперечного сечения трубопровода). Следовательно, действующий напор $H_d = H$. Кроме того, учтено, что скорость во всех сечениях трубы одинакова, поэтому индексы опускаются. Соответственно расчетное уравнение примет вид

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

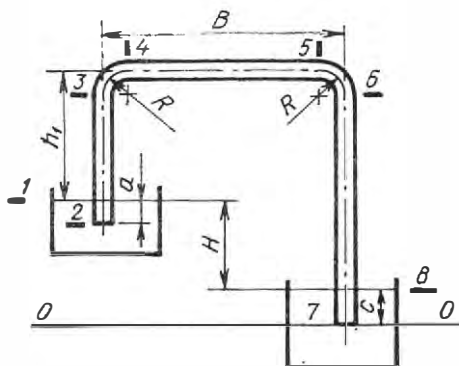


Рис. 3.11. Схема к расчету сифона

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;

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

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

$h_{5-6} = \xi_{\text{ш}} \frac{v^2}{2g}$ — 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;

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

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:

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

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

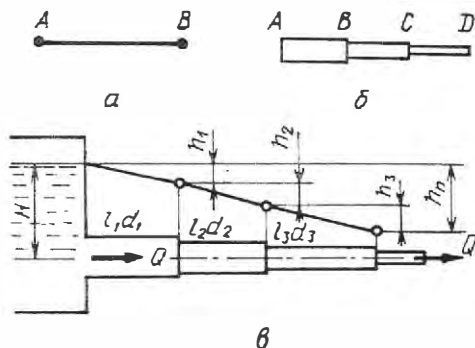


Рис. 3.12. Схемы простого трубопровода: с постоянным диаметром (а), состоящего из участков (б) и для расчета (в)

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

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

Пусть $k = Sc\sqrt{R}$ - модуль расхода, м /с. Коэффициент Шези s 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.

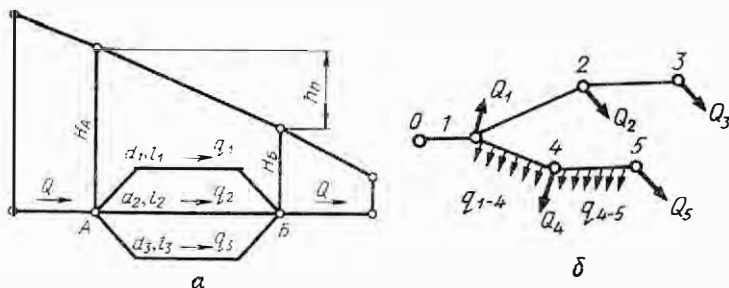


Рис. 3.13. Схемы к расчету трубопроводов при:
а - параллельном соединении; б - разомкнутой водопроводной сети

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 $n - k$.

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 ∇ — 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/γ , 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_Σ при расчете длинных трубопроводов

вычисляют по формуле

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

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

β — 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 β 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

$$h = k Q^n / d^p L,$$

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 ускорится 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 π — 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 ∇ , 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

$$Q = Q_{\tau} + 0,5Q_n,$$

где Q_{τ} — 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 наивыгоднейший 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 β . 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

$$Q_{т0-1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{n1-3};$$

$$Q_{т1-2} = Q_2;$$

$$Q_{т1-3} = Q_3;$$

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

$$Q_{0-1} = Q_{т0-1};$$

$$Q_{1-2} = Q_{т1-2};$$

$$Q_{1-3} = Q_{т1-3} + 0,5 Q_{n1-3}.$$

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)

$$h_p = H_{\text{к}} - [H]_{\text{к}} = H_1 - [H]_3.$$

Находят наибольший допустимый средний уклон в отводе

$$[i] = h_p / \sum l$$

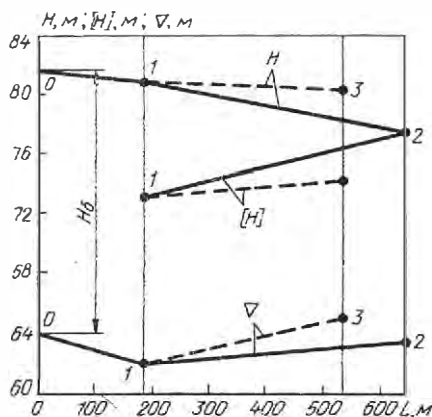


Рис. 3.14. График напоров

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 $\nabla = f_3(L)$, 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 ρ - плотность жидкости;

c - скорость распространения гидравлического удара;

Δv - 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;

δ — 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.

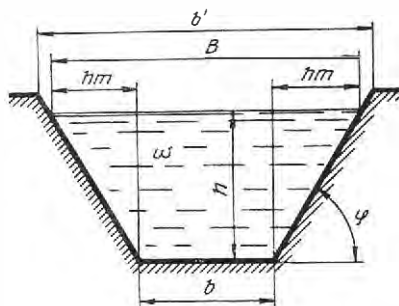


Рис. 3.15. Схема канала

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 χ — 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 δ 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 $(0,5 \dots 1) d$ (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 слабodeформированной, 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 ε , т. е.

$$S_c = \varepsilon S.$$

Наименьшее значение коэффициент ε 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

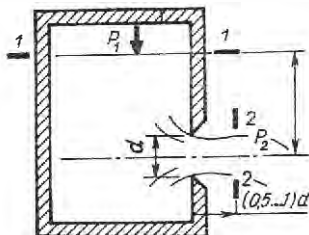


Рис. 3.16. Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

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

$$h + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + h_{\text{отв}}.$$

Потери, возникающие при обтекании отверстия, выразим, формулой

$$h_{\text{отв}} = \xi_{\text{отв}} \frac{v_0^2}{2g}.$$

Тогда

$$\frac{v_0}{2g} (1 + \xi_{\text{отв}}) = h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma},$$

откуда

$$v_0 = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{\text{отв}}}} \sqrt{2g \left(h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma} \right)},$$

где $\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \xi_{\text{отв}}}}$ — коэффициент скорости;

$H = h + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{p_{\text{ат}}}{\gamma}$ — напор истечения.

Расход жидкости

$$Q = \mu S v \sqrt{2gH},$$

где μ — коэффициент расхода;
 g — ускорение свободного падения.

Тогда $\mu = \varepsilon \varphi$.

Опыты показали, что для круглого отверстия $\varphi = 0,97$; $\xi_{\text{отв}} = 0,06$;
 $\varepsilon = 0,64$, 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 насадок, зависит от его типа и режима движения жидкости.

Потерю напора внутри насадка можно записать как

$$h_{\Sigma} = (\xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{расш}} + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g},$$

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 $Q_x = \mu S \sqrt{2gH_x}$.

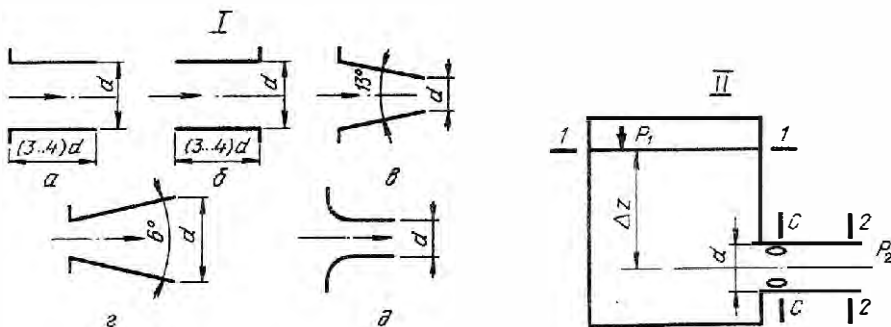


Рис. 3.17. Схема насадков (I) и истечения жидкости (II) через них: a — цилиндрический внешний; b — цилиндрический внутренний; c — конический сходящийся; e — конический расходящийся; d — конический

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 вытесало 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

$$|KD|_{\text{вых}} = \rho Q v dt.$$

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

$$R = -\rho Q v.$$

При истечении из отверстия

$$R = -2\mu\phi\gamma SH.$$

Подставляя для отверстия $\mu = 0,62$ и $\phi = 0,97$, получим

$$R_{отв} = -1,2\gamma SH.$$

Для внешнего цилиндрического насадка при $\mu = 0,82$ и $\phi = \mu$

$$R_{нас} = -1,346\gamma SH.$$

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:

$$N_{max} = \frac{mV^2}{2},$$

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
 η — 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 - поршневые, 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-

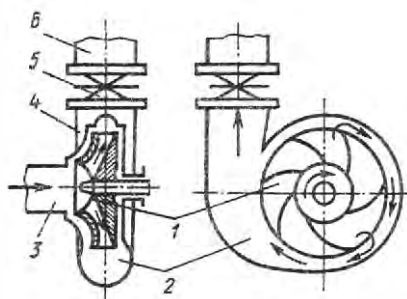


Рис. 4.1. Схема центробежного насоса:

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.

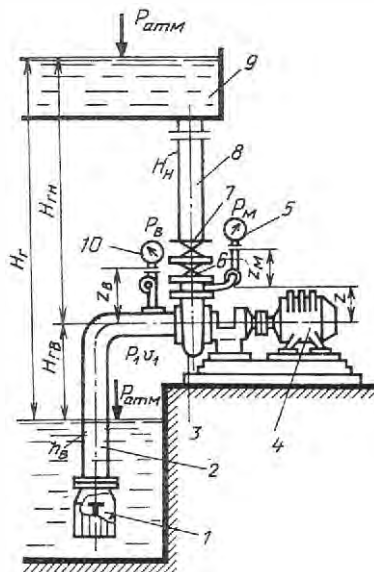


Рис. 4.2. Схема насосного агрегата:

1 - приемный клапан; 2 и 8 - всасывающий и напорный трубопроводы; 3 — насос; 4 - электро-
двигатель; 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 6, задвижка 7 и манометр 5, контролирующий давление в сети.

Насосные агрегаты могут быть оборудованы разными приборами автоматики. К гидравлическим параметрам насосного агрегата относятся: $H_{\text{в}}$ - высота гидравлического всасывания; $H_{\text{гн}}$ - высота гидравлического нагнетания; $H_{\text{г}}$ - 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.

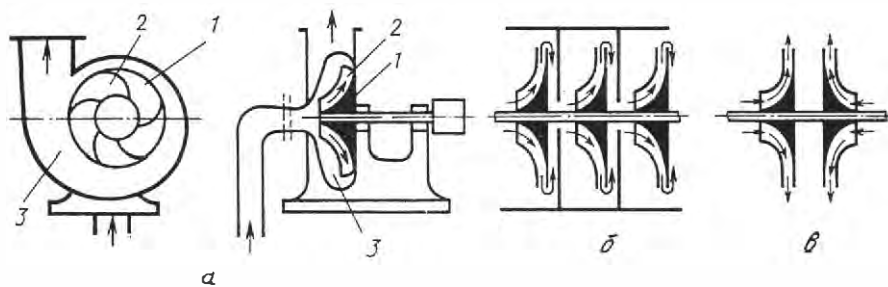


Рис. 4.3. Общая схема центробежного насоса (а) и схемы расположения рабочих колес многоступенчатых (б) и многопоточных (в) насосов:
1 - насосное колесо; 2 - лопасти; 3 - насосное пространство

$$Q = mq.$$

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

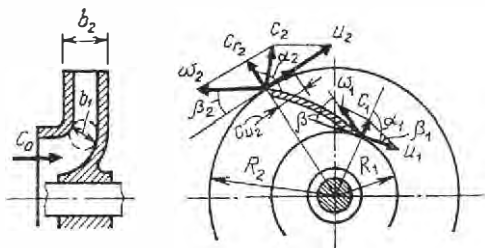


Рис. 4.4. Схема лопастей рабочего колеса

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

$$c_{r2} = c_2 \sin \alpha;$$

окружная составляющая абсолютной скорости

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha,$$

где α — угол между направлением абсолютной скорости и касательной к окружности;

i — 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, м³/с;

w — площадь живого сечения потока на выходе из рабочего колеса, м²,

D_2 и b_2 — диаметр и ширина рабочего колеса на выходе, м;

ψ — 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, 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 ρdV . 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 α_1 и α_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.

$$M = \frac{\gamma}{g} Q (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Умножая обе части данного уравнения на угловую скорость, получим

$$Mw = \frac{\gamma}{g} Q_{\tau} w (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1).$$

Выражение Mw представляет мощность N , развиваемую жидкостью на рабочем колесе. Мощность насоса как гидравлической машины может быть записана так:

$$N = \gamma Q_{\tau} H_{\tau} = \rho g Q_{\tau} H_{\tau}.$$

Следовательно,

$$Mw = \rho g Q_{\tau} H_{\tau}.$$

Учитывая, что $R_1 w = u_1$ и $R_2 w = u_2$, тогда можно записать

$$Q_{\tau} \gamma = \frac{\gamma}{g} Q_{\tau} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1).$$

Поделим обе части уравнения на $Q_{\tau} \gamma$ и получим основное уравнение теоретического напора (уравнение Эйлера), т. е.

$$H_{\tau} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g}.$$

Рабочее колесо имеет конечное число лопаток, которое можно оценить коэффициентом σ_z ($\sigma_z = 0,75 \dots 0,90$). Пусть $H = \eta_n H_{\tau}$, 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 α_1 был равен 90° . 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

$$H_{\tau} \approx u_2^2 g.$$

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

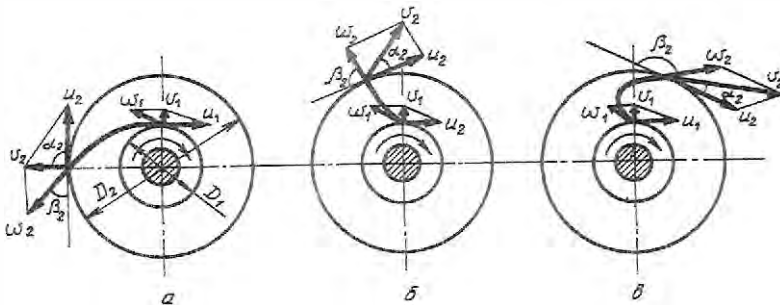


Рис. 4.5. Схема скоростей в зависимости от формы лопаток рабочих колес:
а - лопатки изогнуты в направлении движения воды; б - лопатки с радиальным направлением;
в - лопатки изогнуты против направления движения воды

лопаток (рис. 4.5,б), когда $\beta_2 = 90^\circ$ и $\alpha_2 < 90^\circ$, насос развивает значительный напор. В процессе дальнейшего увеличения угла β_2 более 90° (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 η_0 - объемный КПД насоса ($\eta_0 = 0,85 \dots 0,95$).

Высота всасывания. Высота всасывания $H_{г.в}$ (см. рис. 4.2) зависит от разрежения (вакуума), которое создается центробежным насосом на всасывающей стороне рабочего колеса. Теоретически высоту всасы-

вания (при полном вакууме) $h_{\text{вк}}$ для воды при нормальном атмосферном давлении находят по формуле

$$h_{\text{вк}} = \frac{P}{\gamma} = \frac{P_{\text{атм}} - P}{\rho g} = \frac{P_{\text{абс}}}{\gamma},$$

где P - показания вакуумметра на всасывающем трубопроводе;

γ - 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

$$h_s = H_{\text{вк}}^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_w,$$

где $H_{\text{вк}}^{\text{доп}}$ — 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 кинетического 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 лопасти 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

$$N = \frac{\eta Q H}{103 \eta},$$

где η — КПД насоса, равный отношению полезной мощности к мощности на валу насоса N , т.е. $\eta = N_u/N$.

При работе насоса имеют место следующие потери энергии: гидравлические, которые оцениваются гидравлическим (η_r), механические - механическим (η_m) и объемные - объемным (η_o) 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 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

$$w = Q_k / S_k,$$

где $Q_k = Q/z$ — расход жидкости, приходящейся на канал (здесь z — число лопаток);
 S_k — площадь сечения канала.

Тогда

$$w = \frac{Q_k}{z S_k} = k Q_k.$$

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 β_2 при постоянных значениях D_2, b_2, u_2 .

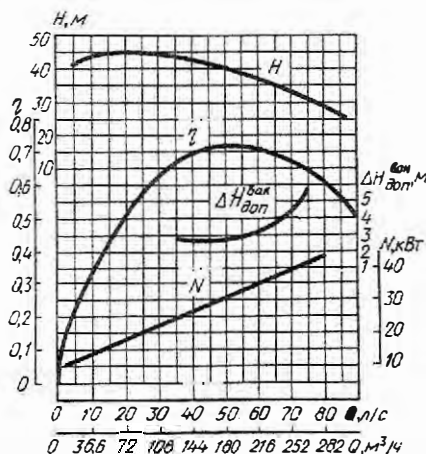


Рис. 4.6. Характеристика центробежного насоса

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

$$h_{тр} = H_{ст} + \frac{\lambda \frac{1}{d} + \sum \xi}{2g} u^2 = H_{ст} + kQ^2,$$

где $H_{ст}$ — статический напор.

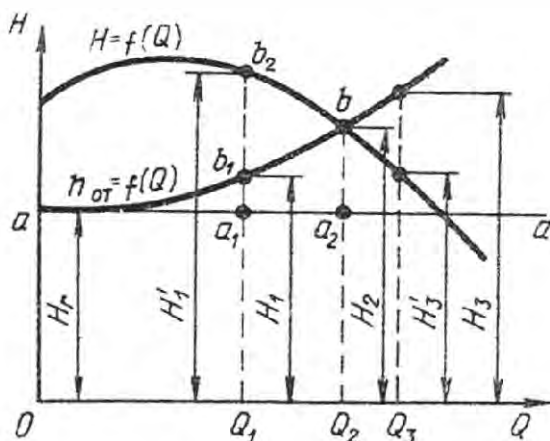


Рис. 4.7. Характеристика насоса и трубопровода (рабочая точка)

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, η). 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 $h_{зд}$ приводят к снижению КПД, так как теряемая мощность $N_{зд} = \rho g h_{зд} Q$.

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 насосов. 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 $Q-H_{\Sigma}$ 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 $Q-H_{\text{нп}}$ откладывают отрезки $aa' = a''a, bb' = bb'', cc' =$

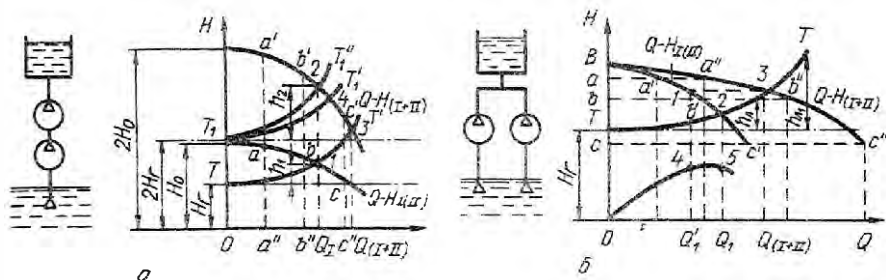


Рис. 4.8. Схема и характеристика последовательно (а) и параллельно (б) работающих насосов

сс", 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, комплектуют 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 $Q-H_{\text{ид}}$. Геодезическая высота подъема H_t 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

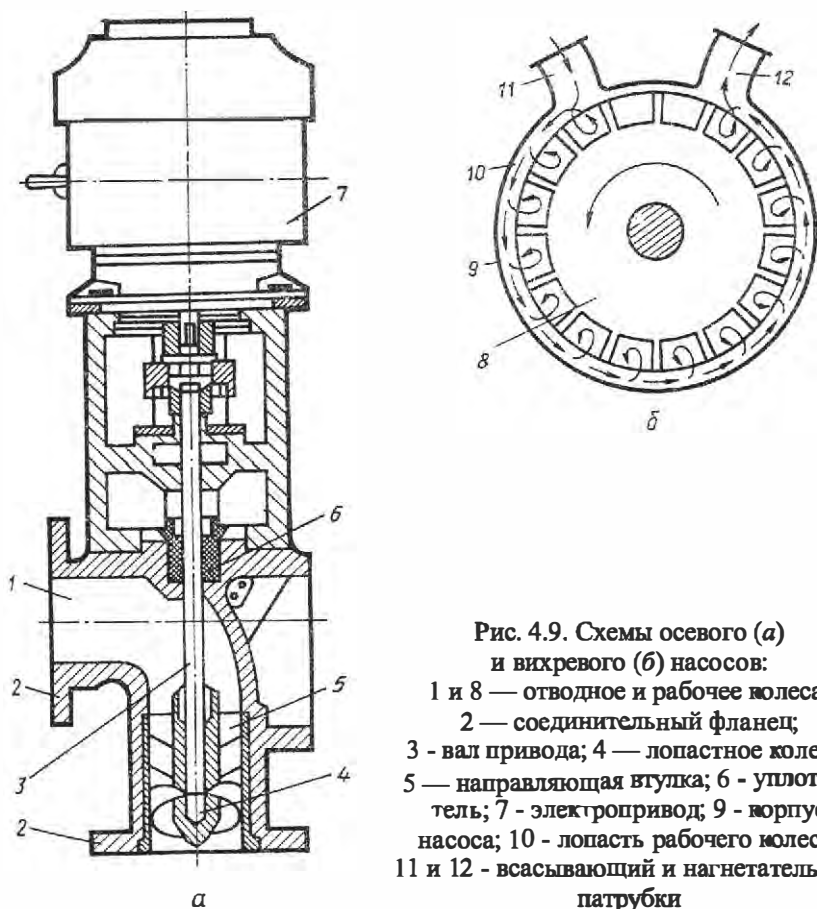


Рис. 4.9. Схемы осевого (а) и вихревого (б) насосов:

- 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

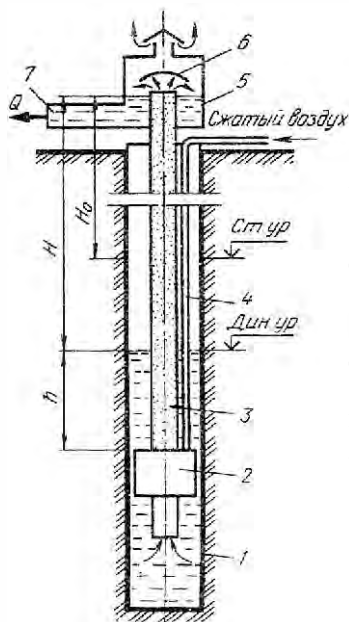


Рис. 4.10. Схема эрлифта:
1 — обсадная труба; 2 — воздухоподборник с форсунками; 3 и 4 — подъемная и воздушная трубы;
5 — водовоздушный резервуар; 6 — водоотделитель;
7 — трубопровод

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;

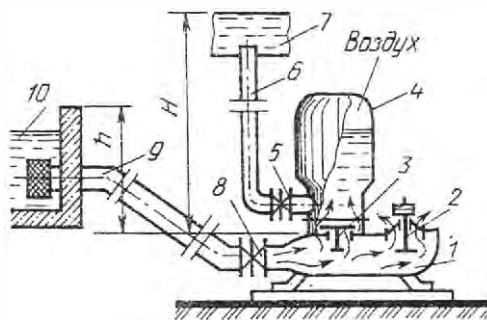


Рис. 4.11. Схема гидравлического тарана:

1 - смывость стока воды; 2 - перепускной клапан; 3 — клапан кольца; 4 — клапан 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

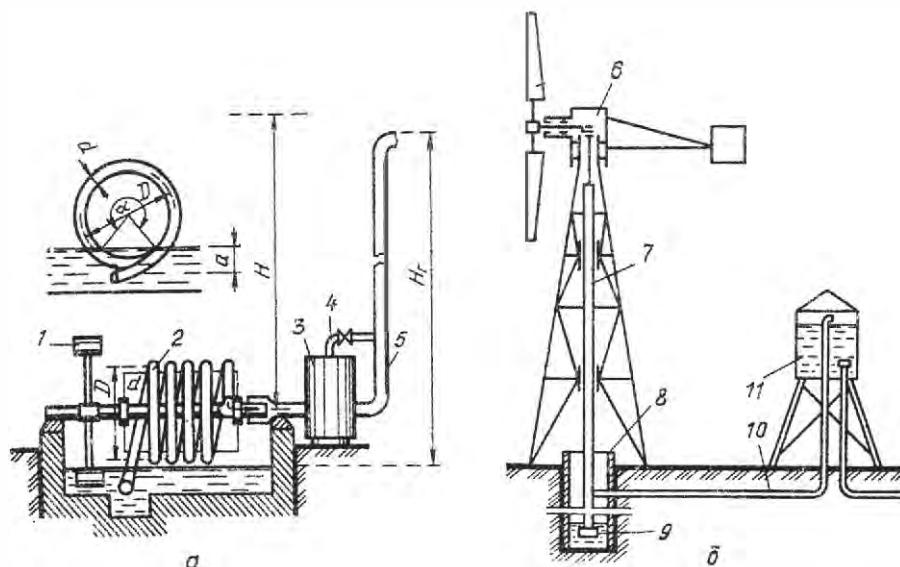


Рис. 4.12. Схемы ротационного (а) и инерционного (б) подъемников:

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 м³/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

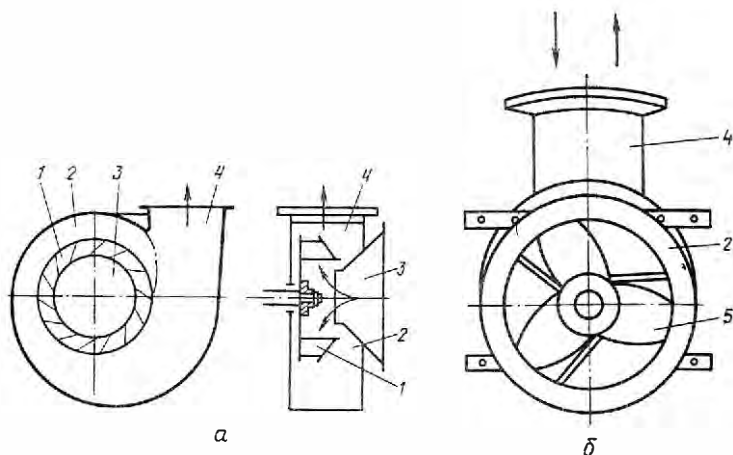


Рис. 4.13. Схемы радиального (а) и осевого (б) вентиляторов:
1 - рабочее колесо; 2 - корпус; 3 - входное отверстие; 4 - нагнетательный патрубок;
5 - пропеллер

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 сопротивления, 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 гидромашинах 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-цельевым. 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 η_0 , механический η_m , гидравлический η_p).

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

$$M = 0,159 q_0 \Delta p \eta_p,$$

где q_0 - рабочий объем, см³/об.;

$\Delta p = p_n - p_c$ (здесь p_n и p_c - давление нагнетения и слива, МПа);
 η — КПД гидромашин.

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

$$\eta_m = N_r / N_t$$

где N_r - снимаемая (подводимая) мощность;
 N_t - 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 гидромашин

$$N = \Delta p Q_r \eta$$

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, сильносоленые - 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

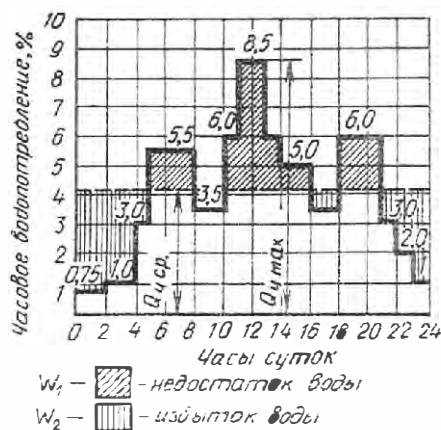


Рис. 5.1. Суточный график водопотребления

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

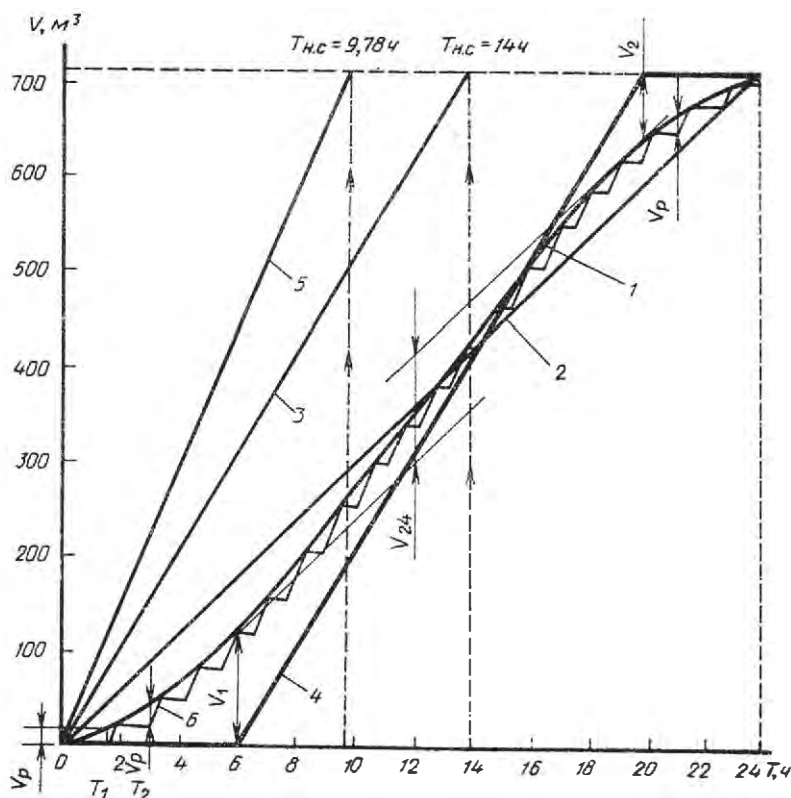


Рис. 5.2. Интегральный график водоснабжения

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

$$Q_n = Q_{\max} + Q_{\text{пож}} - Q_{\text{вп}},$$

где Q_{\max} — максимальный часовой расход водопотребления;

$Q_{\text{пож}}$ — противопожарный расход;

$Q_{\text{вп}}$ — 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

$$T = V_{\max} / Q_n.$$

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 β — коэффициент запаса, соответствующий повторно-кратковременному режиму работы насосов ($\beta = 1,2 \dots 1,3$);

V_s — запас воды, обеспечивающий в течение 10 мин одновременную подачу противопожарного и максимально-часового расхода воды в сутки с максимальным водопотреблением.

По графику водоподачи 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 потребного 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 водо-заборных сооружений. В зависимости от вида источника эти соору-жения 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.

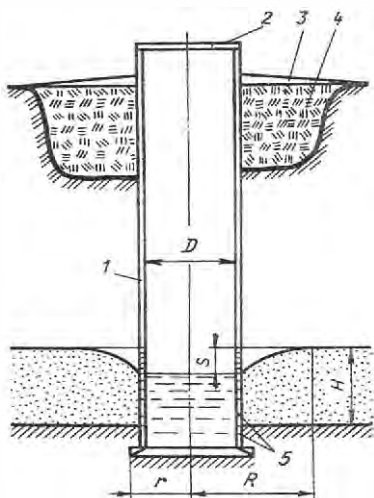


Рис. 5.3. Схема шахтного колодца:

1 — ствол; 2 — крышка; 3 — отсыпка; 4 — сливной замок; 5 — боковые отверстия и щели; R — радиус колодца; H — водоносный слой; S — понижение уровня; r — радиус колодца; D — диаметр ствола

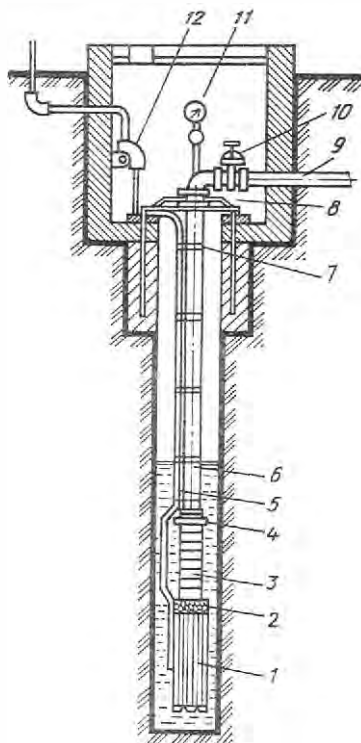


Рис. 5.4. Схема трубчатого колодца (скважины):

1 — электродвигатель; 2 — сетка-фильтр; 3 — насос; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — электрокабель; 6 — водо-подъемная труба; 7 — крешление электро-кабеля; 8 — опорная рама; 9 — напорный трубопровод; 10 — вентиляция; 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

$$Q = \pi D B_2 v_2 \eta;$$

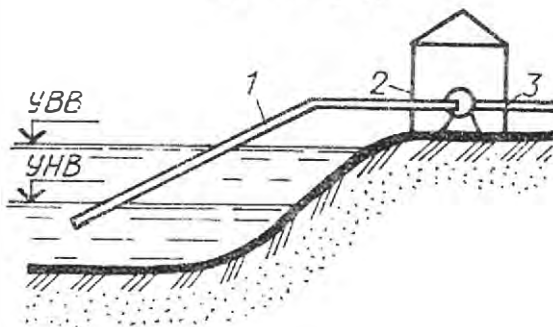


Рис. 5.5. Схема руслового водозабора без водоприемной камеры:
1 и 3 - всасывающий и нагнетательный трубопроводы; 2 - насосная станция;
УВВ и УНВ - уровни высоких и низких вод

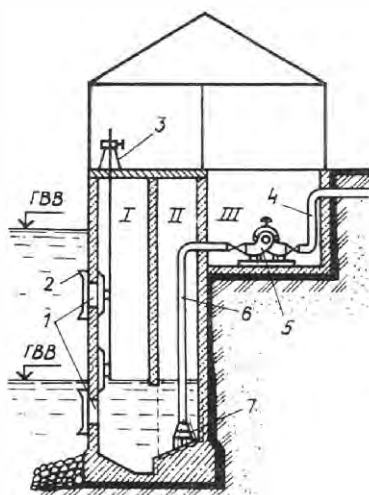


Рис. 5.6. Схема берегового водозабора с водоприемной камерой:
 I — водоприемная камера; II — камера всасывающих труб; III — насосная станция;
 1 — водоприемные окна; 2 — решетка;
 3 — подъемник затвора; 4 — нагнетательный трубопровод; 5 — насосный агрегат;
 6 — всасывающая труба насоса; 7 — сетка водозаборника

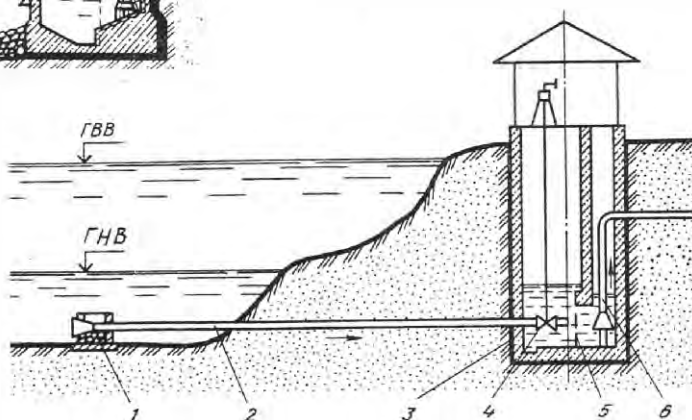


Рис. 5.7. Схема руслового водозабора с самотечной линией:
 1 — оголовок водозабора; 2 — самотечная труба; 3 — береговой колодец; 4 — задвижка; 5 — фильтр;
 6 — трубопровод; ГВВ и ГНВ — горизонты высоких и низких вод

полный напор

$$H_{\Pi} = H_{\text{вс}} + H_{\text{наг}}$$

высота всасывания

$$H_{\text{вс}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{пот.вс}}$$

высота нагнетания

$$H_{\text{наг}} = h_{\text{наг}} + h_{\text{пот.наг}}$$

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⁻¹,

$$n = \frac{n_s H^{3/4}}{3,65 \sqrt{Q}};$$

коэффициент полезного действия

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{о}};$$

необходимая мощность двигателя для работы насоса, кВт,

$$N_{\text{д}} = \frac{Q H k}{102 \eta_{\text{д}} \eta_{\text{пер}}},$$

где D — диаметр рабочего колеса;

B_2 — ширина нагнетательного патрубка;

v_2 — абсолютная скорость воды;

η — КПД насоса ($\eta = 0,5 \dots 0,93$);

$H_{\text{ц}}$ — полный напор насоса;

$H_{\text{вс}}$ — напор во всасывающей магистрали;

$H_{\text{наг}}$ — напор в нагнетательной магистрали;

$h_{\text{вс}}$ — высота всасывания;

$h_{\text{пот.лс}}$ — потери напора во всасывающей линии;

$h_{\text{наг}}$ — высота нагнетания;

$h_{\text{пот.тс}}$ — потери напора в нагнетательном трубопроводе;

γ — плотность жидкости;

η_{Γ} — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в насосе;

$\eta_{\text{м}}$ — механический коэффициент полезного действия насоса;

$\eta_{\text{о}}$ — объемный КПД насоса;

k — коэффициент запаса мощности ($k = 1,05 \dots 1,5$);

$\eta_{\text{д}}$ — КПД двигателя;

$\eta_{\text{пер}}$ — КПД механической передачи ($\eta_{\text{пер}} = 0,90 \dots 0,97$).

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/Н 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 расходоуемой 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.

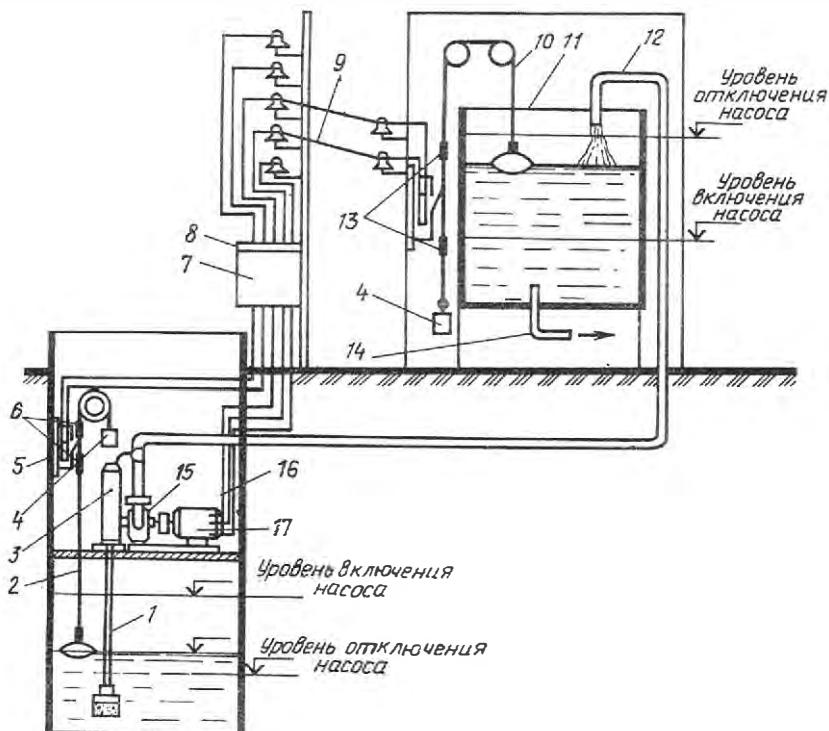


Рис. 5.8. Принципиальная схема автоматической водоподкачки.

- 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 - щит 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.

Глава 6

ГИДРОПНЕВМОТРАНСПОРТ

Гидропневмотранспорт - это комплекс устройств и оборудования, предназначенных для перемещения материалов посредством жидкости (в жидком состоянии) или воздуха (в сухом состоянии).

6.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Гидротранспортные установки подразделяют на напорные и безнапорные. Если технологический процесс достаточно обеспечен водой, а трубопровод имеет надлежащий уклон, то применяют более простые и дешевые безнапорные установки.

Гидропневмотранспортные установки по способу создания разности давления делятся на установки всасывающего, нагнетательного и смешанного типов.

По развиваемому напору установки делятся на низконапорные с давлением до 0,5 МПа, средненапорные - от 0,5 до 1 и высоконапорные - выше 1 МПа.

По способу создания напора различают насосные, компрессорные, насосно-компрессорные и гидростатические установки.

Гидравлические безнапорные установки можно разделить на системы прямого смыва, рециркуляционные и самотечные.

Касательная сила трения

$$T = \tau_0 + \eta \frac{dv}{dn},$$

где τ_0 — предельное напряжение сдвига;

η — структурная вязкость;

dv/dn — градиент скорости.

Липкость характеризует взаимодействие гидросмесей с материалом трубопроводов и других элементов гидропневмотранспорта.

6.2. РАСЧЕТ ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТА

Расчет пневмотранспорта. Его особенность заключается в том, что с помощью него можно перемещать сыпучие грузы.

Основные параметры для оценки пневмотранспортной установки: производительность Q_m , расход воздуха Q_a , необходимый диаметр трубопровода d_n , мощность двигателя N для привода вентилятора.

Исходный параметр работы пневмотранспорта - скорость витания, т. е. критическая скорость $v_{кр}$, при которой частицы материала находятся во взвешенном состоянии или в непрерывном пульсирующем движении в вертикальном восходящем потоке (трубопроводе) воздуха, т. е.

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{mg}{k\rho S_m}},$$

где k — коэффициент сопротивления;
 S_m — миделево сечение.

Скорость витания теоретически определяется как сопротивление потока перемещению твердого тела. На практике скорость витания определяют по специальным таблицам.

Реальная скорость движения воздуха v_a должна быть больше скорости витания (критической) $v_{кр}$, т. е.

$$v_a \geq k_\phi v_{кр},$$

где k_ϕ — коэффициент зависимости от концентрации смеси и физико-механических свойств груза.

Большее значение коэффициента принимается при большей массовой концентрации k_m и повышенной влажности ω транспортируемого груза. Коэффициент массовой концентрации

$$k_m = Q_m / Q_a$$

где Q_m — производительность установки (по массе груза), кг/с;

Q_a — расход воздуха, кг/с.

Диаметр трубопровода определяется из выражения

$$A = Q_v / v_s.$$

Тогда

$$d = \sqrt{\frac{4 Q_v}{\pi v_s}} = \sqrt{\frac{4 Q_m}{\pi k_m \rho_s v_s}}$$

Напор в трубопроводе состоит из скоростного (динамического) сопротивления p_d , необходимого для преодоления инерции материала и воздуха, и статического сопротивления p_c , расходуемого на преодоление всевозможных сопротивлений, т. е.

$$p = p_d + p_c.$$

Динамический напор

$$p_d = 0,5 \rho_s v_s^2 (1 + 0,72 k_m)$$

Статический напор расходуется на преодоление местных сопротивлений.

Мощность двигателя для привода вентилятора

$$N = Q_v p / \eta$$

где η — КПД вентилятора.

Рассчитав все энергетические параметры по аэродинамической характеристике, выбирают вентилятор.

Расчет гидротранспорта. Гидротранспортные установки служат для перемещения пульпы (смеси воды и сыпучих нерастворимых грузов). Основным параметром работы установки в горизонтальной трубе - минимальная скорость $v_{кр}$, при снижении которой в гидросмеси может произойти выпадение твердых частиц из пульпы. Для сыпучих и кусковых грузов

$$v_{кр} = c \sqrt{f a g \mu_{ог} D},$$

где c — коэффициент, равный 8,5...9,5;

f — коэффициент трения груза о стенки трубы;

a — насыщение потока транспортируемыми продуктами;

$\mu_{ог}$ — объемная концентрация ($\mu_{ог} = 0,14 \dots 0,25$);

D — диаметр трубопровода.

Диаметр трубопровода определяется соотношением неразрывности потока $Q = v S$. Критическая скорость

$$v_{кр} = 0,25 \sqrt{\tau_0 / \rho g},$$

где τ_0 — предельное напряжение сдвига;

ρ — плотность гидросмеси.

Если скорость движения меньше критической, то режим движения струйный. Скорость движения смеси $0,6 < v < 2$ м/с, где нижний предел ограничен скоростью самоочищения, а верхний — экономическими расчетами.

Реальная (рабочая) скорость должна быть больше критической в зависимости от геометрического уклона трубопровода.

Экономичный режим движения гидросмесей наблюдается при ламинарном режиме движения. Для бингамовских (неньютоновских) жидкостей число Рейнольдса определяют по выражению

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{1}{6}(\tau_0 D / \mu v)}$$

где Re — число Рейнольдса;

μ — динамический коэффициент вязкости.

Рекомендуемое значение $Re^* < 1500 \dots 5000$.

Давление нагнетания насоса

$$p = (\Delta_n - \Delta_k) \rho g + \Delta p,$$

где Δ_k и Δ_n — геодезические отметки конца и начала подъема гидросмеси;

Δp — потери напора.

Тогда

$$\Delta p = \Delta p_i + \Delta p_m.$$

Потери напора складываются из потерь на преодоление местных; сопротивлений Δp_m и трения жидкости о стенки сосудов

$$\Delta p_i = \lambda \frac{(l + l_s) v^2}{D \cdot 2g}$$

где l_s — эквивалентная длина потерь на дополнительном участке для учета местных потерь.

Расчет канализации. Канализация подразделяется на внутреннюю и наружную. К основным элементам внутренней канализации относятся приемники сточных вод (санитарные приборы) и отводные трубы. Основные приемники сточных вод - ванны, умывальники, души, сифоны, унитаза, раковины, мойки и другие промывочные устройства. Сети внутренней канализации прокладывают из чугунных, керамических, пластмассовых и стальных труб.

Внутреннюю канализационную сеть прокладывают открыто, а также скрыто с заделкой в строительных конструкциях.

Расчет внутренней канализации заключается в определении расхода сточных вод, скорости, уклонов и диаметров участков канализационной сети.

Расход сточных вод

$$q = q_0 a k,$$

где q_0 — норма водоотведения одного прибора;

a — число приборов;

k — коэффициент вероятности их одновременного действия ($k=0,5 \dots 1,0$).

Скорость движения воды определяется двумя требованиями: полным взвешиванием (плаванием) фекальной массы и постоянным самоочищением трубопровода стоком воды. Для трубопроводов диаметром до 150 мм скорость движения сточной массы принимается не менее 0,7 м/с, наполнение трубы по диаметру не менее 0,3. На скорость движения сточных вод влияет уклон трубопроводов.

Наружная канализация служит для отвода сточных вод за пределы населенных мест и предприятий. Канализационные сети могут выполняться для самотечного (сплавного) отвода и напорного удаления стоков. За основу расчета берут норму отвода, с помощью которой можно определить объемный расход канализации с учетом числа жителей, количества вырабатываемой продукции, степени благоустройства и т. д.

Поступление сточных вод в канализационную сеть колеблется в течение суток. При расчетах это учитывается коэффициентами неравномерности $k_{сут}$ и $k_{ч}$ как отношение максимального суточного расхода к среднесуточному за год и максимального часового расхода к среднему часовому в сутки максимального водопотребления. Расчетный расход определяют с учетом вычисленного общего коэффициента неравномерности, который равен произведению коэффициентов суточной и часовой неравномерности, т. е.

$$k_{общ} = k_{сут} k_{ч}.$$

Расход бытовых сбросов канализационными сетями определяют по формуле

$$Q_{max} = \frac{N q k_{общ}}{24 \cdot 3600},$$

где N — число жителей;

q — норма водоотведения, л/сут.

Расчет безнапорной канализации предусматривает неполное заполнение труб, что обеспечивает сплав фекальной массы и создает резерв сечения труб для пропуска кратковременных расходов, превышающих расчетный, а также позволяет обеспечить естественную вентиляцию канализационной сети.

Степень наполнения труб представляет собой отношение высоты слоя протекающей воды h к диаметру трубы d , т. е.

$$n_n = h / d$$

Параметр n_n равен 0,6 для труб диаметром 150...300 мм, 0,7 - для 350...450, 0,75 - для 500...900 и 0,8 для труб диаметром свыше 900 мм.

В безнапорных канализационных сетях уклон i обеспечивает транспортирующую способность потока, достаточную для перемещения содержащихся в ней загрязнений. Уклон определяют по формуле Дарси - Вейсбаха.

Минимальный гидравлический уклон ориентировочно можно найти из выражения

$$i_{\min} = 1/d,$$

где d — диаметр трубы, мм.

В сельских населенных пунктах, где отсутствуют канализационные отводные сети, сооружаются местные системы канализации - септики.

Напорные канализационные сети рассчитывают по формулам общей гидравлики.

В системе канализации и водоотведении предусматриваются комплексы очистки сооружений и поля испарения.

Дождевая канализация (ливневая) служит для отведения дождевых и талых вод.

Концентрация загрязнений в сточных водах определяется в результате анализа или подсчитывается по формуле:

$$K = \frac{1000 \cdot a}{q},$$

где a — загрязнения, вносимые одним человеком,
 q — норма водоотведения на одного человека.

Глава 7

ТЕПЛОТЕХНИКА

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Теплотехника - научная дисциплина и отрасль техники, охватывающая методы получения теплоты, преобразования ее в другие виды энергии, распределения, транспортирования, использование теплоты с помощью тепловых машин, аппаратов и устройств.

Одним из основных источников тепловой энергии (теплоты) является природное органическое топливо.

Полученная различными способами теплота в виде горячей воды, пара или газа может быть непосредственно использована для нагрева тел в теплообменных аппаратах, либо может быть преобразована в механическую работу для привода в действие станков, машин и т.п., или в электрическую энергию, которую вновь можно превратить в тепловую или механическую энергию в специальных аппаратах.

Наука изучающая взаимные превращения тепловой и механической энергии называется *технической термодинамикой*.

В устройствах, использующих тепловую энергию, в зависимости от технологического цикла стремятся к повышению или понижению интенсивности передачи теплоты.

Теплообмен между двумя теплоносителями через разделяющую или твердую стенку или через поверхность раздела между ними называется *теплопередачей*.

Техническая термодинамика и теплопередача составляют теоретические основы теплотехники.

7.2. РАБОЧЕЕ ТЕЛО И ПАРАМЕТРЫ ЕГО СОСТОЯНИЯ

Передача тепловой энергии осуществляется рабочим телом, которое принято называть *теплоносителем*.

В отопительно-вентиляционной технике рабочим телом являются водяной

пар и горячая вода, которые способны не только передавать теплоту, но и совершать работу.

В водогрейных или паровых котлах теплота, передается через стенки котла (поверхность нагрева) к воде, которая нагревается до определенной температуры или преобразуется в пар. В результате сообщения рабочему телу теплоты оно изменяет свое состояние, которое характеризуется параметрами состояния: температурой, удельным объемом, давлением. Температуру, давление и удельный объем часто называют основными параметрами, так как первые два параметра сравнительно легко определяются широко распространенными приборами - термометрами и манометрами, а удельный объем связан с этими параметрами просто зависимостью.

Обычно зависимости между параметрами состояния рабочего тела изучают и устанавливают для упрощенной модели рабочего тела, например, идеального газа, в котором отсутствуют силы сцепления между молекулами газа, а сами молекулы принимаются за материальные точки, не имеющие объема. С методической точки зрения такой подход более удобен. Однако законы термодинамики и полученные на их основе соотношения справедливы не только для газа, а вообще для всяких тел независимо от их агрегатного состояния. Несмотря на то, что в природе идеальный газ отсутствует, в теплотехнических расчетах вполне допустимо (без особой погрешности для точности расчетов) принимать идеальными все газы, с которыми в теплотехнике приходится иметь дело, за исключением водяного пара, который относится к реальным газам. Уравнения состояния реальных газов (в отличие от идеальных газов) имеют сложный характер и для практических расчетов неудобны, поэтому их обычно используют для составления диаграмм, удобных для теплотехнических расчетов, и таблиц термодинамических свойств реальных газов, важных для техники. Ниже рассмотрены основные параметры состояния рабочего тела.

Температура - мера нагретости тела, которая является величиной, определяющей направление самопроизвольной передачи теплоты.

Температура измеряется в градусах. *Градус* - одна сотая часть расстояния на столбике ртути между точками, соответствующим температурам плавления льда и кипения воды при атмосферном давлении 760 мм рт. ст. Шкалу температур, полученную таким образом, называю стоградусной, или шкалой Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Температуру, выраженную по этой шкале, принято обозначать буквой t .

Стоградусная или международная практическая шкала применяется наравне с основной в международной системе (СИ) термодинамической

шкалой температур Кельвина. За начало отсчета температур в этой шкале принят *абсолютный нуль* - наинизшая теоретически возможная температура, при которой отсутствует движение молекул. При этом размер градуса оставлен таким же, как в практической шкале. Выраженную по шкале температуру обозначают T , а единица ее измерения (Кельвин) K . Таким образом по данной шкале температура таяния льда равна $273\ K$, температура кипения воды $373\ K$.

Температура, выраженная в Кельвинах связана с температурой в градусах Цельсия соотношением $T=t+273$.

Удельный объем. Удельный объем v - это объем единицы массы вещества:

$$v=V/M, \text{ м}^3/\text{кг}$$

где V —объем тела, м^3 ;

M —масса тела, кг .

Величина, обратная удельному объему называется *плотностью* и обозначается ρ :

$$\rho=1/v=M/V, \text{ кг/м}^3$$

Зная плотность вещества, можно определить его удельный объем.

Давление - величина, характеризующая интенсивность сил, действующих на какую-нибудь поверхность тела по направлениям, перпендикулярным поверхности. Чтобы определить давление P , надо F разделить на площадь S , на которую она действует, т.е.

$$P=F/S.$$

В Международной системе (СИ) за единицу давления принят Паскаль ($\text{Па} = \text{Н/м}^2$) - давление силы, равной 1 Ньютону, на 1 квадратный метр.

Эта единица давления очень мала и пользоваться ею практически неудобно. Поэтому применяют кратные внесистемные единицы: $1\ \text{МПа}$ (мегапаскаль) = $10^6\ \text{Па}$ (для измерения, например, давления пара в котле), $1\ \text{кПа}$ (килопаскаль) = $10^3\ \text{Па}$ (для измерения, например, барометрического давления).

Широкое распространение в технике имеет внесистемная единица давления - техническая атмосфера (или краткоатмосфера):

$$1 \text{ ат} = 98,0665 \cdot 10^3 \text{ Па} \approx 0,0981 \text{ МПа} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 104 \text{ кгс/м}^2.$$

Небольшие давления, а также разрежения измеряют иногда высотой столба жидкости. Единицы измерения 1 мм вод. ст. также широко используются в технике (1 мм вод. ст. = 9,807 Па).

В закрытых сосудах различают давление *избыточное*, *разрежение* (или *вакуум*) и *абсолютное*.

Давление в закрытом сосуде, превышающее атмосферное, называется *избыточным* (*ати*), а давление меньшее, чем атмосферное, называется *разрежением* или *вакуумом*. *Абсолютное давление* (*ата*) равно измеренному избыточному плюс атмосферное давление или атмосферному давлению минус измеренное разрежение. Давление выше атмосферного измеряют приборами, называемыми манометрами. Манометры, установленные на котлах, трубопроводах и других сосудах, показывают избыточное или рабочее давление, которое при исчислении в технических атмосферах обозначается ати (атмосферы избыточные). Например, манометр показывает давление пара в котле 0,7 ати. Для того, чтобы получить абсолютное давление пара в котле, необходимо к 0,7 ати прибавить атмосферное давление, т.е. $0,7 + 1 = 1,7$ ата (атмосферы абсолютные). Абсолютное давление обозначают *ата*.

Если в каком-либо сосуде имеется разрежение, равное 0,5 ата, то абсолютное давление составит $1 - 0,5 = 0,5$ ата. Температура кипения зависит от давления. С увеличением давления больше атмосферного вода закипает при температуре более чем 100°C . Например, при давлении 1,7 ата температура кипения составит 115°C .

Имеем следующие формулы соотношения давлений

$$P_{\text{и}} = P - P_{\text{в}}; P = P_{\text{и}} + P_{\text{в}}; P_{\text{а}} = P_{\text{и}} - P_{\text{в}}.$$

Атмосферное давление. Земля окружена атмосферной оболочкой (атмосферой) толщиной в несколько сотен километров. Поверхность земли и находящиеся в ней предметы подвержены атмосферному давлению.

Давление в 1 атмосферу уравнивается столбиком ртути высотой 760 мм (физическая атмосфера). Зная удельный вес ртути можно подсчитать величину физической атмосферы в других единицах, например, в кгс/м^2 : $13595 \cdot 0,76 = 10331,2 \text{ кгс/м}^2$, или $1,033 \text{ кгс/см}^2$. Таким образом, физическая атмосфера равна 760 мм рт. ст., или $1,033 \text{ кгс/см}^2$. Физическая атмосфера сокращенно обозначается атм. В отличие от физической, техническая атмосфера (1 ат) равна 1 кгс/см^2 , или 735,6 мм рт. ст.;

$1 \text{ кгс/м}^2 = 1 \text{ вод. ст.}$

Атмосферное давление зависит от состояния погоды и от высоты местности над уровнем моря. Атмосферное давление на уровне моря равно 760 мм рт. ст. Чем выше над уровнем моря точка поверхности земли, тем меньше атмосферное давление. Этим и объясняется то, что температура кипения воды высоко в горах менее 100°C . Атмосферное давление измеряется приборами, которые называют *барометрами*.

7.3. ТЕПЛОТА И РАБОТА

В результате многочисленных наблюдений было установлено, что когда совершается работа за счет расходуемой механической энергии, возникает теплота. Причем определенному количеству израсходованной механической энергии (совершенной работы) соответствует всегда вполне определенное количество появившейся теплоты.

Все эти наблюдения привели к установлению *первого закона термодинамики*, получившего общее признание в 40-х годах XIX в. Этот закон формулируется следующим образом: *во всех тех случаях, когда исчезает некоторое количество теплоты, возникает равное ей количество механической энергии* (в виде совершенной работы), и наоборот, *при совершении какой-либо работы* (за счет расходуемого при этом некоторого количества механической энергии) *появляется равное ей количество тепловой энергии*.

В общем случае для разомкнутого процесса, если обозначить

q - количество теплоты, подведенное к 1 кг газа, а $u_2 - u_1 = \Delta u$ - изменение его внутренней энергии при этом, то исчезнувшее в процессе количество теплоты представится разностью $q - \Delta u$; если при этом газ совершил работу l то согласно первому закону термодинамики должно существовать равенство

$$q - \Delta u = Al \text{ или } q = \Delta u + Al$$

где A - термический эквивалент работы, равный $1/427 \text{ ккал/кгм}$;
 $E = l/A$ - механический эквивалент тела, ккал/кгм .

Введение в формулу коэффициента $A = 1/427 \text{ ккал/кгм}$ необходимо вследствие того, что в системе МКГСС теплота измеряется в ккал, а работа в кгм.

В Международной системе (СИ) теплота и работа измеряются в одних и тех же единицах - джоулях или килоджоулях ($1 \text{ кДж} = 1000 \text{ Дж}$).

Поэтому уравнение будет иметь вид

$$q = \Delta u + l.$$

Утверждение первого закона термодинамики способствовало прекращению попыток построить двигатель, который бы производил энергию «из ничего», т.е. такой двигатель, который вырабатывал бы энергию, не потребляя какой-либо другой энергии. Этот двигатель получил название *«перпетуум-мобиле (вечный двигатель) первого рода»*. Коротко первый закон термодинамики можно сформулировать так: *«перпетуум-мобиле первого рода» невозможен*.

Как видно из формулировки первого закона термодинамики, он устанавливает количественное соотношение между различными видами энергии при их взаимных превращениях. Однако этот закон ничего не говорит о том, при каких условиях такие превращения могут происходить. На этот вопрос дает ответ *второй закон термодинамики*, который говорит, что *невозможно в периодически действующей машине целиком перевести в работу всю теплоту, сообщенную рабочему телу от какого-либо источника теплоты* («верхнего», «горячего» или иногда называемого теплоотдатчиком); в процессе работы такой машины часть этой теплоты неминуемого, должна быть отдана другому телу с низкой температурой («низшему» или «холодному» источнику теплоты), вследствие чего эта часть теплоты с точки зрения преобразования ее в механическую энергию оказывается потерянной. Таким образом, второй закон термодинамики утверждает невозможность построения машины - двигателя при наличии лишь одного источника теплоты. Такая машина (с одним источником) получила название *«перпетуум-мобиле второго рода»*. Поэтому вторая формулировка второго закона термодинамики - *«перпетуум-мобиле второго рода» невозможен*.

Необходимо ответить, что законы термодинамики вытекали из опыта, являясь результатом обобщения многочисленных наблюдений. Они были открыты после того, как были изобретены тепловые двигатели.

Поскольку передача энергии может осуществляться как в виде работы, так и в виде теплоты, то в Международной системе единиц (СИ) теплота, так же как энергия и работа (как отмечалось выше), выражается общей для всех видов энергии единицей - джоулем ($\text{Дж} = \text{Н} \cdot \text{м}$).

Для практических расчетов используется внесистемная единица количества теплоты - калория. *Калорией (кал)* называется количество теплоты, необходимое для нагревания 1 г воды на 1°C . Международная калория (кал) равна 4,19 Дж. Более удобной для практических измере-

ний теплоты является килокалория, или большая калория (Ккал), равна 1000 калориям и соответственно 4,19 кДж. Тысячу килокалорий называют мегакалорией (Мкал). Миллион килокалорий или миллиард калорий называют гигакалорией (Гкал).

Работу (энергию), совершаемую в единицу времени, называют *мощностью*. Поскольку тепловая энергия измеряется в Дж, за единицу мощности принимают Дж/с, называемую *ваттом* (Вт).

Так как ватт очень маленькая по величине единица, чаще пользуются единицей измерения, называемой киловаттом (кВт); 1 кВт*ч = 860 Ккал.

7.4. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

Количество теплоты, необходимое для изменения температуры единицы какого-либо вещества на один градус, называется его *теплоемкостью*. Для характеристики тепловых свойств вещества принимают теплоемкость их единицы (1 кг, 1 м³, 1 киломоль), которую соответственно называют удельной массовой, объемной или киломольной теплоемкостью. Единицами измерения указанных удельных теплоемкостей являются ккал/(кг*град); ккал/(м³*град); ккал/(кмоль*град) или в Международной системе единиц (СИ) кДж/(кг*град); кДж/(м³*град); кДж/(кмоль*град).

Для газов удельная теплоемкость зависит от того, в каких условиях происходит нагревание. При этом различают удельную теплоемкость при постоянном объеме (c_v) и удельную теплоемкость при постоянном давлении (c_p). Причем c_p всегда больше, чем c_v .

Для твердых тел и жидкостей не различают теплоемкости c_p и c_v .

Зная удельную теплоемкость вещества, по формуле

$$Q = cm(t_2 - t_1)$$

можно рассчитать количество теплоты (ккал или кДж), идущее на нагревание или охлаждение тела. В данной формуле

c - удельная теплоемкость;

m - единица измерения вещества;

$t_2 - t_1$ - разность температур.

7.5. СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОТЫ

Теплота всегда передается от тел более нагретых к менее нагретым. Перенос теплоты между твердым телом (стенкой) и обтекающей его

жидкостью или газом называется *теплоотдачей*. Перенос теплоты между двумя средами, разделенными перегородкой (стенкой), называется *теплопередачей*.

Различают три способа переноса теплоты: *теплопроводность*, *конвекцию* и *излучение (радиацию)*.

Теплопроводностью называется перенос теплоты при соприкосновении двух тел, имеющих разную температуру вследствие теплового движения молекул, атомов и свободных электронов. В чистом виде теплопроводность имеет место в твердых телах и в весьма тонких, неподвижных слоях жидкости и газа.

Благодаря теплопроводности теплота распространяется через стенку котла. Теплопроводность различных веществ различна. Очень хорошо проводят теплоту металлы. Весьма незначительна теплопроводность воздуха. Слабо проводят теплоту пористые тела, асбест, войлок и сажка.

Конвекцией называется перенос теплоты за счет перемещения молярных объемов среды. Конвекцией переносится теплота в жидкостях и газах. Обычно конвективный перенос происходит совместно с теплопроводностью. Конвективный перенос теплоты может осуществляться в результате свободного или вынужденного движения молярных объемов жидкости или газов (естественная или вынужденная конвекция).

Естественной конвекцией распространяется теплота от печей, отопительных приборов, при нагревании воды в паровых котлах, при охлаждении обмуровки котлов и других тепловых устройств. Свободное движение жидкости или газов обусловлено различной плотностью нагретых и холодных частиц среды. Например, воздух около поверхности печи нагревается, становится легче, поднимается вверх, а на его место поступает более тяжелый, холодный. В результате этого в комнате возникает циркуляция воздуха, которая переносит теплоту.

Вынужденная конвекция имеет место при передаче теплоты от внутренней стенки котла к воде, движущейся под действием насоса.

Излучением (радиацией) называется передача теплоты от одного тела к другому путем электромагнитных волн через прозрачную для теплового излучения среду. Этот процесс передачи теплоты сопровождается превращением энергии - тепловой в лучистую и, наоборот, лучистой в тепловую. Радиацией передается теплота от факела горящего топлива к поверхности чугунных секций или стальных труб котла. Радиация - это наиболее эффективный способ передачи теплоты, особенно если лучи от нагретого тела направлены на нагреваемую поверхность перпендикулярно и само излучающее тело имеет высокую температуру.

Понятие о теплопередаче. Рассмотренные выше три вида теплооб-

мена в чистом виде встречаются очень редко. В большинстве случаев один вид теплообмена сопровождается другим. Примером этому может служить передача теплоты от газообразных продуктов сгорания к стенке водогрейного котла. Одновременная передача теплоты конвекцией, теплопроводностью и радиацией называется *сложным теплообменом*. Результат одновременного действия отдельных элементарных явлений приписывается одному из них, которое и считается главным. Так, радиация, называемая еще прямой отдачей, в передаче теплоты в топочной камере от топочных газов к внешней поверхности нагрева котла играет главенствующую роль, хотя наряду с радиацией в передаче теплоты в топке участвуют и конвекция, и теплопроводность.

Передача теплоты от внешней поверхности нагрева к внутренней через слой сажи, металлическую стенку и слой накипи осуществляется только путем теплопроводности. Наконец, от внутренней поверхности нагрева котла к воде теплота передается только конвекцией. В газоходах котла процесс теплообмена между стеной секции и омывающими ее газами также является результатом совокупного действия конвекции, теплопроводности и радиации. Однако в качестве основного явления принимается конвекция.

Количественной характеристикой передачи теплоты от одного теплоносителя к другому через разделяющую их стенку является коэффициент теплопередачи K . Для плоской стенки коэффициент K - количество теплоты, переданной в единицу времени от одной жидкости к другой на площади 1 м^2 при разности температур между ними в один град.

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется *термическим сопротивлением теплопередачи*.

Для данного случая

$$R = 1/K = 1/\alpha_1 + \delta_1/\lambda_1 + \delta_2/\lambda_2 + \delta_3/\lambda_3 + \delta_4/\lambda_4 + 1/\alpha_2.$$

Различные вещества имеют разные коэффициенты теплопроводности.

Коэффициент теплопроводности λ - количество теплоты, передаваемое через единицу поверхности нагрева в единицу времени при разности температур в 1 град и толщине стенки в 1 м. При использовании внесистемных единиц (ккал и ч) размерность коэффициента теплопроводности $\text{ккал} \cdot \text{м} / (\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град})$.

Коэффициент теплопроводности различных материалов, наиболее часто встречающихся в отопительно-котельной технике.

Количество теплоты, передаваемое через стенку, определяется по формуле

$$Q = K \Delta t H.$$

Если в теплообменном аппарате греющая и нагреваемая жидкости протекают в одном направлении, то такая схема движения называется прямотоком, а в противоположных - противотоком для единицы площади теплопередающей поверхности удельный тепловой поток, обозначаемый q , будет равен

$$q = K \Delta t.$$

Количество передаваемой теплоты тем больше, чем больше площадь поверхности нагрева H и чем больше средняя разность температур или температурный напор Δt и коэффициент теплопередачи K . Определяющим фактором в передаче теплоты радиацией являются температура излучающего тела и степень его черноты. Поэтому, чтобы интенсифицировать передачу теплоты радиацией, необходимо увеличить температуру излучающего тела, повысив шероховатость поверхности.

Теплоотдача конвекцией зависит от скорости газов, разности температур греющей и нагреваемой среды, характера обтекания газами поверхности нагрева - продольное или поперечное, вида поверхности - гладкая или оребренная. Основными способами интенсификации передачи теплоты конвекцией являются: повышение скорости газов, их турбулизация (завихрение) в газоходах, увеличение площади поверхности нагрева за счет ее оребрения, повышение разности температур между греющей и нагреваемой средой, осуществление встречного (противоточного) омывания.

7.6. ВОДЯНОЙ ПАР И ЕГО СВОЙСТВА

Получение водяного пара осуществляется в паровых котлах в процессе при постоянном давлении ($p = \text{const}$). В отопительных котельных малой мощности давление пара не превышает $0,7 \text{ кгс/см}^2$ ($0,07 \text{ МПа}$).

Переход вещества из жидкого состояния в газообразное называется *парообразованием*, а из газообразного состояния в жидкое - *конденсацией*.

Процесс парообразования протекает следующим образом. Сначала происходит нагрев воды от начальной ее температуры до температуры

кипения. При дальнейшем сообщении теплоты кипящая вода превращается в пар (парообразование). Кипение есть процесс парообразования во всем объеме жидкости.

После нагрева воды до кипения температура ее при дальнейшем сообщении теплоты не повышается, а остается постоянной до тех пор, пока не испарится вся вода.

Количество теплоты, которое необходимо сообщить воде для превращения ее из жидкого состояния в парообразное при температуре кипения, называется *скрытой теплотой парообразования* или *теплотой испарения*.

Суммарное количество теплоты, которое требуется для превращения 1 кг воды, взятой при 0°C , в пар, называется энтальпией (или теплосодержанием) пара.

Например, в открытом сосуде энтальпия кипящей воды составит около 100 ккал/кг. Скрытая теплота парообразования воды при атмосферном давлении равна 539 ккал/кг.

Следовательно, энтальпия пара при атмосферном давлении составит $100+539=639$ ккал/кг.

С увеличением давления пара скрытая теплота парообразования уменьшается, а энтальпия пара повышается.

Различают пар насыщенный и перегретый.

Пар, находящийся в динамическом равновесии со своей жидкостью и имеющий одинаковые с жидкостью температуру и давление, называется *насыщенным паром*.

Обычно в процессе парообразования в пар попадают капельки котловой воды. Такой пар называется *влажным насыщенным*. Насыщенный пар, не имеющий капелек воды, называется *сухим насыщенным* паром. Доля сухого насыщенного пара во влажном паре называется *степенью сухости пара* и обозначается x . При этом влажность пара будет равна $1-x$, для сухого насыщенного пара $x=1$. Влажность насыщенного пара нормально работающих паровых чугунных котлов составляет 1-3%.

Если сообщить теплоту сухому насыщенному пару при данном постоянном давлении, то получится *перегретый пар*. Перегретый пар не содержит в себе влаги и его температура при данном давлении выше температуры котловой воды. Перегретый пар в отопительных установках обычно не применяется.

Разновидностью процесса парообразования является *испарение воды*. Испарение воды в открытом сосуде при атмосферном давлении может происходить и при температуре 100°C . В отличие от кипения,

когда паровые пузыри возникают во всем объеме, испарение воды происходит только с поверхности жидкости. Чем меньше паров воды в окружающем воздухе и чем выше температура воды, тем интенсивнее идет испарение с ее поверхности.

7.7. ВОЗДУХ И ЕГО СВОЙСТВА

Воздух - это механическая смесь газов, состоящая в основном из азота (около 78% по объему), кислорода (около 21%) и небольшого количества инертных газов - аргон, гелий, неон, криптон, и радон (около 1%), а также углекислого газа и водяных паров (около 0,03%).

Азот не способствует процессу горения и сам не горит. Кислород сам не горит, но способствует процессу горения. Без кислорода горение не возможно. Инертные газы не вступают в химические реакции с другими веществами, поэтому они получили такое название.

Процент содержания водяных паров в воздухе зависит от местных условий и температуры. Чем выше температура, тем больше водяных паров может содержаться в воздухе.

Различают *абсолютную* и *относительную влажность воздуха*.

Абсолютной влажностью воздуха ρ_n называется масса водяного пара, которая содержится в 1 м³ воздуха. По существу, ρ_n есть плотность пара при его парциальном давлении и температуре. Зная абсолютную влажность воздуха нельзя судить, насколько далек он от насыщения. Необходимо при этом учитывать и температуру воздуха.

Если температура воздуха низка, то данное количество водяного пара в воздухе может быть близким к насыщению, т.е. воздух считается относительно влажным. При более высокой температуре воздух может быть относительно сухим при том же количестве водяных паров.

Для оценки степени влажности воздуха необходимо знать степень насыщения водяного пара. Для этого вводится понятие относительной влажности.

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение абсолютной влажности при данной температуре к максимально-возможной абсолютной влажности при той же температуре ρ_n , %:

$$\varphi = \rho_n / \rho_n$$

Значения ρ_n находятся по таблицам перегретого пара, а ρ_n - по таблицам насыщенного пара. Для жилых помещений нормальной относительной влажностью считается 60-70%.

Относительную влажность воздуха определяют с помощью приборов, называемых *гигрометрами* или *психрометрами*.

Знание относительной влажности воздуха необходимо при теплотехнических испытаниях **жгутов**. Если влажный воздух охлаждать при неизменном влагосодержании, то при некоторой температуре пар, содержащийся в воде, становится насыщенным и при дальнейшем охлаждении начнет конденсироваться в виде росы.

Температура, до которой необходимо охладить при постоянном давлении воздух, чтобы содержащийся в нем пар достиг состояния насыщения, называется *точкой росы*.

Переход пара из одного состояния (начального) в любое другое (конечное) может осуществляться различными путями.

Изохорный процесс имеет место при нагреве (или охлаждении) за счет подвода к нему тепла в сосуде постоянного объема, сопровождается ростом давления газа.

Изобарный процесс - если газ переходит из одного состояния в другое и давление остается постоянным ($P = \text{const}$). Из трех параметров - P , V , T - изменяются только два.

Изотермический процесс ($T = \text{const}$).

Адиабатный процесс - все три параметра P , V , T - изменяются в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой.

Полиτροпный процесс - сжатие и расширение в газовых двигателях, является обобщающим процессом.

Уравнением соотношения, связывающим между собой эти параметры, является уравнение закона Бойля-Мариотта.

Глава 8

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

8.1. ОБЩАЯ СХЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В котельных установках осуществляется преобразование химической энергии топлива в тепловую. Тепловая энергия из котельной передается потребителям с помощью теплоносителей. Теплоносителями являются горячая вода и водяной пар.

Котельной установкой называется совокупность устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды. Полученные при этом продукты сгорания, омывают поверхности нагрева. Вода в парогенераторе нагревается, закипает и превращается в насыщенный пар, который проходит пароперегреватель и нагревается до температуры, превращающей температуру насыщения при давлении в парогенераторе. Продукты сгорания топлива после газохода, в котором расположен пароперегреватель, поступают в газоход экономайзера и воздухоподогревателя. Экономайзер и воздухоподогреватель имеют трубчатые поверхности нагрева, предназначенные для охлаждения продуктов сгорания. Через трубы экономайзера прокачивается питательная вода, которая затем подается в барабан. Воздух перед поступлением в топку проходит воздухоподогреватель. Топка, собственно парогенератор, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель являются основными элементами котельной установки.

Кроме основного оборудования в комплексе устройств котельной установки входит вспомогательное: дымосос и дымовые трубы для удаления продуктов сгорания; дутьевой вентилятор для нагнетания воздуха в топку; питательные насосы для питания котла водой, топливоподающие устройства, устройства газоочистки и золоудаления, трубопроводы различного назначения и др. Необходимость в том или ином элементе оборудования зависит от назначения и мощности котельной установки, а также от вида топлива и способа сжигания.

В водогрейных котлах вода нагревается до температуры 95 - 150 С при давлении, исключающем закипание воды. Водогрейная котельная установка состоит из топки котла и вспомогательных устройств для питания водой и удаления продуктов сгорания топлива.

По назначению котельные установки могут быть энергетическими, промышленными, отопительными и смешанными. Энергетические котельные установки оборудованы крупными парогенераторами среднего и высокого давления и предназначены для снабжения паром турбин на электростанциях и паровоздуховных станциях. Энергетические котельные, как правило, являются одним из основных звеньев технологической схемы производства электрической энергии. Промышленные котельные сооружаются в промышленных районах, городах или на отдельных предприятиях. Они оборудованы парогенераторами низкого давления и предназначены для снабжения паром силовых и тепловых потребителей. При этом основными статьями расхода пара являются производственно - технологические нужды.

В отопительных котельных, предназначенных для теплоснабжения жилых районов, устанавливаются парогенераторы или водогрейные котлы, которые покрывают расходы тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

В смешанных котельных могут устанавливаться и парогенераторы (для покрытия технологической нагрузки района) и водогрейные котлы (для покрытия расходов тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение). В этих случаях предусмотрено взаимное резервирование (возможность покрытия части коммунально - бытовых нагрузок через пароводяные теплообменники).

8.2. КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

Котельным агрегатом называется совокупность основных элементов котельной установки. По основному виду продукции котельные агрегаты могут быть паровыми (парогенераторы) и водогрейными.

Энергетические парогенераторы, парогенераторы промышленных котельных и паровых отопительных котельных изготовляют из стали. Отопительные водогрейные котлы небольшой теплопроизводительности могут быть выполнены из чугуна.

Парогенераторы тепловых электростанций, как правило, относятся к агрегатам средней и большой мощности (75-2650 т/ч). В промышленных котельных единичная мощность парогенераторов не превышает 150 т/ч, однако суммарная паропроизводительность отдельных котельных

достигает нескольких сот тонн в час. Мощность отопительных котельных определяется особенностями района теплоснабжения, видом топлива, экономической целесообразностью дальности передачи тепла и др. Единичная мощность чугунных отопительных котлов колеблется от нескольких десятков киловатт ($1 \text{ кВт} = 860 \text{ ккал/ч}$) до 1500 кВт . Единичная теплопроизводительность стальных водогрейных котлов достигает $116,3 \cdot 10^3 \text{ кВт}$. Мощность пиковых водогрейных котлов - $210 \times 103 \text{ кВт}$.

8.3. ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Топочные устройства (топки) по способу сжигания могут быть *слоевыми, камерными, вихревыми и комбинированными*. В слоевых топках топливо сжигается на колосниковой решетке в неподвижном или движущемся слое. Топочные устройства, в которых подача топлива в топку, перемещение топлива и удаление из топки шлака и золы механизированы, называются *механическими*. Топочные устройства, в которых механизированы только одна или две операции, называют *полумеханическими*. В камерах (факельных) топках топливо сгорает во взвешенном состоянии. При сжигании твердого топлива в камерных топках топливо предварительно размалывается. Твердое топливо с большим выходом летучих веществ и малым сопротивлением размолу (например, торф) может сжигаться в факельно-слоевых топках. При этом мелкие фракции сгорают во взвешенном состоянии, а крупные - в слое.

В вихревых топках топливо сгорает в закрученном потоке воздуха и частиц топлива. Очень высокие напряжения вихревых топок позволяют сжигать грубую угольную пыль и дробленый торф, что значительно снижает расход энергии на размол топлива. Логическим завершением развития вихревого сжигания топлива явилось применение циклонных топок.

Тип и конструкция топочного устройства в значительной мере определяют эффективность использования топлива.

Топки делятся на *слоевые, камерные, вихревые*.

При *слоевом* процессе сжигания топлива поток воздуха проходит через неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива.

При крупнозернистом топливе, находящемся во взвешенном состоянии и перемещающемся с потоком газа, образуется *кипящий слой*.

Камерные топки позволяют сжигать любое топливо — жидкое, газообразное и твердое ~~п~~ылевидное.

При *вихревом* топочном процессе частицы топлива организованно циркулируют по определенным траекториям до их полного сгорания где могут сжигаться более крупные частицы.

Пылеприготовление включает дробление кускового топлива, его сушку и помол.

Экономайзеры могут быть некипящего и кипящего типа в котором до 20% воды превращается в пар. В экономайзерах всех типов вода движется только с низу вверх.

Пароперегреватели находятся в топке или газоходе в виде ширм и настенных экранов.

Пароводогрейные котлы позволяют одновременно получать горячую воду и пар давлением 0,7-2,0 МПа.

Водогрейные котлы с давлением 0,3-0,4 МПа и температурой 390 К.

8.4. ТЕПЛОВОЙ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНСЫ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА

Энергетический (тепловой) баланс котла. Тепловой баланс работающего котла составляется на основе результатов тепловых испытаний с целью анализа эффективности работы котла и определения его КПД. При тепловом расчете проектируемого котла тепловой баланс составляется на 1 кг твердого (жидкого) топлива или на 1 м³ газообразного (при 273 К и 0,1 МПа) на основе нормативных данных для определения расхода топлива.

Уравнение теплового баланса (в кДж/кг) имеет вид

$$Q_p = Q_{\text{топ}} + Q_{\text{уг}} + Q_x + Q_m + Q_{\text{но}} + Q_{\text{фш}}$$

где Q_p — располагаемая (внесенная в топку) теплота;
 $Q_{\text{топ}}$ — теплота, использованная для выработки пара;
 $Q_{\text{уг}}$, Q_x , Q_m , $Q_{\text{но}}$ и $Q_{\text{фш}}$ — потери теплоты соответственно с уходящими газами, от химической и механической неполноты сгорания, от наружного охлаждения и с физическим теплом шлаков.

На *рис. 8.1* приведена схема теплового баланса котла при наличии воздухоподогревателя. Теплота $Q_{\text{хг}}$ дымовых газов, отдаваемая воздуху в воздухоподогревателе и вносимая обратно в топку с нагретым воздухом, показана в виде замкнутого потока, вследствие чего она в тепловом балансе не учитывается.

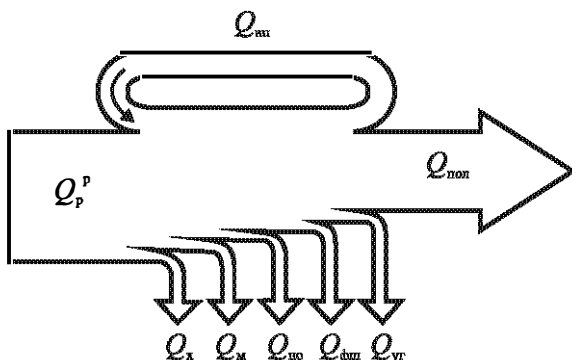


Рис. 8.1. Схема теплового баланса котла

Отношение полезно использованной в котле теплоты к располагаемой представляет КПД котла брутто

$$\eta_{бр} = Q_{поп} / Q_p^p = 1 - (Q_{уг} + Q_k + Q_m + Q_{ш} + Q_{фш}) / Q_p^p$$

или в %

$$\eta_{бр} = 100 - (q_{уг} + q_k + q_m + q_{ш} + q_{фш}).$$

КПД котельной установки, учитывающий расходы котла на собственные нужды (привод насосов, вентиляторов, дымососов и т. п.), составляющие около 4 %, называется КПД нетто. Располагаемая теплота

$$Q_p^p = Q_k + Q_{фш} + Q_{фш}^2$$

где $Q_{фш}$ и $Q_{фш}^2$ — количество теплоты, внесенное соответственно с подогретым вне котла воздухом и топливом (физическая теплота).

В большинстве случаев физическая теплота слишком мала, поэтому располагаемая теплота определяется только теплотой сгорания топлива так, что $Q_p^p = Q_k$. Полезно используемая теплота

$$Q_{поп} = D (i_{по} - i_{пв}) / B,$$

где D — расход пара, кг/с;

$i_{пв}$ и $i_{пк}$ — энтальпии соответственно перегретого пара и питательной воды, кДж/кг;

B — расход топлива, кг/с.

Потери с уходящими газами

$$Q_{\text{ут}} = i_{\text{ут}} - i_{\text{в}},$$

где $i_{\text{ут}}$ и $i_{\text{в}}$ — энтальпии соответственно уходящих газов и холодного воздуха.

Потери с уходящими газами (6—15%) зависят от избытка воздуха в топке и температуры газов. При проектировании котлов температуру уходящих газов принимают равной 390–450 К, потери от химической и механической неполноты сгорания топлива и во внешнюю среду задают в соответствии с нормами теплового расчета.

При эксплуатации котлов потери от химической неполноты сгорания (0—2 %) находят по содержанию в дымовых газах продуктов неполного сгорания (CO , H_2 , CH_4 , C_mH_n), определяемому на основе химического анализа дымовых газов. Потери от механической неполноты сгорания (1—12%) оценивают по содержанию горючих веществ в шлаке и золе. Потери от наружного охлаждения (0,5—3%) зависят от производительности котла, при эксплуатации их определяют на основе теории теплообмена по данным измерения температуры наружных стен котла и окружающего воздуха. Потери с физическим теплом шлаков зависят от количества удаляемых из котла шлаков, их теплоемкости и температуры. В большинстве случаев они незначительны, но при жидком шлакоудалении они увеличиваются до 1—5%.

Эксергетический баланс котла. КПД котла, полученный на основе теплового баланса, учитывает лишь потери энергии в установке и не отражает качественных изменений, сопровождающих реальные необратимые процессы. При необратимых процессах в соответствии со вторым законом термодинамики происходит обесценивание энергии, т. е. потеря ею способности передаваться в форме работы. Оценка эффективности работы котла с точки зрения второго закона термодинамики может быть осуществлена на основе баланса эксергии. Эксергия

$$\mathcal{E} = (i - i_0) - T_0 (S - S_0),$$

где i и i_0 , S и S_0 — энтальпия и энтропия рабочего тела соответственно в исходном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой;

T_0 — температура окружающей среды.

Эксергия теплоты

$$\mathcal{E}_q = \int (1 - T_0/T) dQ.$$

Эксергетический КПД котла

$$\eta_b = \mathcal{E}_{\text{пол}}/\mathcal{E}_p = 1 - \sum \mathcal{E}_i/\mathcal{E}_p,$$

где $\mathcal{E}_{\text{пол}}$ — полезно использованная эксергия;

\mathcal{E}_p — располагаемая эксергия;

$\sum \mathcal{E}_i$ — потери эксергии вследствие необратимости процессов (горения, теплообмена, смешения и т. п.).

Располагаемая эксергия в котле

$$\mathcal{E}_p = \mathcal{E}_\tau + \mathcal{E}_\text{в},$$

где \mathcal{E}_τ и $\mathcal{E}_\text{в}$ — эксергия соответственно топлива и воздуха, поступающих в топку.

Полезно использованной эксергией является изменение эксергии питательной воды ($\mathcal{E}_{\text{ис}}$) при превращении ее в перегретый пар ($\mathcal{E}_{\text{ис}}$).

Потери эксергии при горении

$$\mathcal{E}_\tau = \mathcal{E}_\tau + \mathcal{E}_\text{в} - \mathcal{E}_{\text{ис}},$$

где $\mathcal{E}_{\text{ис}}$ — эксергия продуктов сгорания в топке при адиабатной температуре.

Потери эксергии при теплообмене

$$\Delta \mathcal{E}_\tau = (\mathcal{E}_1' - \mathcal{E}_1'') - (\mathcal{E}_2'' - \mathcal{E}_2') = -\Delta \mathcal{E}_1 - \Delta \mathcal{E}_2,$$

где $\Delta \mathcal{E}_1$ — уменьшение эксергии греющего теплоносителя (продуктов сгорания);

$\Delta \mathcal{E}_2$ — увеличение эксергии нагреваемого теплоносителя (воды и пара). Потери эксергии при смешении потоков, например, при подсосе воздуха,

$$\Delta \mathcal{E}_{\text{см}} = (\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) - \mathcal{E}_{\text{см}},$$

где \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 — эксергии смешивающихся потоков;
 $\mathcal{E}_{\text{см}}$ — эксергия смеси.

Потери эксергии при охлаждении и с отходящими газами определяются по уравнениям соответственно

$$\mathcal{E}_q = [(1 - T_0/T) dQ] \quad \text{и} \quad \mathcal{E} = (i - i_0) - T_0 (S - S_0).$$

Анализ показывает, что энергетический (тепловой) КПД котла существенно отличается от эксергетического. Если энергетический КПД котла равен примерно 90%, то его эксергетический КПД составляет только около 45%. Основной потерей теплоты по энергетическому балансу является потеря с уходящими газами (более 7%), которая по эксергетическому балансу составляет лишь около 1%. Основными потерями по эксергетическому балансу являются потери от неравновесности процессов горения и теплообмена (около 25% каждая). Уменьшению потерь по эксергетическому балансу (при горении и теплообмене) способствует повышение подогрева воздуха и повышение параметров пара.

8.5. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ

Теплоисточники обеспечивают превращение энергии сгораемого топлива в тепловую энергию.

Горение — это химическое соединение горючих веществ топлива с кислородом воздуха, сопровождающееся резким повышением температуры и выделением значительного количества тепла. При горении топлива образуются газообразные продукты (дымовые газы) и очаговые остатки в виде золы и шлака. Условно процесс сжигания твердого топлива делят на три стадии: воспламенение (зажигание), активное горение и дожигание. В первой стадии твердое топливо вначале подогревается и подсушивается и при температуре 105—110° С теряет свою влагу. При дальнейшем повышении температуры топливо начинает разлагаться на летучие вещества и твердый остаток — кокс. Этот процесс наиболее бурно протекает при температуре 300—400° С. При дальнейшем нагреве, когда температура становится равной температуре воспламенения, топливо загорается. Температура воспламенения (примерная) различных топлив следующая: торф — 225° С; дрова —

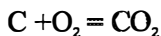
300° С; бурый уголь — 300—400° С; каменный уголь — 450—500° С; антрацит — 700—750° С; жидкое топливо — 500—600° С; газ около 600° С. Стадия активного горения характеризуется высокой температурой (более 1000° С) с максимальным выделением тепла и наибольшим потреблением воздуха (кислорода), расходуемого на горение кокса и летучих горючих веществ.

Дожигание твердого топлива характеризуется уменьшающимся тепловыделением и снижающейся потребностью в воздухе. Развитие этой стадии часто затягивается из-за обволакивания частиц кокса золой, которая затрудняет доступ воздуха к ним, что особенно часто бывает у топлива с легкоплавкой золой.

Горение жидкого топлива происходит в основном в парогазовой среде, когда в результате предварительного подогрева оно переходит из жидкого состояния в парообразное. Так как температура кипения жидкого топлива значительно ниже температуры его воспламенения, то вначале оно испаряется, а затем воспламеняется (вначале легкие фракции, а затем тяжелые). Интенсивность испарения топлива зависит от площади испарения и количества подводимой теплоты. Скорость испарения резко увеличивается при распыливании топлива на отдельные капли с помощью специальных устройств — форсунок.

Горение газообразного топлива включает следующие стадии: смешивание газа с воздухом (образование горючей смеси), нагревание смеси до температуры воспламенения и собственно горение. Сгорание бывает *полное* и *неполное*. При полном сгорании углерод топлива, соединяясь с кислородом, образует углекислый газ CO_2 , водород — водяные пары H_2O и сера — сернистый газ SO_2 . При этом уходящие из топки газы в своем составе не будут иметь горючих элементов. При неправильном обслуживании топки появляется неполное сгорание топлива, когда не вся химическая энергия топлива преобразуется в теплоту, а часть ее остается в уходящих газах и выбрасывается через дымовую трубу в атмосферу. О том, насколько выгоднее полное сгорание топлива по сравнению с неполным, видно из следующих расчетов.

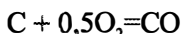
При полном сгорании углерода химическая реакция протекает в соответствии с уравнением



или $12 \text{ кг C} + 32 \text{ кг O}_2 = 44 \text{ кг CO}_2$; при расчете на 1 кг C получим $1 \text{ кг C} + 2,67 \text{ кг O}_2 = 3,67 \text{ кг CO}_2 + 8050 \text{ ккал/кг}$. Из этого равенства следует, что для сжигания 1 кг углерода требуется 2,67 кг кислорода. При этом выделяет-

ся 3,67 кг углекислого газа и 8050 ккал/кг теплоты.

При неполном сгорании углерода реакция протекает по уравнению



или $12 \text{ кг } C + 16 \text{ кг } O_2 = 28 \text{ кг } CO$; при пересчете на 1 кг С получим 1 кг $C + 1,33 \text{ кг } O_2 = 2,33 \text{ кг } CO + 2370 \text{ ккал/кг}$. Как видно, при неполном сгорании 1 кг углерода потребляется 1,33 кг кислорода и образуется 2,33 кг оксида углерода, а выделяется только 2370 ккал/кг теплоты, т. е. примерно в 3,4 раза меньше, чем при полном сгорании. Поэтому очень важно при сжигании топлива не допускать образования оксида углерода, так как наличие его в продуктах сгорания приводит к потере теплоты, которая называется *«потери от химического недожога»*.

Расчет процесса горения топлива обычно сводится к определению количества воздуха, необходимого для горения, а также состава и количества образующихся газообразных продуктов. Эти данные можно получить из элементарных уравнений химических реакций горючих элементов топлива с кислородом воздуха.

Количество воздуха, необходимого для сжигания топлива. Количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива, определяют на основании реакции горения и рабочего состава топлива. При горении из воздуха используется только кислород. Для полного сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива требуется кислорода, кг/кг:

$$G_{O_2} = \frac{2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P}{100}$$

где C^P , H^P , S^P и O^P — содержание углерода, водорода, серы и кислорода в топливе, %.

Учитывая, что в сухом воздухе содержится кислорода по массе примерно 23%, а по объему 21%, количество воздуха L_0 , кг, расходуемое при полном сжигании 1 кг топлива, составит:

$$L_0 = \frac{2,67C^P + 8H^P + S^P - O^P}{0,23 \cdot 100} = 0,115C^P + 0,345H^P + 0,043(S^P - O^P)$$

Расход воздуха принято измерять в объемных единицах — кубических метрах. Приняв плотность воздуха при нормальных условиях

(давление 760 мм рт. ст.; температура 0° С) равной 1,293 кг/м³, определим теоретически необходимый объем воздуха для сжигания 1 кг топлива V_0 , м³/кг:

$$V_0 = \frac{L_0}{1,293} = 0,089C^P + 0,266H^P + 0,033(S^P - O^P)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газообразного топлива, м³/м³ определяется по уравнению

$$v_0 = 0,0476 [0,5 CO + 0,5 H_2 + 1,5 H_2S + \sum (m + \frac{n}{4}) \cdot C_n - O_2]$$

где $\sum (m + \frac{n}{4}) C_n H_n$ — различные углеводороды, входящие в состав газа, %.

Количество воздуха, вычисленное по указанным уравнениям, является минимальным для обеспечения полного сгорания топлива при условии, что весь кислород, содержащийся в воздухе и топливе, будет использован при горении.

В реальных условиях для обеспечения полного сгорания топлива приходится подавать значительно большее количество воздуха, чем теоретически необходимо. Это объясняется главным образом недостаточно тщательным смешиванием топлива с воздухом, из-за чего часть воздуха не участвует в горении и удаляется из топки вместе с продуктами сгорания.

Отношение действительного количества воздуха V_n , м³/кг, расходующего на горение топлива, к теоретически необходимому V_0 называется коэффициентом избытка воздуха, т. е.

$$\alpha = V_n / V_0$$

откуда

$$V_n = \alpha V_0$$

Коэффициент избытка воздуха всегда больше единицы и зависит от сорта сжигаемого топлива, способа его сжигания и конструктивных особенностей топочных устройств. При сжигании жидкого и газообразного топлива коэффициент α имеет меньшие значения, при сжигании твердого топлива — большие значения. При движении дымовых газов

по газовому тракту коэффициент α изменяется от минимального значения (в топке) до максимального (у основания дымовой трубы), что обусловлено подсосом воздуха через неплотности обмуровки и разрежением в газоходах котла. В связи с этим различают коэффициент избытка воздуха в топке, за котлом, перед дымовой трубой и т. п.

Для эксплуатируемых котельных коэффициент избытка воздуха может быть установлен по данным анализа дымовых газов. В случае полного сгорания топлива коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2}{100 - (RO_2 + O_2)}}$$

где $RO_2 = CO_2 + SO_2$ — содержание в продуктах сгорания в процентах по объему углекислоты и сернистого газа;
 O_2 — кислород, в % по объему.

При неполном сгорании коэффициент избытка воздуха определяется по формуле

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79 \frac{O_2 - 0,5CO}{100 - (RO_2 + CO + O_2)}}$$

где CO — содержание оксида углерода в продуктах сгорания, в % по объему.

В этих формулах азот топлива в расчете не учитывался.

8.6. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ

Оксид углерода (CO) - 3 018 ккал/м³

Метан (CH_4) - 8 556 ккал/м³

Пропан (C_3H_8) - 21 795 ккал/м³

Бензол (C_6H_6) - 33 528 ккал/м³

Условное топливо. Теплота сгорания условного топлива принимается 7000 ккал/кг.

Для перевода натурального топлива B_n в условное $B_{уск}$. Необходимо умножить B_n на величину топливного эквивалента:

Уголь: «Донецкий» - 0,92
«Подмосковный» - 0,38
«Карагадинский» - 0,79
«Экибастузский» - 0,60
«Челябинский» - 0,52
Дрова - 0,27

Жидкое топливо, газ:

Мазут - 1,37
Дизельное - 1,45
Природный газ - 1,25
Сжиженный газ - 1,7

Особое внимание уделяется возобновляемым источникам энергии: солнечная энергия, энергия ветра, энергия биомассы, включая различные отходы, геотермальная энергия, энергия малых рек, энергия приливов, волновая энергия, определяемая разностью температур по глубине океана.

Ядерная энергетика, и хотя доля ее составляет всего 15%, она является основной на перспективу. Сегодня важным является развитие малых ядерных электростанций, работающих в автоматическом режиме. Выработанное тепло на тепловых станциях используется на нагрев воды - пара с начальными параметрами пара 13 МПа, 565 °С который направляется на вращение турбины. Отработанный пар низкого давления (около 0,05 - 0,25 МПа отводится для подогрева сетевой воды, циркулирующей в тепловой сети. Под термином «теплофикация» понимается энергоснабжение на базе комбинированной, т.е. совместной выработки электрической и тепловой энергии в одной установке.

Во всех случаях вода и топливо являются технологически неразделимыми составляющими и характеризуется едиными законами физики, термодинамики механики жидкости.

При проектировании ТЭЦ, независимо от вида топлива, необходимым является устойчивое водоснабжение из расчета 5-10 м³ на 1 тонну сжигаемого угля или другого топлива соответственной калорийности.

Расчет калориметрической температуры топлива. Для определения $T_{\text{кэл}}$ используется метод последовательного приближения с использованием калориметра где сжигается топливо с регулировкой концентрации кислорода и измеряется количество получившегося тепла.

Увеличение коэффициента расхода воздуха приводит к увеличению количества продуктов сгорания и снижению температуры горения.

Обогащение воздуха кислородом, наоборот, уменьшает количество продуктов сгорания и повышает температуру горения.

Отношение действительной температуры горения T_d и калориметрической $T_{\text{ккл}}$ называется *пирометрическим коэффициентом*.

$$\eta = \frac{T_d}{T_{\text{ккл}}}$$

что используется при расчете горения топлива.

Для предварительных расчетов можно принимать следующее значение удельных расходов условного топлива (брутто) на выработку электрической энергии на твердом топливе: $B_{\text{т}}^{\text{с}} = 0,165 - 0,170 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ при газовом топливе уменьшается на 4-5%.

Удельный расход топлива на отпуск электрической энергии (нетто) можно увеличивать на 20-25%, при выработке тепловой энергии удельный расход увеличивается на уровень потерь в теплосистеме.

Следует выдерживать постоянно теплоизоляцию теплоносителей.

Тепловой насос - устройство для переноса тепловой энергии от теплоотдатчика с низкой температурой (чаще всего окружающей среды) к теплоприемнику с высокой температурой.

Процессы, происходящие в теплонасосах, подобны процессам, осуществляемым рабочим телом в холодильной машине. При этом потребляется меньшее количество электроэнергии для привода самого теплового насоса.

Глава 9

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

9.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА ТОПЛИВА

Твёрдое топливо состоит из горючих и негорючих элементов и баласта. При изучении характеристик топлива различают рабочую, горючую и сухую массу. Состав рабочей, горючей и сухой массы обозначают соответственно индексами «Р, Г, С». Для расчёта взята кизеловский уголь марки Г, с следующим содержанием элементов: $C^p=30,6\%$, $H^p=2,4\%$, $S_{\text{ф}}^p=1,3\%$, $S_{\text{к}}^p=1,5\%$, $N^p=0,6\%$, $O^p=9,2\%$, $W^p=33\%$, $A^p=21,4\%$, $V^r=47\%$, $V_0=3,14 \text{ м}^3/\text{кг}$, $Q_H^p=2670 \text{ ккал/кг}$.

Находим зольность сухой и горючей массы:

$$A^c = A^p \cdot (100 / 100 - W^p) = 21,4 \cdot (100 / 100 - 33) = 32\%$$

$$A^r = A^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 21,4 \cdot (100 / 100 - (21,4 + 33)) = 47\%$$

Определяем состав горючей массы топлива:

$$C^r = C^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 30,6 \cdot (100 / (100 - (21,4 + 33))) = 67\%$$

$$H^r = H^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 2,4 \cdot (100 / (100 - (21,4 + 33))) = 5\%$$

$$S^r = S_{\text{к}}^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 2,8 \cdot (100 / (100 - (21,4 + 33))) = 6\%$$

$$S_{\text{ф}}^r = S_{\text{ф}}^p + S_{\text{к}}^p = 1,3 + 1,5 = 3\%$$

$$N^r = N^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 0,6 \cdot (100 / (100 - (21,4 + 33))) = 1,3\%$$

$$O^r = O^p \cdot (100 / (100 - (A^p + W^p))) = 9,2 \cdot (100 / (100 - (21,4 + 33))) = 20\%$$

$$C^r + H^r + S_{\text{ф}}^r + S_{\text{к}}^r + K^r + O^r = 67 + 5 + 6 + 3 + 1 + 20 = 100\%$$

где: С — углерод, его содержание в горючей смеси;

Н — водород;

С — летучая сера;

Н — азот, его содержание в негорючих элементах;

О — кислород;
 А — содержание золы в балансе;
 W — содержание влаги.

Находим состав сухой массы топлива:

$$\begin{aligned}C^e &= C^p \cdot (100 / (100 - W^p)) = 30,6 \cdot (100 / (100 - 33)) = 45,6\% \\H^e &= H^p \cdot (100 / (100 - W^p)) = 2,4 \cdot (100 / (100 - 33)) = 3,57\% \\S^e_x &= S^p_x \cdot (100 / (100 - W^p)) = 3 \cdot (100 / (100 - 33)) = 4,47\% \\S^p_x &= S^e_x \cdot (100 / (100 - W^p)) = 4,47 \cdot (100 / (100 - 33)) = 6,66\% \\N^e &= N^p \cdot (100 / (100 - W^p)) = 1 \cdot (100 / (100 - 33)) = 1,49 \\O^e &= O^p \cdot (100 / (100 - W^p)) = 9,2 \cdot (100 / (100 - 33)) = 13,7\% \\C^e + H^e + S^e_x + N^e + O^e &= 45,6 + 3,57 + 4,47 + 6,66 + 1,49 + 13,7 = 100\%\end{aligned}$$

Определяем теплоту сгорания топлива.

Теплотой сгорания топлива называют - количество теплоты в кДж, выделяемой при полном сгорании 1 кг твёрдого топлива. Тепловые расчёты котлов выполняют, пользуясь нижней теплотой сгорания топлива. Нижняя теплота сгорания угля задана $Q^p_x = 2670$ кДж/кг или 11,2 МДж/кг или $Q^p_x = 11200$ кДж/кг, $H^p = 2,4$ %.

Находим рабочую теплоту сгорания топлива:

$$Q^p_* = Q^p_x + 225H^p + 25W^p = 11200 + 225 \cdot 2,4 + 25 \cdot 33 = 12565 \text{ кДж/кг}$$

Производим пересчёт расхода натурального топлива на условное:

$$B_y = B \cdot \mathcal{E}$$

где: B_y , B — расход условного и натурального топлива;

\mathcal{E} — тепловой эквивалент топлива,

$$\mathcal{E} = Q^p_x / 29300 = 11200 / 29300 = 0,38$$

Определение зольности, влажности и сернистости топлива.

При рассмотрении условий работы котлов на различных видах топлива пользуются приведёнными величинами зольности $A_{пр}$, влажности W_p и сернистости $S_{пр}$ топлива.

Находим приведённую зольность топлива:

$$A_{\text{пр}} = 4190 * A^p / Q^p_{\text{н}} = 4190 * 21,4 / 11200 = 8 \text{ кг}\cdot\% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$$

Находим приведённую влажность топлива:

$$W_{\text{пр}} = 4190 * W^p / Q^p_{\text{н}} = 4190 * 33 / 11200 = 12,3 \text{ кг}\cdot\% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$$

Находим приведённую сернистость топлива:

$$S_{\text{пр}} = 4190 * S^p_{\text{н}} / Q^p_{\text{н}} = 4190 * 3 / 11200 = 1,1 \text{ кг}\cdot\% \cdot 10^{-3} / \text{кДж}$$

9.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА ВОЗДУХА, ОБЪЕМА И МАССЫ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ

Объём воздуха, объём и масса продуктов сгорания определяют на 1 кг твёрдого, жидкого или на 1 м³ сухого газообразного топлива при нормальных условиях.

Находим действительный объём воздуха поступившего в топку:

$$V_{\text{а}} = \alpha_{\text{т}} * V^0 = 1,42 * 3,14 = 4,46 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

где: $\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент избытка воздуха в топке.

Определяем состав и объём продуктов сгорания топлива.

При полном сгорании топлива продукты сгорания содержат следующие газы: CO₂, SO₂, N₂, O₂ и пары воды H₂O.

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{N}_2 + \text{O}_2 + \text{H}_2\text{O} = 100\%$$

Для твёрдых и жидких топлив теоретические объёмы продуктов полного сгорания определяются по формуле:

объём двухатомных газов

$$V^0_{\text{N}_2} = 0,79 * V^0 + 0,8 * N^p / 100 = 0,79 * 3,14 + 0,8 * 0,6 / 100 = 2,5 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

объём трёхатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0187 * (C^p + 0,375 * S^p_{\text{н}}) = 0,0187 * (30,6 + 0,375 * 3) = 0,6 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

объём сухих газов

$$V_{\text{ср}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 = 0,6 + 2,5 = 3,1 \text{ м}^3/\text{кг}$$

объём водяных паров

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,0124 * (9 * H^p + W^p) + 0,0161 * V^0 = 0,0124 * (9 * 2,4 + 33) + 0,0161 * 3,14 = 0,7 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_{\text{ср}} = V_{\text{RO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_r - 1) * V^0 = 0,6 + 2,5 + (1,42 - 1) * 3,14 = 4,4 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161 * (\alpha_r - 1) * V^0 = 0,7 + 0,0161 * (1,42 - 1) * 3,14 = 0,72 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$V_r = V_{\text{ср}} + V_{\text{H}_2\text{O}} = 4,4 + 0,72 = 5,12 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Определяем содержание CO_2 , SO_2 , RO_2 в сухих газах при полном сгорании топлива:

$$\text{CO}_2 = (V_{\text{CO}_2} / V_{\text{ср}}) * 100 = (0,0187 * C^p / V_{\text{ср}}) * 100 = (0,0187 * 30,6 / 4,4) * 100 = 13\%$$

$$\text{SO}_2 = (V_{\text{SO}_2} / V_{\text{ср}}) * 100 = (0,0187 * 0,375 * S^p / V_{\text{ср}}) * 100 = (0,0187 * 0,375 * 2,8 / 4,4) * 100 = 0,5\%$$

$$\text{RO}_2 = (V_{\text{RO}_2} / V_{\text{ср}}) * 100 = (0,6 / 4,4) * 100 = 14\%$$

Находим содержание азота N_2 и кислорода O_2 в сухих газах при полном сгорании топлива:

$$\text{N}_2 = 100 - \text{RO}_2 - \text{O}_2 = 100 - 14 - 5,7 = 80,3\%$$

$$\text{O}_2 = 21 - \beta \text{RO}_2 - \text{RO}_2 = 21 - 0,093 * 14 - 14 = 5,7\%$$

Определяем массу продуктов сгорания.

Для твёрдого топлива масса продуктов сгорания определяется по формуле:

$$M_r = 1 - 0,01 * A^p + 1,306 * \alpha_r * V^0 = 1 - 0,01 * 21,4 + 1,306 * 1,42 * 3,14 = 6,6 \text{ кВт/кг}$$

концентрация золы в продуктах сгорания:

$$\mu_{\text{зл}} = A^p * a_{\text{ун}} / 100 * M_r = 21,4 * 0,9 / 100 * 6,6 = 0,03$$

где: a_{ya} — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания.

Находим коэффициент избытка воздуха. При полном сгорании топлив, исходя из полученных данных, определяем коэффициент избытка воздуха по формуле:

$$\alpha_r = 21 / (21 - 79 * (O_2/N_2)) = 21 / (21 - 79 * (5,7/80,3)) = 1,4$$

9.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНТАЛЬПИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Энтальпия продуктов сгорания (кДж/кг, кДж/м³) 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива определяется как сумма энтальпий продуктов сгорания I_r^0 при $\alpha_r = 1$, избыточного воздуха I_a^0 ($\alpha_r - 1$) и золы I_z (если $A_{зр,уп} > 1,43 \text{ кг} \cdot \% \cdot 10^3 / \text{кДж}$), т.е.

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_r - 1) * I_a^0 + I_z$$

Энтальпия продуктов сгорания (кДж/кг, кДж/м³) при $\alpha_r = 1$ и температуре газов t , °C определяется по формуле:

$$I_r^0 = V_{\text{CO}_2} * (c^*v)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 * (c^*v)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 * (c^*v)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,6 * 2202 + 2,5 * 1394 + 0,7 * 1725 = 6013,7 \text{ кДж/кг}$$

где: V_{CO_2} , $V_{\text{N}_2}^0$, $V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ — теоретический объемы продуктов сгорания топлива, м³/кг

$(c^*v)_{\text{CO}_2}$, $(c^*v)_{\text{N}_2}$, $(c^*v)_{\text{H}_2\text{O}}$ — энтальпии углекислоты, азота и водяных паров, кДж/кг.

Определяем энтальпию воздуха при $\alpha = 1$ и $(cv)_a = 1436 \text{ кДж/кг}$:

$$I_a^0 = V^0 * (cv)_a = 3,14 * 1436 = 4509 \text{ кДж/кг}$$

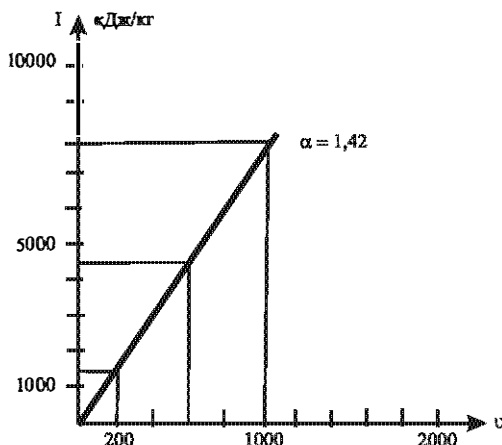
Определяем энтальпию золы при $(cv)_z = 984 \text{ кДж/кг}$

$$I_z = (A^p * a_{ya} / 100) * (cv)_z = (21,4 * 0,9 / 100) * 984 = 189,5 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию продуктов полного сгорания топлива (1 кг топлива при $\nu = 1000^\circ\text{C}$).

$$I_r = I_r^0 + (\alpha_x - 1) * I_x^0 + I_3 = 6013,7 + (1,42 - 1) * 4509 + 189,5 = 8097 \text{ кДж/кг}$$

Строим $I\nu$ – диаграмму для продуктов сгорания (рис. 1) при $\nu = 600^\circ\text{C}$ и $cu = 1222 \text{ кДж/м}^3$. $I_{N_2} = 804$; $I_{O_2} = 850$; $I_{H_2O} = 967$; $I_v = 830$; $I_3 = 561$; при $\nu = 200$; $(cu)_{CO_2} = 357$; $I_{N_2} = 260$; $I_{H_2O} = 304$; $I_{O_2} = 267$; $I_v = 266$; $I_3 = 169,1$.



Определяем энтальпию продуктов сгорания при $\nu = 600^\circ\text{C}$:

$$I_r^0 = V_{RO_2} * (c * \nu)_{CO_2} + V_{N_2}^0 * (c * \nu)_{N_2} + V_{H_2O}^0 * (c * \nu)_{H_2O} = 0,6 * 1222 + 2,5 * 804 + 0,7 * 967 = 3420 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию золы при $\nu = 600^\circ\text{C}$:

$$I_3 = (A^p * a_{yn} / 100) * (cu)_3 = (21,4 * 0,9 / 100) * 560,6 = 108 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию воздуха при $\nu = 600^\circ\text{C}$:

$$I_v^0 = V^0 * (cu)_v = 3,14 * 830 = 2606 \text{ кДж/кг}$$

$$I_r = 3420 + (1,42 - 1) * 2606 + 108 = 4623 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию продуктов сгорания при $\nu = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$I_r^0 = V_{\text{CO}_2} * (c * \nu)_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 * (c * \nu)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 * (c * \nu)_{\text{H}_2\text{O}} = 0,6 * 357 + 2,5 * 260 + 0,7 * 304 = 1077 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию золы при $\nu = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$I_3 = (A^p * a_{\text{уа}} / 100) * (c\nu)_3 = (21,4 * 0,9 / 100) * 169,1 = 32,6 \text{ кДж/кг}$$

Определяем энтальпию воздуха при $\nu = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$I_a^0 = V^0 * (c\nu)_a = 3,14 * 266 = 835 \text{ кДж/кг}$$

$$I_r = 1077 + 0,42 * 835 + 32,6 = 1460 \text{ кДж/кг}$$

9.4. РАСЧЁТ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И РАСХОДА ТОПЛИВА

Тепловым балансом называют распределение теплоты, вносимой в котло-агрегат при сжигании топлива, на полезно использованную теплоту и тепловые потери. Тепловой баланс составляется на 1 кг твёрдого (жидкого) топлива или на 1 м³ газообразного топлива применительно к установившемуся тепловому состоянию котельного агрегата.

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

где: Q_p^p — располагаемая теплота;

Q_1 — теплота полезно использованная в котлоагрегате на получение пара;

Q_2 — потери тепла с уходящими газами;

Q_3 — потери тепла от химической неполноты сгорания топлива;

Q_4 — потери тепла от механической неполноты сгорания топлива;

Q_5 — потери тепла в окружающую среду;

Q_6 — потери тепла с физической теплотой плака.

Задаёмся котельным агрегатом паропроизводительностью $D = 13,4 \text{ т/ч}$, температурой топлива при входе в топку $t_f = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, натуральный расход топлива $B = 4 \text{ кг/с}$, давление перегретого пара $P_{\text{шт}} = 4 \text{ МПа}$, температура перегретого пара $t_{\text{шт}} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура питательной

воды $t_{\text{м}} = 150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продувки $P = 4\%$, теоретический объём воздуха необходимый для сгорания 1 кг топлива $V^0 = 2,94 \text{ м}^3/\text{кг}$, объём уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{\text{ух}} = 4,86 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $t_{\text{ух}} = 160^\circ\text{C}$, средняя объёмная теплоёмкость газов при постоянном давлении $c_{\text{р,ух}} = 1,415 \text{ кДж}/(\text{м}^3\text{K})$, коэффициент избытка воздуха за последним газоходом $\alpha_{\text{ух}} = 1,48$, температура воздуха в котельной $t_{\text{а}} = 30^\circ\text{C}$, средняя объёмная теплоёмкость воздуха при постоянном давлении $c_{\text{р,в}} = 1,297 \text{ кДж}/(\text{м}^3\text{K})$, содержание в уходящих газах оксида углерода $\text{CO} = 0,2\%$ и трёхатомных газов $\text{RO}_2 = 16,6\%$ и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива $q_4 = 4\%$. Потерями теплоты с физической теплотой шлага пренебрегаем.

Определяем низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 338 * C^{\text{р}} + 1025 * H^{\text{р}} - 108,5 * (O^{\text{р}} * S^{\text{р}}_{\text{л}}) - 25 * W_{\text{р}} = \\ = 338 * 30,6 + 1025 * 2,4 - 108,5 * (9,2 - 2,5) - 25 * 33 = 11251 \text{ кДж/кг}$$

Определяем теплоёмкость рабочей массы топлива:

$$c_{\text{т}}^{\text{р}} = c_{\text{т}}^{\text{с}} * (100 - W^{\text{р}}) / 100 + c_{\text{H}_2\text{O}} * W / 100 = 1,088 * (100 - 33) / 100 + \\ + 4,19 * 33 / 100 = 2,11 \text{ кДж}/(\text{кг} * \text{K})$$

где: $c_{\text{т}}^{\text{с}}$, $c_{\text{H}_2\text{O}}$ — теплоёмкости сухой массы твёрдого топлива и воды;

Определяем физическую теплоту топлива:

$$Q_{\text{м}} = c_{\text{т}}^{\text{р}} * t_{\text{р}} = 2,11 * 20 = 42,2 \text{ кДж/кг}$$

Находим располагаемую теплоту:

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{м}} = 11251 + 42,2 = 11293,2 \text{ кДж/кг}$$

Определяем теплоту полезно использованную в котлоагрегате:

$$Q_1 = (D_{\text{м}} / B) * [(t_{\text{м}} - t_{\text{м}}) + (P / 100) * (t_{\text{м}} - t_{\text{м}})] = (13,4 / 4) * [(3330 - \\ - 632) + (4 / 100) * (1087,5 - 632)] = 9099 \text{ кДж/кг}$$

где: $l_{шт}$ — энтальпия пара;

$l_{пв}$ — энтальпия питательной воды;

$l_{кв}$ — энтальпия котловой воды.

Определяем потери тепла с уходящими газами:

$$Q_2 = (V_{ух} * c_{рух} * \nu_{ух} - \alpha_{ух} * V^0 * c_{рв} * t_{в}) * (100 - q_4) / 100 = (4,86 * 1,415 * 160 - 1,48 * 3,14 * 1,297 * 30) * (100 - 4) / 100 = 883 \text{ кДж/кг}$$

Определяем потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_3 = 237 * (C^p + 0,375 * S^p_{д}) * CO / (RO_2 + CO) = 237 * (30,6 + 0,375 * 2,5) * 0,2 / (16,6 + 0,2) = 89 \text{ кДж/кг}$$

Определяем потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива:

$$Q_4 = q_4 * Q^p_p / 100 = 4 * 11293,2 / 100 = 451,7 \text{ кДж/кг}$$

Определяем потери теплоты в окружающую среду:

$$Q_5 = Q^p_p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) = 11293,2 - (9099 + 883 + 89 + 451,7) = 770,5 \text{ кДж/кг}$$

Составляем тепловой баланс:

$$q_1 = (Q_1 / Q^p_p) * 100 = (9099 / 11293,2) * 100 = 80,6 \%$$

$$q_2 = (Q_2 / Q^p_p) * 100 = (883 / 11293,2) * 100 = 7,8 \%$$

$$q_3 = (Q_3 / Q^p_p) * 100 = (89 / 11293,2) * 100 = 0,8 \%$$

$$q_4 = (Q_4 / Q^p_p) * 100 = (451,7 / 11293,2) * 100 = 4,0 \%$$

Тепловой баланс котельного агрегата согласно формуле:

$$Q^p_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = 9099 + 883 + 89 + 451,7 + 770,5 = 11293,2 \text{ кДж/кг}$$

Тепловой баланс в процентах:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 80,6 + 7,8 + 0,8 + 4 + 6,8 = 100 \%$$

Анализируя результаты расчетов, можно сделать следующие выводы:

Сложность химических явлений в процессе горения заключается в том, что два рабочих вещества - топливо и окислитель, находясь в относительно устойчивом молекулярном состоянии, прежде чем ассоциироваться в новые более устойчивые молекулы продуктов горения, проходят сложные цепи разрушительных и рекомбинационных процессов, находясь в этом промежуточном периоде в неустойчивом состоянии в виде атомов, радикалов, окислов и перекисей с относительно большой степенью ионизации.

Эти промежуточные вещества за время своего краткосрочного существования реагируют между собой и с поступающими в их зону первичными молекулами топлива и окислителя, создавая последовательные и параллельно разветвляющиеся цепи промежуточных, так называемых "элементарных", реакций. Реагирующие в них неустойчивые, лишённые части защитной поверхностной электронной оболочки вещества, т.е. вещества со свободными валентностями, называются *активными центрами*.

Скорость отдельных элементарных реакций весьма различна в зависимости от активности реагирующих промежуточных веществ. Поэтому перенакопление малоактивных комбинаций может не только затормозить, но и прекратить объёмную реакцию. В некоторых условиях обрывы цепей легко возникают на поверхности реактора, когда из отдельных ионизированных составляющих вновь образуются устойчивые молекулярные формы исходных соединений. В обычных условиях скорости промежуточных реакций весьма велики, а следовательно, толщина фронта горения весьма мала и представляет собой как бы тонкую оболочку объёма, в котором протекают сложные подготовительные процессы.

9.5. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Основные расчетные зависимости:

1. Определение тепловых потерь теплопровода.
2. Расчет температурного поля вокруг теплопровода, т.е. определение температур изоляции воздуха в канале, стен канала и грунта.

3. Расчет падения температуры теплоносителя видов трубопровода.

4. Выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

Пример 1. При наружной температуре $t_u = -8^\circ\text{C}$, что соответствует $Q_0^p = 0,6$, температура обратной воды после отопительной установки $\tau_{02} = 58^\circ\text{C}$ вместо $53,5^\circ\text{C}$ по расчетному графику. температура сетевой воды перед отопительной установкой $\tau_{01} = 101,5^\circ\text{C}$, что соответствует расчетному графику. Определить перерасход теплоты и сетевой воды на отопление.

В рассматриваемой отопительной установке

$$\Delta t_q^1 = 43^\circ\text{C}; t_0^1 = 64,5^\circ\text{C}; \delta i_0^1 = 80^\circ\text{C}; u = 2,2.$$

Расчетная отопительная нагрузка $Q_0^1 = 1 \text{ МДж/с} = 0,86 \text{ Гкал/ч}$

$$\text{Находим } \bar{q}_2 = \frac{d\bar{Q}_0}{d\tau_2} = \frac{0,5 + 2,2}{1 + 2,2(43 = 0,8 \frac{64,5}{0,6^{0,2}})} = 0,0084 = 0,84\%^\circ\text{C}$$

$$d\bar{Q}_0 = 0,0084 (58 - 53,5) = 0,0376 = 3,76 \%$$

перерасход теплоты равен 3,76% расчетного расхода;

$$\Delta \bar{Q}_0 = 0,0376 \text{ МДж/с} = 0,0323 \text{ Гкал/ч.}$$

От расхода тепла на отопление при $t_u = -8^\circ\text{C}$, перерасход составит $3,76/06 = 6,3\%$, фактический расход теплоты на отопление: $Q_0 = Q_0^p + \Delta Q_0 = 0,6 + 0,0376 = 0,6376 \text{ МДж/с}$. Фактический отопительный эквивалент расхода сетевой воды составит

$$\bar{W}_0 = \frac{0,6376}{1} \cdot \frac{80}{101,5 - 58} = 1,173$$

Превышение отопительного эквивалента расхода сетевой воды на отопление по сравнению с расчетным расходом $\Delta \bar{W}_0 = \bar{W}_0 - 1 = 0,173 = 17,3\%$.

Расчетный расход сетевой воды

$$\bar{W}_0^p = \frac{1000}{4,2 \cdot 80} = 3 \text{ кг/с} = 10700 \text{ кг/ч.}$$

Перерасход сетевой воды равен:

$$\Delta \bar{W}_0 = 0,173 \cdot 3 = 0,519 \text{ кг/с} = 1860 \text{ кг/ч}$$

Пример 2. Определить расчетные часовые и годовые расходы тепла на отопление, вентиляцию и бытовое горячее водоснабжение больницы. Строительный объем здания 10000 м³, количество окон – 50, $t_{вн} = 20$ °С, $t_{в10} = -21$ °С, $t_{вв} = -10$ °С, $n_0 = 4584$ ч., $t_{в}^{с10} = -1,2$ °С. Продолжительность стояния температур наружного воздуха за отопительный период дана в Таблице 6.

Таблица 6.

Температура, $t_{в1}$ °С	Время стояния температур, ч	
	n	$\sum n$
– 30 : – 25	2,9	2,9
– 25 : – 20	22,1	25
– 20 : – 15	120	145
– 15 : – 10	324	469
– 10 : – 5	686,4	1155,4
– 5 : – 0	1676,6	2832
– 0 : + 8	1752	4584

1. Расчетный (максимальный) часовой расход тепла на отопление:

$$Q_0 = 0,39 \cdot 1,1 \cdot 10000 (20 + 21) = 176000 \text{ кКал/ч}$$

2. Расчетный часовой расход на вентиляцию:

$$Q_v = 0,3 \cdot 10000 (20 + 10) = 90000 \text{ кКал/ч}$$

3. Расход тепла на бытовое горячее водоснабжение, среднечасовой на неделю:

$$Q_p^{ср.н} = \frac{150 \cdot 50 (65 - 5)}{24} = 18800 \text{ кКал/ч}$$

4. Среднечасовой расход тепла за сутки наибольшего водопотребления:

$$Q_r^{ср} = 1,2 \cdot 18800 = 22500 \text{ кКал/ч}$$

5. Максимальный часовой расход в суммарном расходе тепла микро-районowi и населенных пунктов:

$$Q_{\tau}^{\max} = 2 \cdot 22500 = 45000 \text{ кКал/ч}$$

6. Годовой расход тепла на отопление:

$$Q_0^{\text{год}} = 176000 \cdot \frac{20 + 1,2}{20 + 21} \cdot 4584 \cdot 10^{-6} = 417 \text{ ГКал/год}$$

7. Число часов использования максимума нагрузки:

$$H_0^1 = \frac{20 + 1,2}{20 + 21} \cdot 4584 = 2370 \text{ ч}$$

8. Годовой расход тепла на вентиляцию определяем, принимая число часов работы систем вентиляции $Z_v = 16$ ч в сутки, предварительно находим $t_n^{\text{ср.в.}}$:

$$t_n^{\text{ср.в.}} = \frac{(-7,5 \cdot 686,4) + (-2,5 \cdot 1676,6) + (4 \cdot 1752)}{686,4 + 1676,6 + 1752} - 0,56 \approx -0,6^\circ\text{C}$$

$$Q_v^{\text{год}} = 90000 \cdot 16 \frac{469}{2} + 90000 \cdot \frac{20 + 0,6}{22 + 10} \cdot 16 \frac{4584 - 469}{24} = 200 \text{ ГКал/год}$$

9. Годовой расход тепла на горячее водоснабжение:

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{год}} = 18800 \cdot 4584 + 0,8 \cdot \frac{18800(60 - 15)}{(60 - 5)} \cdot (8400 - 4584) = 133 \text{ ГКал/год}$$

10. Часовой расход тепла на ГВС в летнее время принимается равным:

$$Q_{\text{гвс}}^{\text{л}} = 0,8 \cdot \frac{60 - 15}{60 - 5} \cdot Q_{\text{г}} \approx 0,65 Q_{\text{г}}, \text{ ккал/ч}$$

Результаты выполнения расчетов позволяют выяснить условия работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем и выбора схем присоединения теплопотребляющих установок (нагрузок) к тепловой сети, а также обозначив более эффективный режим эксплуатации систем теплоснабжения.

В процессе движения по теплопроводу энтальпия теплоносителя уменьшается. Вследствие этого, происходит снижение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, а при транспортировке насыщенного пара выпадает конденсат. При коротких теплопроводах, когда ожидаемое падение температуры не превышает 3-4 % значения температуры в начале участка, расчет может проводиться в предположении постоянства удельных тепловых потерь.

Уравнение теплового баланса в этом случае имеет вид:

$$G \cdot C_p (\tau_1 - \tau_2) = q \cdot l (1 + \mu),$$

где: G — расход теплоносителя на участке;

C_p — теплоемкость теплоносителя;

τ_1, τ_2 — температура теплоносителя в начале и конце участка;

l — длина участка;

q — удельные, линейные, тепловые потери;

μ — коэффициент местных потерь теплоты.

Глава 10

ТЕПЛООБМЕН

10.1. СПОСОБЫ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛА

Теплота нагревательных приборов передается воздуху в помещениях конвекцией, излучением и комбинированным путем. Площадь поверхности отопительных приборов определяется по формуле:

$$F_{\text{пр.}} = \frac{Q_{\text{расч.}}}{K(t_{\text{сп.}} - t_{\text{в}})},$$

где: $Q_{\text{расч.}}$ - потери тепла помещением при расчетной (максимальной) нагрузке Вт (ккал/ч).

K - коэффициент теплопередачи, прибора к окружающему воздуху.

$t_{\text{сп.}} = 0,5(t_1 + t_2)$ - средняя температура воды в приборе.

$(t_1 - t_2)$ - температура воды на входе и выходе из приборов, °С.

$T_{\text{в}}$ - температура воздуха в помещении.

При расчетах следует учитывать способы и место размещения отопительных приборов. Передача тепла осуществляется теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Для обеспечения нужной температуры в отапливаемых помещениях необходимо, чтобы теплоотдача установленных в них отопительных приборов соответствовала теплопотерям помещения, а передача тепла была бы не меньше потерь.

Для обеспечения высокой эффективности теплоснабжения следует применять комбинированное регулирование, которое должно являться региональным сочетанием трех ступеней - центральное (ТЭЦ), групповое (на теплотрассе) и индивидуальное (место обогрева).

Теплопередача от некипящей воды. В зависимости от формы

поверхности стенок коэффициент теплопередачи K возрастает с увеличением температуры воды от 500 до 3000 ккал/м² С°, при применении мешалок K увеличивается от 2000 до 4000 ккал/м² С°.

Для кипящей воды $K = 2000$ до 6000 ккал/м² С°

(“ K ” берется из таблицы приложения для соответствующих форм и материалов теплообменников).

Выбор системы отопления теплоносителя и теплообменника производится в соответствии с требованиями санитарных и противопожарных норм в зависимости от назначения помещения и технологического процесса. Указания по выбору системы отопления можно найти в справочниках.

10.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Нагревательные приборы осуществляют непосредственный обогрев помещений. Конструкции их разнообразны. Материалами для изготовления служат чугун, сталь, бетон, керамика и т. д. Основными видами нагревательных приборов являются радиаторы, конвекторы и панельно-лучистые приборы. Нагревательные приборы должны отвечать гигиеническим, эстетическим и технологическим требованиям. Последнее предусматривает возможность получения требуемой поверхности нагрева путем сборки отдельных элементов в один агрегат.

Теоретическое определение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов не дает удовлетворительных результатов из-за сложности учета конструктивных особенностей прибора. Поэтому при проектировании систем отопления пользуются результатами экспериментальных исследований теплопередачи нагревательных приборов различной конструкции, на основе чего для определенных условий получены численные значения коэффициента теплопередачи $K_{тр}$ прибора. Площадь $A_{тр}$ поверхности (в м²) нагревательного прибора определяется соотношением

$$A_{тр} = (Q_{г.п.} - Q_{тр.}) \beta_1 \beta_2 \beta_3 / [K_{тр}(T_{тр} - T_{в.})\beta_4\beta_5].$$

где $Q_{тр.}$ — теплоотдача труб, находящихся в одном помещении с прибором;

$T_{тр} = 0,5 (T_{вх} - T_{вых})$ — средняя температура теплоносителя;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ и β_5 — поправочные коэффициенты, определяемые по справочникам и учитывающие соответственно способ

установки прибора, охлаждение воды в трубопроводе, влияние числа секций при установке радиаторов, способ присоединения прибора и влияние расхода теплоносителя.

Значения температур на входе и выходе из нагревательного прибора нормируются. Так, для водяного отопления в жилых и общественных зданиях $T_{\text{вх}} = 368 \text{ К}$, $T_{\text{вых}} = 343 \text{ К}$. Так как теплоноситель по пути следования теряет часть теплоты и поступает в нагревательный прибор с более низкой температурой, то в зависимости от этажности здания, расположения прибора и типа отопительной системы расчетная поверхность нагрева увеличивается, для чего используются справочные данные (таблицы). Диаметры трубопроводов, обеспечивающие расход теплоносителя в зависимости от располагаемого или действующего давления, определяются на основе гидравлического расчета с введением в уравнения эмпирических коэффициентов, учитывающих ряд факторов.

10.3. СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций:

1. Подготовка теплоносителя.
2. Транспортировка теплоносителя.
3. Использование теплоносителя.

— Подготовка теплоносителя проводится в специальных так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ.

— Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям к теплообменникам потребителя.

Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспортировки и использования теплоносителя составляет систему централизованного теплоснабжения.

Подготовка теплоносителя проводится в специальных так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в городских, районных, групповых или промышленных котельных.

Основная часть тепловой нагрузки удовлетворяется при теплофикации отработавшей при выработке электроэнергии теплотой установленных на ТЭЦ теплофикационных турбогенераторов, в которых электрическая энергия вырабатывается главным образом комбинированным методом, что значительно повышает общий КПД.

По виду теплоносителя система централизованного теплоснабжения

разделяется на *водяное* и *паровое*.

В коммунальной сфере используются водяные системы двух типов: *закрытые* (замкнутые) и *открытые* (разомкнутые).

В *закрытых* системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель.

В *открытых* системах сетевая вода частично разбирается у абонентов для горячего водоснабжения. В городах применяются двухтрубные водяные системы падающие от станции к абонентам и обратно, в которой охлажденная вода возвращается на станцию.

В системе отопления циркуляция воды достигается работой насосов.

По способу прокладки разводящих магистралей к отопительным стоякам различают системы отопления с *тупиковым* и с *попутным* движением воды.

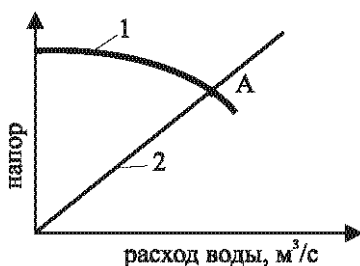
По схеме подачи воды к отопительным приборам системы отопления подразделяются на *двухтрубные* и *однотрубные*.

В *двухтрубных* системах отопления подвод горячей воды к приборам и отвод обратной воды осуществляется по самостоятельным трубопроводам.

В *однотрубных* системах отопления подающий и обратный трубопроводы составляют единый контур.

Двухтрубные и однотрубные системы отопления проектируются с верхней и нижней разводкой подающей магистрали.

Гидравлический режим системы определяется точкой пересечения гидравлических характеристик насоса и сети,



где 1-характеристика насоса;

2- характеристика тепловой сети;

А- гидравлический режим системы.

Если тепло передается одновременно путем конвекции, теплопроводности и излучения, то составные части подсчитываются отдельно и полученные в результате такого подсчета значения суммируются.

При расчетах можно пользоваться приближенной формулой для определения суммарного коэффициента теплопередачи:

$$K = 3,649 \frac{\lambda}{d} \text{ ккал / м}^2 \text{ h}^\circ,$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала, ккал/м²h[°],

d — диаметр трубы, м

При омывании теплообменника ветром

$$K = 4 \cdot \frac{V^{0,7}}{d^{0,3}},$$

где V — скорость ветра, м/с.

Для трубы $\varnothing 0,05 - 0,2$ м табличный коэффициент $K = 70 - 10$ ккал/м²h[°]

Для поверхностей: железа 40-50, алюминия — 175, меди 300-340, бетонн — 0,7 — 1,2; асбеста — 0,19 ккал/м²h[°].

Практикой предусматриваются три возможных метода центрального регулирования отопительной нагрузки: *качественной, количественной и качественно-количественной.*

Качественное регулирование — это поддержание определенной температуры в тепловой сети.

Количественное регулирование — это определение расхода воды в сети и температура обратной воды.

Качественно-количественное регулирование — это контроль расхода воды и ее температуры.

По расчетным данным параметров строится график тепловой нагрузки, температуры и расхода сетевой воды, что учитывается при определении тарифов на оплату тепла.

Глава 11

МЕСТНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕСТНОМ ОТОПЛЕНИИ

Несмотря на расширения централизованных теплодачников (ТЭЦ), около 50% населения используют тепло от местных котельных, печей и т.п.

К настоящему времени сложились два основных типа индивидуальных жилых зданий: усадьбы для круглогодичного проживания жильцов, садовые домики для проживания только в летний период. С теплотехнической точки зрения требования к усадьбам и садовым домикам заметно различаются. Поскольку в садовых домиках хозяева проживают в основном в летний период, разность температур помещения и наружного воздуха относительно велика. Поэтому наружные стены домиков имеют небольшое термическое сопротивление теплопередачи от внутреннего к наружному воздуху. Как правило, их изготавливают из облегченных конструкций. В летних садовых домиках отопление обычно отсутствует. Но в последнее время разрабатываются проекты, которыми предусматриваются варианты с отоплением, причем в качестве тепло-генераторов проектируются в основном печи на твердом топливе. Кроме печей и каминов могут также рекомендованы электронагреватели (рефлекторы и электрокамины). В этих случаях не следует использовать водяные системы отопления, поскольку при отрицательных температурах нужно сливать воду из системы, а затем вновь заполнять ее водой – занятие, связанное с определенными неудобствами. Избежать их можно, если использовать для залива незамерзающую жидкость антифриз дорог.

Типовыми проектами для садовых домиков не предусмотрены такие удобства, как горячее водоснабжение и пищеварочные устройства на твердом топливе. Что касается теплоснабжения усадебных домов с круглогодичным проживанием жильцов, то оно должно обеспечивать

весь комплекс удобств, предоставляемых городским жителям - отопление для приготовления пищи. В то же время основные теплопотребляющие элементы домов – система отопления и горячего водоснабжения имеют некоторые особенности в сравнении с системами отопления и горячего водоснабжения городских жилых зданий. Они состоят в следующем:

1) поскольку дома усадебного типа имеют небольшой объем и соответственно небольшие тепло-потери, их обычно подсоединяют к наружным теплосетям, обслуживаемым групповой индивидуальной котельной с температурой Теплоносителя не более 95°C. Присоединение квартирных систем отопления к теплосети в этом случае можно производить без подмешивающих устройств в виде элеваторов.

2) ввиду того, что усадебные дома имеют один-два этажа, в них, как правило, целесообразно применять наиболее простую одноконтурную систему отопления;

3) из-за отсутствия регуляторов для небольших расходов сетевой воды для присоединения к теплосети систем горячего водоснабжения следует использовать емкостные водонагреватели в которых вода из теплосети нагревает местную воду через поверхность размещенного в нем змеевика.

Для отопления малоэтажных зданий в настоящее время применяют печное, водяное, электрическое и воздушное отопление.

Наиболее совершенно электрическое отопление, характеризующиеся рядом достоинств, в том числе удобством регулирования тепловой нагрузки, отсутствием громоздких отопительных приборов, высокой гигиеничностью. Единственный, но часто решающий недостаток электрического отопления - его дороговизна. Стоимость единицы отпущенного тепла при электрическом отоплении в несколько раз выше, чем при выработке тепла в печах или котлах. Это объясняется тем, что электрическая энергия вырабатывается на электростанциях в тепловом цикле с коэффициентом полезного действия максимум 40%. Этот недостаток может быть уменьшен при использовании систем с аккумуляющей водяной емкостью. В таких системах электрическая энергия служит для нагрева теплоносителя (воды) в ночное время, когда действует льготный тариф на электроэнергию. В дневное же время для отопления используют тепло, аккумулированное ночью. При этом потребление электроэнергии в дневное время существенно уменьшается или вовсе исключается. В водяной системе отопления с теплогенератором, работающим, например, на твердом топливе, целесообразно применение электрического отопления. В этом случае в водяной емкости теплогенератора монтируют трубчатые электронагреватели (ТЭНы). Такая

комбинация способов подогрева воды придает системе большую гибкость, одновременно позволяя уменьшить пиковые расходы электроэнергии на отопление. Для электрического отопления одноэтажных домов лучшими по санитарно-гигиеническим показателям и пожарной безопасности следует считать маслонаполненные радиаторы. Эти переносные приборы имеют заполненную маслом емкость, нагреваемую ТЭНами. Приборы автоматически включают электронагрев при охлаждении масла ниже нормы и выключают его при достижении верхнего предела температуры.

Наибольшее распространение получили водяные и воздушные системы отопления. При оценке теплотехнических свойств теплоносителей решающими показателями являются весовая и объемная теплоемкости и температура. С точки зрения количества тепла, содержащегося в единице объема, вода имеет огромные преимущества. Например, при обычных для системы отопления температурах воды 80°С и воздуха 70°С объемная теплоемкость составляет:

Воды

$$C_v = \rho C_g = 975 \cdot 1 = 975 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}),$$

Воздуха

$$C_v = 1,29 \cdot 273 / 273 + 70 \cdot 0,24 = 0,25 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}),$$

т. е. теплоемкость воды больше почти в 4000 раз. Соответственно объемный расход ее, необходимый для отопления, в тысячи раз меньше расхода воздуха, в силу этого требуется гораздо меньшее сечение соединительных коммуникаций. Большие объемы нагретого воздуха затрудняют его транспортировку и распределение по отапливаемым помещениям. Из-за значительных диаметров распределительных воздухопроводов вентилятор для транспортировки нагретого воздуха необходимо располагать вблизи отапливаемого жилого помещения, что связано с прониканием шума от вентилятора.

Вместе с тем воздух как теплоноситель имеет и ряд преимуществ по сравнению с водой. Во-первых, он передает тепло в помещение непосредственно, т.е. без установки отопительных приборов. Достоинства воздушного отопления оценены человеком давно. Известно, что отопление горячими газами было первым способом искусственного обогрева жилища (так называемые курные избы в России). Уже в XVI в. Палаты Московского Кремля оборудовались системой воздушного отопления. В

современных системах воздушного отопления малоэтажных зданий воздух обычно нагревают в калориферах-теплообменниках, в которых тепло передается воздуху через стенку продуктами сгорания топлива или электрическим нагревателем. Нагретая изнутри металлическая поверхность калорифера охлаждается снаружи, отдавая тепло воздуху. Плотность последнего при средней температуре 70°C примерно в тысячу раз меньше чем воды, поэтому его охлаждающая способность (коэффициент теплоотдачи) значительно (в 30-50 раз) меньше, чем этот показатель для воды. Таким образом, в огневоздушных калориферах существует опасность перегрева разделяющей стенки теплообменника. Более надежны вентиляторные калориферы, в которых благодаря повышенной скорости воздуха поверхности охлаждаются более эффективно и их температура снижается до безопасного уровня.

11.2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И УСТРОЙСТВО СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Вода от котла к приборам и обратно движется по трубам под действием гидростатического напора, возникающего благодаря различной плотности охлажденной и горячей воды.

Уравнение баланса напоров для системы выглядит следующим образом:

$$(H-h_{\text{конт}})p_{3,4}g + h_{\text{конт}}p_{4,5}g - h_{\text{к}}g + (H-h_{\text{к}})p_{6,7}g = \sum \Delta H_c$$

Величина H , $h_{\text{конт}}$, $h_{\text{к}}$ показаны на схеме; плотность теплоносителя в различных участках системы, кг/м^3 ; $\sum \Delta H_c$ – Сумма гидравлических сопротивлений движению теплоносителя по циркуляционному кольцу. Поскольку плотность охлажденной воды больше, чем плотность нагретой, общий вес правого вертикального столба воды в циркуляционном кольце больше веса левого вертикального столба. Разница веса этих столбов и есть движущий циркуляционный напор. Чем ниже по отношению к прибору расположен теплогенератор, тем больше величина располагаемого напора ΔP_r . С уменьшением высоты здания величина располагаемого гравитационного напора ΔP_r также снижается; естественно, что в одноэтажных домах значения минимальны. Для одноэтажного дома величина ΔP_r зависит еще от характера источника теплоснабжения: если отопление производится централизованно от групповой или домовой котельной, то котлы здесь расположены на глубине около 3 м.

Теплогенератор в индивидуальном доме обычно не заглубляется. При этом случается, что высота, на которой находятся отопительные приборы и теплогенератор, примерно одинакова. Казалось бы, в этом случае гидростатически напор не должен возникать и теплоноситель в системе циркулировать не будет. Тем не менее и в этом случае будет образовываться гидростатически напор из-за охлаждения воды в трубопроводах, подводящих нагретую воду к нагревательным приборам, а также отводящих холодную воду от приборов теплогенератору.

Это охлаждение полезно для создания гидростатического напора, поэтому указанные трубопроводы прокладывают открыто и не изолируют. Напротив, охлаждение воды в подъемном трубопроводе нагретой воды вредно, ибо приводит к повышению плотности и уменьшению гидростатического напора. В связи с этим подъемный стояк от теплогенератора необходимо изолировать.

Отопительная система представляет собой в целом герметичную конструкцию, хотя в верхней тоже посредством расширительного сосуда она как бы соединяется с атмосферой. Это необходимо для того, чтобы в системе не создавалось повышенного давления при расширении нагретой воды.

Систему с расширительным сосудом заполняют водопроводной водой или подаваемой с помощью ручного насоса. Для ручного залива системы расширительный сосуд должен иметь еще дополнительное заливное отверстие сверху. Для контроля уровня при заливке воды и при эксплуатации сосуд оборудуют водоуказателем. Расширительный сосуд обычно размещают в отапливаемом помещении, поэтому изолировать его не обязательно.

Расширительный сосуд служит для сбора дополнительного объема воды, образующейся вследствие расширения при нагревании, а также сбора воздуха, выделяющегося из воды при ее нагревании в теплогенераторе.

Воздух в систему попадает с водопроводной водой, в которой при комнатной температуре его растворено примерно 40 мг/л. При нагревании до максимальной расчетной температуры отопления 95 °С растворимость воздуха в воде уменьшается примерно до 3 мг/л. Выделившиеся воздушные пузырьки всплывают в водяном потоке по главному стояку в расширительный сосуд, из которого удаляются в атмосферу. При абсолютно герметичной системе выделений из воды воздуха совершается однократно, до завершения дегазации залитого систему объема воды. Однако, если система плохо герметизирована и имеются утечки воды, ее приходится подпитывать свежей водой, с которой в трубопроводы

заносятся новые порции воздуха.

Другое назначение сосуда - прием дополнительного объема воды, образующегося при нагревании. Этот дополнительный объем может быть подсчитан по формуле

$$V_g = \alpha \Delta t V_c$$

где $\alpha = 5,8 \cdot 10^{-4}$ — коэффициент объемного расширения воды;

Δt — максимальная разность температур нагретой воды в системе и исходной, °C;

V_c — объем системы, л.

Для обычной системы

$$\Delta t = [(T_1 + T_2/2)] - t_{вн} - [(95 + 70)/2] - 18 = 64,5$$

Значение V_c определяется исходя из того, что на каждые 1000 ккал/ч (или 1163 Вт) тепловой мощности системы приходится на чугунные радиаторы - 10-12 л, на ребристые трубы - 6,5 л, на соединительные трубопроводы - 16 л, на секционные чугунные котлы - 3 л.

Система водяного отопления работает следующим образом: охлажденная в отопительных приборах вода под действием гравитационного напора поступает в теплогенератор, в котором нагревается до температуры, соответствующей отопительному графику. Нагретая вода поднимается по главному стояку и через верхний распределительный коллектор опускными стояками направляется к отопительным приборам. Охладившись в приборах, вода вновь возвращается в тепло-генератор, и цикл повторяется.

В настоящее время для отопления двухэтажных зданий находят применение двухтрубные системы с верхней разводкой, однотрубные с верхней разводкой и однотрубные горизонтальные (проточные). Для одноэтажных строений применяют однотрубные системы с верхней разводкой и горизонтальные проточные.

В двухтрубной системе отопления нагретая вода к приборам двух этажей из одной подающей трубы, а охлажденная в приборах вода отводится общей обратной трубой. Таким образом, температура воды, поступающей в нагревательные приборы обоих этажей, одна и та же, что создает одинаковые температурные условия в помещениях. В двухэтажных домах применяют и однотрубную систему, в которой вода, охлажденная в приборах второго этажа, поступает для обогрева приборов

первого этажа. Однотрубные системы характеризуются меньшей металлоемкостью, затраты на их сооружение также меньше. Кроме того, действующий гравитационный напор для приборов первого этажа в однотрубной системе больше, чем в двухтрубной. Поэтому для двухэтажных домов однотрубная система более целесообразна.

В одноэтажных зданиях находят применение однотрубные системы с верхней разводкой, а также однотрубные горизонтальные системы, называемые проточными.

В качестве отопительных приборов применяют чугунные радиаторы или регистры из стальных труб. Подключение радиаторов к трубам возможно по схемам:

сверху - вниз, снизу - вниз, сверху -сверху. Установлено, что оптимальным является подключение по схеме сверху-сверху. В этом случае вода максимально заполняет радиаторы, обеспечивая тем самым более полное использование поверхности нагрева.

Регистры из стальных труб располагают горизонтально, причем с постепенным снижением по высоте и по ходу движения воды. Движущий гидростатический напор в горизонтальной системе возникает за счет разности уровня располагаемых последовательно отопительных приборов. Горизонтальные системы удобны в монтаже, имеют минимальную металлоемкость. Недостатком их является расположение нагревательных приборов на разной высоте, что мало эстетично. Надежность горизонтальной системы также ниже, чем вертикальной, ибо при выходе из строя одного из элементов приходится отключать всю систему. Устройство перемычек между регистрами позволяет повысить их надежность, но ценой некоторого усложнения и удорожания системы.

Большинство усадебных домов снабжается теплом от теплогенераторов, установленных в самих домах. При использовании газообразного или жидкого топлива возможно поддержание круглосуточного процесса отопления. Однако для твердого топлива до настоящего времени не разработана конструкция топочных устройств, которые обеспечивали бы безнадзорное сжигание топлива в режиме постоянного горения с равномерной тепловой нагрузкой. Таким образом, в ночное время выработка тепла прекращается, вода в системе остывает, и помещение охлаждается. Чтобы избежать этого, можно применять системы с увеличенной водяной емкостью. В период топки тепло воспринимается объемом воды, а ночью в помещении отапливается за счет тепла, выделяемого накопленной водой. Для этого можно использовать отопительные приборы увеличенной емкости или специальные баки-аккумуляторы нагретой воды.

Расчеты показывают, что, применяя систему увеличенной емкости, можно существенно уменьшить охлаждение помещений в ночное время. Однако отопительные приборы увеличенной емкости до настоящего времени серийно не выпускаются, а самостоятельная установка в помещениях бака - емкости неприемлема из эстетических соображений. Поэтому отопительные системы с увеличенной емкостью не получили широкого распространения. Существенно упрощается устройство системы отопления при использовании насосной циркуляции теплоносителя. При этом резко увеличивается располагаемый напор в системе, что позволяет повысить скорость движения воды в трубах. В системах с насосной циркуляцией можно применять трубы минимального диаметра (до 10-12 мм). Становится возможным использование гибких пластмассовых труб, которые не подвержены коррозии, имеют небольшую массу и легко монтируются. Иногда трубопроводы системы отопления заполняют не водой, а незамерзающей жидкостью, например антифризом. Это мероприятие целесообразно осуществлять в тех случаях, когда в домах по тем или иным причинам отопление периодически отключается, чтобы предупредить размораживание системы, необходимо слить воду из нее, а перед растопкой вновь залить. Антифриз предотвращает замораживание системы после прекращения топки.

В определенных условиях используется воздушное отопление, получающее тепло от так называемых "буржук". Современные конструкции таких теплоисточников на твердом топливе (чаще нестандартных отходов топлива) позволяют с интенсивной теплоотдачей переносить тепло в окружающую среду за счет естественной циркуляции воздуха и излучения с высоким КПД для отопления бытовых и производственных помещений в радиусе не более 8м.

Г л а в а 12

ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ВИДЫ ЭНЕРГИИ

Существование человека невозможно без всевозрастающего потребления энергии. Источники энергии, используемые человеком, принято делить на возобновляемые и не возобновляемые.

Не возобновляемые - это природные запасы веществ и материалов, которые могут использоваться человеком для производства энергии. Основными из них являются уголь, нефть, газ и ядерное топливо.

В мире пока не выработана научно-обоснованная потребность человека в энергоресурсах для различных зон проживания. Хотя уже установлено, что в индустриально развитых странах приходится на 1 человека до 30 тыс. кВт/ч в год.

Страна, обладающая большими запасами энергоносителей, потенциально богата, а обладающая значительной величиной национального дохода, может обеспечить свою потребность в энергии и без больших запасов энергоносителей.

Таким образом, рост населения является объективной предпосылкой для увеличения выработки энергии. Поэтому XXI век станет для человечества веком поиска путей решения энергетической проблемы. И если учесть, что не возобновляемые источники приходят к истощению, то задача науки, обозначить принципиально новые подходы к выработке энергии на планете. Центры энергетических исследований будут заниматься вопросами возобновляемой энергетики, физики и техники высоких энергий. Вся история развития цивилизации - это поиск более эффективных источников энергии. Сегодня мы подошли к совершенно новым возможностям получения и использования так называемых возобновляемых источников энергии - постоянно существующих в окружающей среде потоков энергии.

К возобновляемым энергоресурсам относятся энергия солнца, ветра, рек, морей, тепло Земли и т.д. Природа ветра - это тоже энергия тепла солнца. И сегодня во многих странах осуществляются реальные проек-

ты получения энергии возобновляющими источниками.

12.1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГИИ

Энергия Солнца использовалась человеком с древних времен. Так, своеобразным примером может служить применение Архимедом фокусирующих металлических зеркал в сражении против римлян в 214 году до н. э. в Сиракузах. Отраженные лучи солнца концентрировались на корпусах и снастях судов, вызывая их загорание, что вынудило римский флот к бегству.

Технические проекты и устройства, основанные на использовании энергии Солнца, впервые появились во второй половине XIX века. Первый действующий солнечный насос был изобретен и описан французским инженером Соломоном де Коси (1576-1626). Шведский философ де Соссюрю (1740-1799) создал и описал солнечную кухню на основе концентрических зеркальных камер. В начале XIX века были проведены эксперименты по определению интенсивности солнечного излучения - оценивалось повышение температуры нагрева известного объема воды за известное время под действием солнечной радиации. Первое упоминание о патентах, выданных на предмет использования солнечной энергии, относится к 1854 году, а первая книга, посвященная использованию энергии Солнца, издана проф. Огюстом Мушем (Франция) в 1869 году.

В конце XIX столетия появляется ряд интересных изобретений: солнечный двигатель с воздушным циклом, устойчиво работавший в ясный солнечный день со скоростью 420 мин^{-1} (Джо Эриксон из Нью-Йорка), солнечная опреснительная установка его соотечественника Чарльза Уилсона. Профессор Е. Моурс (штат Массачусетс) предлагает использовать солнечную энергию для отопления жилых помещений.

С начала XX столетия с появлением все более совершенных двигателей внутреннего сгорания интерес к использованию солнечной энергии падает.

В нашей стране серьезных успехов в использовании энергии Солнца добились школы проф. Б.П. Вейнберга (1930-е годы) и акад. А.Н. Туркменской ССР В.А. Баума (1940-1950-е годы). В 1958 г. на третьем советском искусственном спутнике Земли впервые в мире были установлены солнечные батареи, что положило начало применению фотоэлементов для непосредственного преобразования солнечной энергии в электрическую.

С 1954 года действует международная общественная организация - ныне Международное общество по использованию солнечной энергии

(ИСЭС). В задачи этого общества входит содействие фундаментальным и прикладным исследованиям в области использования энергии Солнца.

12.2. СОЛНЕЧНОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ

Ежегодно с солнечной радиацией на Землю поступает около $5 \cdot 10^{24}$ Дж энергии. Солнечное излучение проходит путь от Солнца до Земли $1,5 \cdot 10^8$ км за восемь минут. Начальная интенсивность излучения настолько велика, что на пределах земной атмосферы плотность потока энергии его составляет 1360 Вт/м^2 . Эту величину называют иногда *солнечной постоянной*. Однако вследствие различных взаимодействий в атмосфере до Земли доходит лишь часть этой энергии. (Рис. 12.1.) Кроме того, интенсивность солнечного излучения в любой точке земного шара зависит от времени суток, сезона и географического положения.

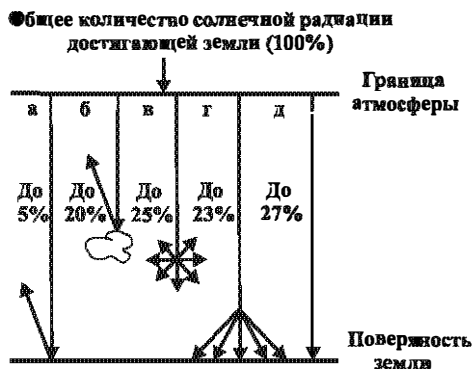


Рис 12.1. Возможные потери энергии солнечного излучения при прохождении атмосферы Земли: а - отражение от поверхности Земли; б - отражение в пределах атмосферы; в - рассеяние в пределах атмосферы; г - рассеяние у поверхности Земли; д - излучение, достигающее поверхности Земли.

Земля вращается вокруг Солнца по эллиптической орбите, затрачивая год на каждый цикл. Угол наклона земной оси к плоскости вращения Земли составляет $23,5^\circ$. Такая ориентация оси вращения Земли при ее движении относительно Солнца обуславливает колебания продолжительности светового дня в течение года. Например, в Северном полушарии наибольшая продолжительность светового дня отмечается 22 июня в период летнего солнцестояния, когда земная ось наклонена Северным полюсом в сторону Солнца, наименьшая – 22 декабря в период зимнего

солнцестояния, когда ось ориентирована в противоположную сторону. Существуют еще два характерных положения Земли относительно Солнца, когда ось вращения Земли оказывается перпендикулярной линии, соединяющей центры Земли и Солнца. Эти моменты равноденствия отмечаются 21 марта и 23 сентября, когда продолжительность дня равна продолжительности ночи.

Кажущееся положение Солнца из любой точки Земли определяющая двумя углами: между направлением на Солнце из точки наблюдения и горизонтальной плоскостью, проходящей через эту точку (высота h) и между плоскостью меридиана и вертикальной плоскостью, проведенной через точку наблюдения и Солнце (азимут β). Когда Земля обращена к Солнцу южной стороной и азимут равен нулю, высота - максимальна. Отсюда вытекает понятие «полдень». В астрономических таблицах и картах обычно используют солнечное время, т.е. время относительно полудня, которое несколько отличается от местного поясного времени.

Сезонное изменение кажущегося положения Солнца описывается углом склонения δ , который изменяется от $+23,5^\circ$ до $-23,5^\circ$.

Поступающую на поверхность Земли солнечную радиацию делят на прямую, диффузную (рассеянную) и суммарную. Прямая солнечная радиация H_1 представляет собой поток излучения, поступающего непосредственно от солнечного диска и измеряемого на плоскости, перпендикулярной направлению луча. Диффузная (рассеянная) солнечная радиация H_d также измеряется на плоскости, перпендикулярной направлению на Солнце, и поступает на эту плоскость от остальной части небесной полусферы (кроме солнечного диска).

Суммарная солнечная радиация H включает в себя оба вида солнечного излучения:

$$H = H_1 + H_d$$

Существуют различные виды фотоэлектрических и термоэлектрических преобразований. Рассчитано, что площадь с высоким теплоизлучением Солнца могут размещаться фотоэлектрические и термоэлектрические станции с удельной энергоотдачей более 5 Вт/м^2 .

Таким образом, без технологий, способных существенно концентрировать слабоинтенсивные потоки энергии возобновляемых источников, ни сегодня, ни завтра эти источники (исключая гидроэнергетику) не займут заметного места в энергобалансе страны. Однако очевидно и другое: уже сегодня энергосистема на возобновляемых источниках энергии имеет право на жизнь, а где-то и просто не имеет

**Характеристики энергосистем на возобновляемых
и невозобновляемых источниках энергии**

Характеристика энергосистемы	Источники энергии	
	возобновляемые	невозобновляемые
Пример источника	Ветер, солнце, реки	Уголь, нефть, газ
Местонахождение	Окружающая среда	Сосредоточенные месторождения
Начальная интенсивность	Рассеянная энергия с плотностью сотни Вт/м ²	Высокая интенсивность до 100 кВт/м ² и выше
Стоимость оборудования за 1 кВт установленной мощности	Высокая: около \$ 1000...2000 US	Средняя около \$500 US
Ограничения по использованию	Особенности местных условий и спроса на энергию	Без ограничений
Автономность	Самообеспечение источниками энергии	Зависимость от поставок топлива
Влияние на окружающую среду	Незначительное на небольших установках	Окружающая среда за -грязняется, особенно вода и воздух
Область применения	Сельское хозяйство	Промышленность
Время истощения	Практически бесконечно	Конечно

12.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЕТРА

Воздушный поток, как и всякое движущееся тело, обладает кинетической энергией. Одним из видов использования кинетической энергии является превращение ее в механическую работу с последующим преобразованием в электрическую и др.

Кинетическая энергия E_k воздушного порока, имеющую скорость V , определяется по выражению:

$$E_k = \frac{mV^2}{2},$$

где m — масса движущего воздушного порока;

$$m = \rho V = \rho v F$$

где V — объем массы воздуха, протекающего за секунду через сечение F со скоростью v .

Количество энергии ветра, протекающего за 1с через поперечное сечение:

$$E_* = \rho \frac{V^3 F}{2}$$

Энергия ветра изменяется пропорционально кубу его скорости и поперечного сечения.

Отличительным свойством ветра является его повсеместность. Однако техническое использование энергии ветра во многих случаях крайне затруднено из-за низкой плотности воздуха (она в 800 раз меньше плотности воды). Для получения значительной мощности необходимо ветроколесо очень больших размеров, т.к. ветро агрегат может преобразовать только часть потенциальной энергии, определяемой коэффициентом использования энергии ветра ξ . При этом частота вращения ветроколеса должна регулироваться из-за непостоянства скорости ветра во времени и вырабатываемая мощность, изменяясь пропорционально третьей степени скорости ветра, будет иметь большую амплитуду колебаний.

Мощность, развиваемая ветроколесом. Мощность эта определяется как кинетическая энергия ветра, действующая в единицу времени, с учетом коэффициента ее использования:

$$P_{\text{вк}} = \rho \frac{A}{2} v^3 \xi, \quad \text{Вт}$$

где ξ - коэффициент использования энергии ветра.

Поверхность, ометаемая крыльями ветроколеса:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,785 D^2$$

где D - диаметр ветроколеса.

При плотности воздуха $\rho=1,23 \text{ кг/м}^3$ мощность, развиваемую ветроколесом, можно определить по выражению

$$P_{\text{вк}} = 4,81 \cdot 10^{-4} v^3 D^2 \xi, \text{ кВт}$$

мощность, развиваемая с единицы ометаемой площади:

$$P_{\text{вк уд}} = 0,615 \cdot 10^{-3} v^3 \xi, \text{ кВт/м}^2$$

Таким образом, мощность, развиваемая ветроколесом, определяется ометаемой площадью ветроколеса, скоростью ветра и величиной коэффициента использования энергии ветра.

Коэффициент использования энергии ветра. Ветроколесо преобразует в механическую энергию только часть полной энергии потока. Воздушный поток при прохождении через поперечное сечение, ометаемое ветроколесом, имеет приблизительно форму, показанную на рис.12.2.

Скорость воздушного потока снижается по мере приближения к ветроколесу и на некотором расстоянии за ним. По классической теории, полные потери скорости воздушного потока за ветроколесом в два раза больше, чем потери в плоскости вращения ветроколеса. Вместе с тем давление воздуха по мере приближения к ветроколесу повышается, а за ним оно резко падает, вследствие чего за колесом образуется некоторое разрежение.

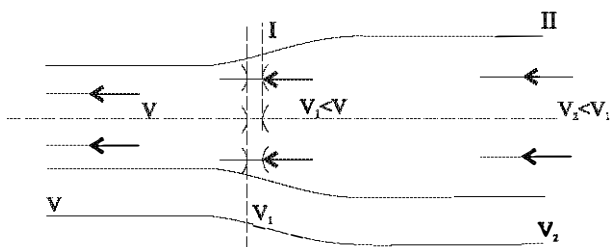


Рис. 12.2. Изменение скорости ветра в плоскости вращения ветроколеса (I) и за ним (II)

Энергия, затраченная на вращение ветроколеса, равна разности кинетической энергии ветра перед ветроколесом и за ним:

$$E_{\text{вк}} = \frac{mv^2}{2} - \frac{mv_2^2}{2} = \frac{m}{2}(v^2 - v_2^2),$$

где v_2 — скорость воздушного потока за ветроколесом.

С другой стороны, воспринятую ветроколесом энергию можно выразить как произведение силы давления ветра G на скорость потока в плоскости ветроколеса:

$$E_{\text{вк}} = Gv_1.$$

Отношение энергии, воспринятой ветроколесом, к полной энергии, которой обладает воздушный поток, называется *коэффициентом пользования энергией ветра*:

$$\xi = E_{\text{вк}}/E_{\text{в}}.$$

Коэффициент использования энергии ветра зависит от величины потери скорости ветра при прохождении его через плоскость ветроколеса. Согласно классической теории ветроколеса

$$\xi = 4 \frac{v_1}{v} \left(1 - \frac{v_1}{v}\right)^2.$$

Н.Е. Жуковский для идеального ветроколеса установил максимальную величину коэффициента использования энергии ветра $\xi = 0,593$. Этот предел может быть получен при условии:

$$\frac{v_1}{v} = \frac{1}{3},$$

т.е. идеальное ветроколесо должно работать так, чтобы потери скорости ветра в плоскости его вращения составляли 1/3 от поступающей величины.

В действительности ξ_{max} значительно меньше, и согласно теории реального ветроколеса, разработанной Г.Х. Сабининым, у лучших быstroходных ветроколес максимальная величина коэффициента $\xi_{\text{max}} = 0,45...0,48$, у тихоходных - 0,35...0,38. Данный коэффициент в основном зависит от аэродинамических характеристик ветроколеса.

12.4. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЕТРОАГРЕГАТОВ

Параметры различных ветроагрегатов удобно сопоставлять при помощи аэродинамических характеристик, которые показывают, как изменяются крутящий момент и коэффициент использования энергии ветра в зависимости от быстроходности ветроколеса. Необходимые данные для построения аэродинамических характеристик получают либо расчетом, либо экспериментально путем продувки модели ветроколеса в аэродинамической трубе. По полученным данным строят график, примерный вид которого показан на Рис. 12.3.

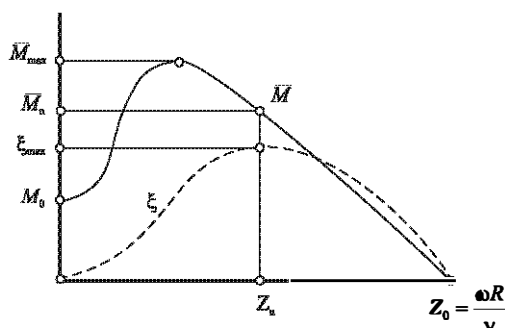


Рис.12.3. Аэродинамические характеристики ветроколеса

По оси абсцисс откладывают значения быстроходности Z ветроколеса, которые выражаются отношением окружной скорости конца лопасти к скорости ветра:

$$Z = \frac{\omega R}{v} = \frac{\pi n R}{30 v},$$

где ω — угловая скорость, рад/с;

R — радиус ветроколеса, м.

По оси ординат откладывают относительные значения крутящих моментов ветроколеса:

$$\bar{M} = \frac{2M}{\pi R \rho v^2},$$

где M — момент, развиваемый ветроколесом.

Коэффициент использования энергии ветра определяется по выражению

$$\xi = \frac{2M\omega}{\pi R^2 \rho v^3}.$$

Аэродинамическую характеристику строят в относительных величинах, поэтому она является общей для ветроколес любых размеров, если у них соблюдено геометрическое подобие. Основными точками кривой, определяющими главные параметры характеристики, являются:

$Z_H = \frac{\omega_{вх} R}{\pi R^2 \rho v^3}$ — номинальная быстроходность (число модулей), при которой коэффициент использования энергии ветра максимальный (ξ_{max});

\bar{M}_H — номинальный относительный вращающий момент, который развивает ветроколесо при номинальном числе модулей Z_H ;

\bar{M}_0 — начальный относительный момент, развиваемый колесом при трогании с места, т.е. когда $Z=0$;

Z_0 — синхронная быстроходность, при которой $\bar{M}=0$;

\bar{M}_{max} — максимальный момент, развиваемый ветроколесом; отношение $(\bar{M}_{max} / \bar{M}_0)$ называется перегрузочной способностью ветроколеса.

Приведенные характеристики ветроколес различной быстроходности, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы:

- чем больше число лопастей и их ширина и угол заклинивания тем ниже быстроходность ветроколеса.
- быстроходные ветроколеса разбивают начальный момент в несколько раз меньше номинального момента, а синхронная быстроходность в 2-2,5 раза выше номинальной.
- мощность ветроколеса, при прочих равных условиях может зависеть от числа лопастей и коэффициента заполнения (отношения площади лопастей к омываемой поверхности).
- основное влияние оказывает форма и профиль лопастей, их положение в потоке воздуха и диаметр ветроколеса.
- частота вращения ветроколеса прямо пропорционально его быстроходности и скорости ветра и обратно пропорционально диаметру ветроколесами.

12.5. ЯДЕРНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

Сегодня становится очевидным, что только ядерная энергия может удовлетворить долгосрочные потребности человечества в энергии при одновременном сохранении окружающей среды. Почти все из 550 действующих энергетических ядерных реакторов являются тепловыми. Реактор работает так: ядерное «пламя» горящее в активной зоне, нагревает жидкий натрий.

Этот теплоноситель прокачивается через промежуточный теплообменник, где он отдает тепловую энергию нерадиактивному жидкому натрию вторичного нагревательного контура. Нерадиактивный натрий, в свою очередь, передает тепло последнему теплообменнику с парогенератором, где в смежных заполненных водой трубах создается пар. Далее горячий пар высокого давления приводит в движение паровые турбины, вращающие электрогенераторы.

Учитывая, что запасы урановой руды практически не ограничены – можно утверждать, что ядерная энергетика с новыми технологиями подготовки урана, как топлива, можно считать возобновляемым видом энергии.

12.6. ЭНЕРГИЯ БИОМАССЫ

Первичная биомасса (растения, прорастающие на суше и воде) в результате фотосинтеза, за счет которого солнечная энергия аккумулируется в растущей массе, преобразуется в горючие вещества. Энергетический КПД фотосинтеза составляет около 5 %. Для энергетических целей первичная биомасса используется в основном, как топливо, заменяющее традиционное ископаемое. Могут использоваться отходы лесной и деревообрабатывающей промышленности, полеводства (солома, сено), а также твердые бытовые отходы животноводства и птицеводства. После обработки эти компоненты превращаются в биогаз, в состав которого входит метан (до 70%) и диоксид углерода (до 30 %). Имеются большие запасы геотермальной энергии Земли, что требует новых научных исследований.

Глава 13

ПРОБЛЕМА ЭНЕРГЕТИКИ И ЭКОЛОГИИ

Вопросы, рассмотренные в комплексном учебнике позволяют обозначить основные пути повышения эффективности использования энергии, что сегодня превратилось в государственную задачу первостепенной важности.

Рациональное и экономичное расходование топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) обусловлено, в первую очередь, тем, что дальнейший рост добычи и производства топлива и энергии необходимость для удовлетворения увеличивающихся потребности в них, связан с существенным капитальным вложений, расхода материальных и трудовых ресурсов.

Расчетами, проведенными в международных организациях установлено, что общие потери ТЭР в среднем составляют около 70% всего объема и только треть расходуется у конечных потребителей в качестве "полезной энергии".

Централизованное теплоснабжение, в частности, от ТЭЦ, рассматривается как важный элемент программы по экономии энергии. Наиболее эффективным средством снижения расхода ТЭР на отопление в жилищно-коммунальных хозяйствах считается улучшение теплоэнергии зданий, теплопроводов от ТЭЦ и РК повышения КПД отопительных приборов, использование автоматических регуляторов на всех типах теплообменников.

В учебнике рассматриваются теоретические основы и возможности по эффективному использованию энергии в промышленной сфере услуг, быту, транспорте, сельском хозяйстве, строительстве.

До недавних пор для создания богатства были востребованы материальные ресурсы - в основном, нефть и металл. Теперь же наступает новая стадия экономического развития, когда самым важным ресурсом в движении вперед становятся знания, бесконечные и неисчерпаемые. В то же время богатства Земли не должны растрачиваться человеком без их восполнения. В современных экономических постулатах это явление

зачастую умалчивается, например: в стоимости выпускаемой продукции не учитываются затраты на восстановление извлекаемых ресурсов, а это означает, что стоимость изделия ниже стоимости сырья, не восполненного в производственном цикле. Такое явление для природы противостоит. Восстановление природных ресурсов - это сложный научно-эволюционный процесс. Кстати, экономическое развитие и экономический рост - не равнозначные понятия. Не следует относить к экономическому росту деятельность, которая не окупает всех материалов и не дает соответствующего уровня прибыли. Эта фаза неэкономического роста.

Глобальной остается проблема энергообеспечения процесса поступательного развития человечества. Общество всегда стремилось наращивать темпы производства, чтобы достигнуть независимости от природы и улучшить условия жизни. Люди могли бы осуществлять свою деятельность исключительно за счет солнечной энергии, но развитие человечества идет по другому пути, пока более легкому; энергию человек получает в основном при сжигании ископаемых углеводородов. Хотя по ведущей теории происхождения ископаемых углеводородов это тоже энергия солнца, запасенная в форме химических связей веществ - продуктов фотосинтеза. Мы люди, действительно, дети солнца. Паровозом и тепловозом также движет солнечный луч, все бытие носит энергетический характер.

Только за одни сутки, сжигая в топках и двигателях углеводороды с целью извлечения запасенной энергии, человечество использует в настоящий момент столько продукции прошлых биосфер, сколько ее образовалось за 300-350 лет. Этот процесс стоит на первом месте среди источников загрязнения окружающей среды по количеству образующихся отходов: помимо газообразной фракции остается зола угля и нефти, в которой обнаружены практически все металлы. В одной тонне каменноугольной золы содержится 200 г свинца, 400 г урана, по 500 г германия и мышьяка, 700 г никеля и др. Зола нефти содержит много ванадия (иногда до 65%), а также ртуть, молибден и никель.

К настоящему времени во всем мире было добыто и сожжено около 162 млрд. т угля и 64 млрд. т нефти, в окружающую среду человека поступили многие миллионы тонн металлов, ранее не участвовавших в кругообороте веществ и изменивших химический состав объектов экосистемы.

Пессимистический прогноз Ж.-Б. Ламарка звучит в утверждении о предназначении человека, которое, по его мнению, заключается в том, чтобы уничтожить себя, предварительно сделав планету непригодной

для существования. Общая масса вещества, перемещаемого человеком на поверхности планеты в ходе антропогенного круговорота, достигает 4 трлн. тонн в год. Из 120 млрд. тонн ископаемых и биомассы, применяемых за год мировой экономикой, только 9 млрд. тонн преобразуются в материальную продукцию в процессе производства. 92,5% вещества в итоге поступает в окружающую среду в виде отходов, образующихся в том числе и в результате энергопроизводства.

Еще одна проблема использования углеводородов в качестве топлива - выделение в атмосферу диоксида углерода как продукта сгорания. При этом, как и другие оболочки планеты, атмосфера служит нам не только источником жизненно важных ресурсов, но и местом размещения огромного количества отходов, представляющих различные химические соединения.

Наблюдаемое в настоящее время изменение климата, которое выражается в постепенном повышении среднегодовой температуры, начиная со второй половины прошлого столетия, большинство ученых связывают с накоплением в атмосфере «парниковых газов», к которым относится углекислый газ. Парниковые газы, и в первую очередь, углекислый газ, препятствуют длинноволновому тепловому излучению с поверхности Земли. В связи со сжиганием человеком все большего количества ископаемого топлива концентрация CO_2 в атмосфере постоянно увеличивается, растет и средняя температура у земной поверхности. Масштабы потепления за относительно короткий срок сопоставимы с потеплением, произошедшим на Земле после ледникового периода, а значит, экологические последствия могут быть катастрофическими.

Следует отметить справедливости ради, что поступление диоксида углерода в атмосферу происходит не только в результате техногенных причин. Органическое вещество в почвах мира (включая гумус и живое вещество) содержит в 3 раза больше связанного углерода, чем вся наземная растительность. Почвы пустынь и полупустынь накапливают углерод в неорганических соединениях, в первую очередь, в виде карбонатов кальция. Ежегодно почвенный покров Земли отдает в атмосферу около 5% почвенных запасов углерода за счет образования углекислого газа из органического вещества. Такое поступление почвенного диоксида углерода в атмосферу более чем в 10 раз превышает его поступление в результате сжигания углерода горючих ископаемых, однако почвенный резерв углерода восполняется продукцией биомассы. По имеющимся оценкам, поступление CO_2 в атмосферу с сельскохозяйственных земель планеты составляет около 20% от поступления CO_2 при сжигании ископаемого топлива.

Растущие концентрации CO_2 в атмосфере могут привести к глобальному потеплению, которое, по-видимому, в свою очередь, способствует более активной минерализации органического вещества в тундровых и торфяных почвах, что усиливает потери CO_2 в виде поступления его в атмосферу и ускоряет темпы глобальных климатических изменений. До недавнего времени тундровые и различные заболоченные почвы, а также торфяники выступали в качестве мировых хранилищ почвенного углерода, особенно после отступления последних материковых ледников. Мы знаем теперь, что в результате таяния арктических льдов вследствие глобального потепления климата будут иметь место абсолютные потери углерода в составе углекислого газа из почв, оказавшихся в более теплых и влажных условиях, чем те, в которых почвы сформировались.

Эмиссия CO_2 из почвы в атмосферу колеблется очень сильно в зависимости от особенностей почв и климатических условий, в том числе от содержания органического вещества в почве, влажности, температуры. Скорость выделения CO_2 растет с температурой и, согласно ряду исследований, по экспоненциальной зависимости. Показано, что из некоторых почв скорость выделения CO_2 достигает 3 г (в пересчете на углерод в сутки с площади 1 м²). Таким образом, диоксид углерода и газообразные углеводороды поступают в атмосферу как за счет промышленных предприятий и коммунального хозяйства, так и за счет эмиссии этих соединений целинными и пахотными почвами, то есть, естественным путем.

Интересна идея использовать фотосинтез как поставщик энергии в готовых топливных парах «вещество + окислитель», не приводящих к дисбалансу углекислого газа и кислорода как рабочих компонентов в этой системе. Углекислый газ можно рассматривать как звено в процессе передачи энергии по цепи «солнечная энергия - продукты фотосинтеза - топливные пары (энергоноситель + кислород как окислитель)». Известно, что уровень содержания CO_2 , обычный для атмосферы, около 0,03% (по объему), не обеспечивает максимальную продуктивность зеленых растений. Положительное влияние на развитие корней и на прирост наземной биомассы оказывает увеличение концентрации CO_2 до 2%, однако при содержании CO_2 около 8% уже наблюдается ингибирующий эффект. Таким образом, некоторое дополнительное поступление CO_2 в атмосферу может играть положительную роль, но все же большую экологическую опасность при этом представляет «парниковый» эффект.

На первый взгляд кажется, что нет особой разницы в использовании древесины и угля в качестве источника энергии. На самом же деле, начав

добычу угля, человечество перешло от использования возобновляемых источников энергии к ископаемым источникам, которые создавались силами природы на протяжении геологических эпох. С наступлением времени нефти, сначала ее жгли в сыром виде, против чего выступал Д.И. Менделеев: «Как драгоценное и редкое в мире топливо, нефть рационально применять лишь в особо исключительных случаях». Сейчас транспорт потребляет почти всю продукцию переработки нефти (90%), игнорируя всем известные слова Менделеева о топке печей ассигнациями. В связи с дефицитом нефти и ростом ее стоимости человечество ищет заменители нефтяных топлив. Наиболее популярными заменителями бензина служат биоэтанол, биодизель, которые производятся теперь миллионами тонн в год. Однако при этом возникает конфликт «топливо или продукты питания».

Для предупреждения или полного исключения поступления в атмосферу оксидов углерода и серы, снижения «парникового» эффекта и кислотных выпадений предлагались в разные времена своеобразные проекты, часть из которых пока имеют оттенок научной фантастики. Так, предложен способ складирования CO_2 в твердом или жидком состоянии в глубоких отработанных шахтах. Принципиально такая схема, видимо, осуществима, но условия ее реализации и стоимость пока не позволяют надеяться на осуществление в ближайшее время. Складированный диоксид углерода можно при этом утилизировать, используя, в частности, для перевода CO_2 в биомассу.

От других газообразных техногенных выбросов CO_2 отличается тем, что в естественных условиях он продуцируется в огромных количествах и его круговорот в биосфере является одним из основополагающих процессов массо- и энергообмена в природе и поддержания жизни на Земле. Сам по себе диоксид углерода не является токсикантом, однако в XIX в. его среднепланетная концентрация в воздухе стала ежегодно повышаться на 0,8 - 1,5 мг/кг. Это вызвано сжиганием горючих ископаемых ($\sim 9 \cdot 10^9$ т/год в пересчете на углерод), использованием сельскохозяйственного сырья и древесины ($\sim 5 \cdot 10^9$ т/год).

Содержание диоксида углерода в воздухе существенно пополняется за счет вырубки лесов, ускоренной минерализации гумуса обрабатываемых почв, осваиваемых болот и торфяников. Процессы, ведущие к повышению концентрации CO_2 в атмосфере, имеют тенденцию к усилению, что вызывает серьезные опасения относительно возможных последствий этого явления.

На международной конференции в Торонто (Канада) в 1985 г. перед энергетикой всего мира была поставлена задача сократить промышлен-

ные выбросы соединений углерода в атмосферу. На конференции ООН в Киото (Япония) в 1997 г. правительствами 84 стран мира подписан Киотский протокол, по которому страны мира должны выбрасывать антропогенный углекислый газ не больше, чем они выбрасывали его в 1990 г. Однако следует отметить, что на сегодня проблема не только не снята, ее масштабы стали более серьезными. Решение топливно-энергетической проблемы стоит на повестке дня под номером один, ибо именно она инициирует многие другие сложности в поступательном развитии человечества.

С учетом негативных тенденций в экологическом состоянии окружающей среды ведутся исследования в области технологий энергопроизводства и энергопотребления, понижающих экологический прессинг на природу как среду обитания человека. Традиционные виды топлива находят более экономичную и экологическую альтернативу в виде биотоплива, возобновляемых источников энергии, а также рационального использования за счет оптимизации процессов горения. «Теория разумного эгоизма» - такое название получила политика, которую все чаще применяют компании в отношении окружающей среды. Ведущее правило социально ответственной компании - «правило бумеранга»: вложения, так же как и «недовложения» в долгосрочные перспективы, обязательно вернутся (но всегда ли сторицей?).

К сожалению, мало осваиваются наукоемкие технологии. Не всегда вписывается отделка облицовочными блестящими материалами, такими как алюкобонд и др. Теряется цвет живой природы, кроме того, большая разница зимних и летних температур приводят к их деформации, нарушается симметрия и эстетика архитектурных элементов. В опыте многих стран совмещается эстетичное с полезным. Солнечные фасады объектов устраивают более функциональными материалами. Можно стороны здания использовать как основу для солнцезащитных облицовочных материалов. Как говорится, дешево, красиво, экологически целесообразно! Суммарная мощность таких установок в мире превысила 500 МВт, что обусловлено принятием в ряде стран таких национальных программ, как «100 тысяч солнечных крыш» (Германия, Япония), или «1 миллион солнечных крыш» (США). Стоимость электроэнергии, вырабатываемой на них, составляет 15-20 центов за 1 кВт. Сколько таких эколого-экономических перспектив открывает человеческое знание. Дальнейшее развитие человечества, обусловленное его стремлением к обеспеченной безопасной жизни всегда было закономерным движением вперед улучшая качество жизни, расширяя и совершенствуя производство всего необходимого для своего жизнеобеспечения.

Питьевое водоснабжение - это деятельность, направленная на обеспечение питьевой водой, включающая в себя выбор, охрану источников, проектирование, строительство, эксплуатацию систем водоснабжения, забор, подготовку, хранение, подачу к местам потребления и реализацию питьевой воды. Это одна из наиболее серьезных экологических проблем в настоящее время. В государствах разрабатываются специальные программы "Питьевые воды", что является решением социальной жизнеобеспечивающей проблемы на Земле.

Сегодняшняя концепция инновационного развития - развитие за счет человеческого капитала как одного из основных и неиссякаемых источников экономического роста. В экономической теории под «человеческим капиталом» понимается совокупность знаний, навыков и способностей, которыми обладает человек и которые он может использовать в производственных и потребительских целях. Поэтому, говоря о развитии человеческого капитала, следует рассматривать взаимосвязь нескольких составляющих: образования и культуры, социально-демографических факторов и медицинских показателей и др. Данный учебник может быть полезен для студентов инженерно-экономического профиля во всех сферах деятельности человека.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ЕДИНИЦАМИ СИСТЕМЫ МКГСС И ТЕПЛОВЫМИ ЕДИНИЦАМИ, ОСНОВАННЫМИ НА КАЛОРИИ, И ЕДИНИЦАМИ СИСТЕМЫ СИ

А. Единицы силы

1 кгс = 9,80665 Н = 0,981 дан; 1 Н = 0,101972 кгс = 0,102 кгс;
1 дан = 1,02 кгс.

Б. Единицы давления

1 ат = 1 кгс/см² = 98066,5 Н/м² ≈ 10⁵ Па = 0,980665 бар ≈ 0,981 дан/см²
1 мм вод. ст. = 1 кгс/м² = 10⁻⁴ ат. = 9,80665 Па
1 мм рт. ст. = 13,6 мм вод. ст. = 133,322 Н/м² = 0,001333 бар.
1 Н/м² = 1 Па = 10⁻⁵ бар ≈ 0,102 кгс/м² ≈ 0,102 · 10⁻⁴ ат ≈ 0,102 мм вод. ст.
1 бар = 1 дан/см² ≈ 1,02 кгс/см² ≈ 1,02 ат ≈ 10 200 мм вод. ст.

В. Динамическая вязкость

1 кгс · с/м² ≈ 9,81 Н · с/м² ≈ 9,81 кгс/м · с.
1 Па · с = 0,102 кгс · с/м².

Г. Работа и энергия

1 кгс · м = 9,81 Дж.
1 кал ≈ 4,19 Дж; 1 ккал ≈ 4,19 кДж; 1 Гкал = 4 190 000 кДж.
1 л.с. · ч = 2 · 648 · 10⁶ Дж; 1 кВт · ч = 3,6 · 10⁶ Дж = 3,6 МДж = 3600 кДж.
1 Дж = 1 Н · м ≈ 0,102 кгс · м ≈ 0,23885 кал ≈ 0,278 · 10⁻⁶ кВт · ч.

Д. Мощность

1 кгс · м/с = 9,81 Вт; 1 л.с. = 735,5 Вт,
1 ккал/ч = 1,163 Вт; 1 Вт = 0,86 ккал/ч = 0,239 кал/с.
1 кал/с = 4,187 Вт ≈ 4,19 Вт.
1 кВт = 1 кДж/с = 3600 кДж/ч.

Е. Тепловые единицы

1 кал/г = 1 ккал/кгс = 4,19 кДж/кг.
1 ккал/град = 4,19 кДж/град.
1 ккал/(м² · ч) = 1,163 Вт/м².
1 Дж/кг ≈ 0,239 кал/кг = 239 · 10⁻⁶ ккал/кг.

**МНОЖИТЕЛИ И ПРИСТАВКА ДЛЯ ОБРАЗОВАНИЯ ДЕСЯТИЧНЫХ КРАТНЫХ И ДОЛЬНЫХ ЕДИНИЦ И ИХ
НАИМЕНОВАНИЙ (СТАНДАРТ СЭВ 1052-78. МЕТРОЛОГИЯ. ЕДИНИЦЫ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН)**

Множитель	Приставка	Обозначение приставки		Множитель	Приставка	Обозначение приставки	
		между- народное	русское			между- народное	русское
10^{18}	экса	Е	Э	10^{-1}	деци	<i>d</i>	д
10^{15}	пета	Р	П	10^{-2}	санти	<i>c</i>	С
10^{12}	тера	Т	Т	10^{-3}	милли	<i>m</i>	м
10^9	гига	G	Г	10^{-6}	микро	μ	мк
10^6	мега	М	М	10^{-9}	нано	<i>n</i>	н
10^3	кило	К	К	10^{-12}	пико	<i>p</i>	п
10^2	гекто	<i>h</i>	г	10^{-15}	фемто	<i>f</i>	ф
10^1	дека	<i>da</i>	да	10^{-18}	атто	<i>a</i>	а

**ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ
РАБОЧЕГО РЕЖИМА ЭНЕРГОСИЛОВЫХ СИСТЕМ**

Наименование величин	Размерность	Соотношение между единицами
Температура	К	$273+t$
Давление	1 кгс/м ² (мм вод. ст.) 1 мм рт. ст. 1 кгс/см ² 1 кгс/см ²	9,8 Па 133 Па 98,067 кПа 0,098 МПа
Количество теплоты (энергии)	1 ккал 1 кДж	$4187 \text{ Дж} \approx 4,19 \text{ кДж}$ 0,239 ккал
Тепловая мощность, поток	1 ккал/ч 1 кал/с	1,163 Вт $\sim 4,19 \text{ Вт}$
Энтальпия, теплота сгорания	1 ккал/кг	4187 Дж/кг
Работа (энергия)	1 кгс · м 1 Вт · ч 1 Дж	9,8 Дж 3600 Дж 0,102 кгс · м
Мощность	1 кгс · м/с 1 кВт 1 л. с.	9,8 Вт 860 ккал/ч 735 Вт
Коэффициент теплопередачи (теплоотдачи, теплообмена)	1 ккал/(м ² · ч · °С) 1 Вт/(м ² · К)	$1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $0,86 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$
Термическое сопротивление	$1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}/\text{ккал}$ $1 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$	$0,86 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ $1,163 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С}/\text{ккал}$
Коэффициент теплопроводности	$1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$ $1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ $0,86 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$
Удельная теплоемкость	$1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	$4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ $0,24 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$
Удельный расход топлива	кг/ккал	0,24 кг/Дж
Частота вращения	об/мин	0,104 рад/с

* Для практических расчетов значения соотношений даны приближенно с точностью до 2 %.

**УКРУПНЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МАКСИМАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО
ПОТОКА НА ОТОПЛЕНИЕ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ НА 1 м² ОБЩЕЙ ПЛОЩАДИ**
q₀, Вт

Этажность жилой постройки	Характеристика зданий	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t _в , °С										
		-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	Г-50	-55
		Для постройки до 1985 г.										
1—2	Без учета внедрения энерго- сберега- ющих мероприя- тий	148	154	160	205	213	230	234	237	242	255	271
3—4		95	102	109	117	126	134	144	150	160	169	179
5 и более		65	70	77	79	86	88	98	102	109	115	122
		С учетом внедрения энерго- сберегаю- щих мероприя- тий										
1—2		147	153	160	194	201	218	222	225	230	242	257
3—4		90	97	103	111	119	128	137	140	152	160	171
5 и более		65	69	73	75	82	88	92	96	103	109	116
		Для постройки после 1985 г.										
1—2	По новым типовым проектам	145	152	159	166	173	177	180	187	194	200	208
3—4		74	80	86	91	97	101	103	109	116	123	130
5 и более		65	67	70	73	81	87	87	95	100	102	1085

Примечания: 1. Энергосберегающие мероприятия обеспечиваются проведением работ по утеплению зданий при капитальных и текущих ремонтах, направленных на снижение тепловых потерь.

2, Укрупненные показатели зданий по новым типовым проектам приведены с учетом внедрения прогрессивных архитектурно-планировочных решений и применения строительных конструкций с улучшенными теплофизическими свойствами, обеспечивающими снижение тепловых потерь.

**НОРМЫ РАСХОДА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ (СНиП02.04.01-85
“ВНУТРЕННИЙ ВОДОПРОВОД И КАНАЛИЗАЦИЯ ЗДАНИЙ”)**

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		среднепе- дельный, л/сут.	в сутки наиболь- шего во- допотреб- ления, л/сут.	макси- мально часовой, л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные: умывальниками, мойками и душами	1 житель	85	100	7,9
сидячими ваннами и душами		90	110	9,2
ваннами длиной от 1,5 до 1,7 м и душами		105	120	10
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей и повышенном благоустройстве		115	130	10,9
Общественные:	1 житель			
с общими душевыми		50	60	6,3
с душевыми во всех комнатах		60	70	8,2
с общими кухнями и блоками душевых на этажах		80	90	7,5
Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами	1 житель	70	70	8,2
Гостиницы и пансионаты с душами во всех номерах		140	140	12
Гостиницы с ваннами в отдельных номерах:				
в 25 % от общего числа номеров		100	100	10,4
то же в 75 %		150	150	15
во всех номерах		180	180	16
Больницы:	1 койка			
с общими ваннами и душевыми		75	75	5,4
с санитарными узлами, приближенными к палатам		90	90	7,7
инфекционные		110	110	9,5
Санатории и дома отдыха:	1 койка			
с ваннами при всех жилых комнатах		120	120	4,9
с душевыми при всех жилых комнатах		75	75	8,2
Поликлиники и амбулатории	1 больной в смену	5,2	6	1,2

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		среднесуточный, л/сут.	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут.	максимально часовая, л/ч
Прачечные:				
механизированные	1 кг сухого белья	25	25	25
немеханизированные		15	15	15
Административные здания	1 работающий	5	7	2
Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами	1 учащийся и 1 преподаватель	6	8	1,2
Профессионально-технические училища	То же	8	9	1,4
Предприятия общественного питания:				
для приготовления пищи,				
реализуемой в обеденном зале	1 блюдо	12,7	12,7	12,7
то же продаваемой на дом		11,2	11,2	11,2
Магазины:				
продовольственные	1 работающий в смену	65	65	9,6
промтоварные		5	7	2
Стадионы и спортзалы:				
для зрителей	1 место	1	1	0,1
для физкультурников	1 физкультурник	30	30	2,5
для спортсменов	1 спортсмен	60	60	5
Бани:				
для мытья в мыльной с		—	120	120
ополаскиванием в душе				
то же с приемом оздоровительных		—	190	190
процедур		—	240	240
душевая кабина		—	360	360
ванная кабина		—	270	270
Душевые в бытовых помещениях	1 душевая	—		
промышленных предприятий	сетка в смену			

**РАСЧЕТНАЯ ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА НА ОДНОГО ЖИТЕЛЯ, КДЖ/С
(МКА/Л/Ч) (ДЛЯ ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ)**

Потребление	Район				Примечание
	Сибирь, Урал и север европейской части страны	Средняя полоса евро- пейской части страны и се- верная часть Средней Азии	Южная часть евро- пейской части страны	Крым, Кавказ и юг Средней Азии	
Отопление и вентиляция жилых зданий	1,44 (1,23)	1,28 (1,10)	1,04 (0,90)	0,82 (0,70)	—
Отопление и вентиляция общественных зданий	0,35 (0,30)	0,31 (0,27)	0,28 (0,24)	0,20 (0,175)	—
Горячее водоснабжение	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	0,32 (0,275)	Дома с ваннами
Бани	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	0,03 (0,026)	—
Прачечные	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	0,07 (0,06)	—
Предприятия общественного питания	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	0,18 (0,15)	Полный пан- сион (3-разо- вое питание)
Итого	2,39 (2,04)	2,19 (1,88)	1,92 (1,65)	1,62 (1,39)	

Примечания:

1. Расчетные наружные температуры для отопления, °С: Сибирь, Урал и север европейской части страны -35; средняя полоса европейской части страны и северная часть Средней Азии -25; южная часть европейской части страны -15; Крым, Кавказ и юг Средней Азии -5.

2. Отопительная характеристика жилых зданий $q_0 = 0,49 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^3 \cdot \text{К}) = 0,42 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{С})$.

3. Объем жилых зданий на одного жителя 55 м^3 . Расчетный расход теплоты на вентиляцию жилых зданий равен 10 % расчетного расхода теплоты на отопление.

4. Объем общественных зданий на одного жителя составляет 12 м^3 . Расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий равен 25 % расчетного расхода теплоты на отопление.

5. Расход горячей воды равен 100 л на одного жителя в сутки. Температура горячей воды 60°С .

6. Расход теплоты на баню составляет 25 000 кДж (6000 ккал) на одну помывку; две помывки на жителя в месяц и 15 ч использования максимума тепловой нагрузки в сутки.

7. Расход теплоты на прачечную равен 6700 кДж (1600 ккал) на 1 кг сухого белья; 16 кг сухого белья на 1 чел. в месяц и 15 ч использования максимума в сутки.

8. Расход теплоты на общественное питание составляет 3140 кДж (750 ккал) на 1 чел. в сутки и 5 ч использования максимума в сутки.

**Коэффициенты теплопередачи $k_{\text{тр}}$ и теплоотдачи одной секции q_c
для радиаторов М-140 (по данным ВНИИСТО)**

Обозначение коэффициентов	$t_{\text{т}} = (t_{\text{тр}} - t_{\text{н}})$, град								
	60	64,5	70	80	90	100	110	120	140
q_c , ккал/ч	124	135	148	173	198	223	248	272	322
$k_{\text{тр}}$, ккал/м ² · ч · град	8,25	8,35	8,47	8,65	8,78	8,90	9,00	9,10	9,20

Примечание. Коэффициенты $k_{\text{тр}}$ и q_c даны для расхода теплоносителя (воды) 17,4 кг/ч · эсм. Коэффициенты $k_{\text{тр}}$ и q_c действительны для пара, но в этом случае $\Delta t = t_{\text{н}} - t_{\text{с}}$.

Результаты теплотехнических исследований нагревательных приборов водяного отопления показывают, что при нижней подаче горячей воды с температурой до 95° система отопления неэкономична, при верхней и особенно при нижней подаче можно использовать перегретую воду, не превышая допускаемую температуру на наружной поверхности приборов 95° при максимальной температуре теплоносителя 105° и получить экономно металла.

Основные физические константы воды

Температура t , °C	Теплоемкость c , кДж кг · °C	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопроводность λ , Вт м · K	Абсолютная вязкость $10^4 \eta$, кг · с м ²	Кинематическая вязкость $10^4 \nu$, м ² /с	Температуропроводность $10^7 \alpha$, м ² /с	Критерий Прандтля $\frac{\nu}{\alpha}$
0	4,2	999,9	0,556	182,9	1,795	1,314	13,66
10	4,2	999,7	0,576	133,5	1,310	1,372	9,54
20	4,2	998,2	0,599	102,8	1,010	1,429	7,07
30	4,2	995,7	0,618	81,6	0,804	1,478	5,44
40	4,2	992,2	0,631	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,2	988,1	0,643	56,0	0,556	1,558	3,57
60	4,2	983,2	0,656	47,9	0,478	1,592	3,00
70	4,2	977,8	0,664	41,5	0,416	1,615	2,68
80	4,2	971,8	0,668	36,4	0,367	1,639	2,24
90	4,2	965,3	0,678	32,3	0,328	1,668	1,97
100	4,25	958,4	0,682	28,9	0,296	1,682	1,76
120	4,3	943,4	0,686	23,7	0,246	1,705	1,44
140	4,3	926,4	0,686	20,0	0,212	1,722	1,23
160	4,35	907,5	0,684	17,7	0,192	1,734	1,11
180	4,45	887	0,675	15,7	0,174	1,720	1,01
200	4,53	865	0,665	14,3	0,162	1,700	0,95

Примечание: $\eta = M/g$; $\nu = g\eta/\rho$; $\alpha = \lambda/\rho c$; M — динамическая вязкость, Па · с [кг/(с · м)].

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

Наименование	ξ	Примечание
Клапаны проходные, $d = 50—400$ мм	4-8	—
Клапаны «Косва»	0,5—2,0	—
Задвижки нормальные	0,3—0,5	—
Кран угловой	0,4	—
Кран проходной	0,6—2,0	В зависимости от сечения отверстия
Компенсатор:		
лировидный гладкий	1,7	—
волнистый	2,5	—
сальниковый	0,2	—
Водоотделитель	8-12	—
Грязевик	4—6	—
Угольник 90°	1,0	—
Колена 90°:		
гибкие гладкие, $R = d$	1,0	—
гладкие, $R = 2d$	0,7	—
гладкие, $R = 4d$	0,3	—
гладкие, $R > 4d$	0,05—0,2	—
Сварное колено (один шов):		
$\beta = 22,5^\circ$, кл. 1	0,11	—
$\beta = 45^\circ$	0,32	—
$\beta = 60^\circ$	0,68	—
$\beta = 90^\circ$	1,27	—
Тройник (встречный ток), кл. 2	3,0	—
Входные насадки, кл. 3	1,0	Острая кромка
Входные насадки, кл. 4	0,5—1,0	—
Входные насадки с плавным изменением сечения, кл. 5	0,3—0,6	В зависимости от гладкости
Труба Вентури, кл. 6	$(0,15-0,2) [1 - (F_1/F_2)^2]$	Наивыгоднейший угол $\beta = 6—8^\circ$

Основные данные стальных водогрейных котлов серийного производства

Типоразмер	Расчетная теплопроизводительность, МДж/с	Поверхность нагрева, м ²	Расчетный расход воды, кг/с	Расчетные температуры воды, °С		Перепад давления воды, МПа	Вид топлива	КПД brutto при расчетной производительности, %
				на входе	на выходе			
КВ - Г-4	5,0	160	15,0	70	150	—	Газ	90
КВ-ГМ-4	4,65	127	13,8	70	150	0,12	Газ или мазут	90,5 или 86
КВ-ТС-4	4,65	127	13,8	70	150	0,10	Каменные или бурые угли	82 или 81
КВ-7М-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,12	Газ или мазут	91 или 87
КВ-ТС-6,5	7,55	199	22,2	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	82
ТВГ-8М	9,65	292	29	70	150	0,14	Газ	90
КВ-ГМ-10	11,6	295	34,3	70	150	0,15	Газ или мазут	90 или 89
КВ-ТС-10	11,6	277	34,3	70	150	0,11	Каменные или бурые угли	83 или 81
КВ-ГМ-20	23,3	513	68,7	70	150	0,23	Газ или мазут	90 или 88
КВ-ТС-20	23,3	489	68,7	70	150	0,15	Каменные или бурые угли	81 или 79
КВ-ГМ-30	35	720	103	70	150	0,19	Газ или мазут	90 или 88
ПТВМ-30М	46,5 или 40,7	822	139 или 122	70	150	0,17	То же	91 или 88
ПТВМ-50	58	1468	172 или 342	70	150	0,138	То же	92,5 или 91
ЗЧМ-60ПМ	70	1491	213	110	150	0,075	То же	89 или 87
				70	150	0,17	Каменные или бурые угли	
КВГМ-100	116	2710	343 или 684	70	150	0,165	Газ или мазут	92,5 или 91
ПТВМ-180	210	5979	1022	110	150	0,079	Газ	89
				101	150	0,109		

Примечание. Первые значения расходов и температур сетевой воды для котлов КВГМ-50 и КВГМ-100 относятся к их работе в качестве основных, вторые в качестве пиковых источников теплоты. Котел ПТВМ-180 предназначен для работы только в пиковом режиме.

**Параметры и номинальная производительность паровых котлов
низкого и среднего давления по ГОСТ 3619-89**

Типоразмер	Номинальные параметры				Номинальная паропроизводи- тельность $D_{ном}$, кг/с
	абсолют- ное да- вление пара, МПа	температура пара, °С	энтальпия пара, кДж/кг	темпера- тура пита- тельной воды, °С	
Пр 0,16-9 ÷ Пр 1-9*	0,9	174,5 (насыщенный)	2772	50	0,044; 0,069; 0,111; 0,195; 0,278
Е 0,25-9 ÷ Е 10-9**	0,9	174,5 (насыщенный)	2772	50—100	0,069; 0,111; 0,195; 0,278; 0,444; 0,694; 1,11; 1,81; 2,78
Е 2,5-14	1,4	194	2788	100	0,694
Е 4-14 ÷ Е 35-14	1,4	194 (насыщенный) или 225 (перегретый)	2788	100	1,14; 1,81; 2,78; 4,44; 6,94; 9,72
Е 50-14 ÷ Е 100-14	1,4	225	2869	100	13,9; 20,8; 27,8
Е 10-24 ÷ Е 35-24	2,4	221 (насыщенный) или 250 (перегретый)	2800 или 2887	100	2,78; 6,94; 9,72
Е 50-24 ÷ Е 160-24	2,4	250	2887	100	13,9; 27,8; 44,4
Е 10-40 ÷ Е 75-40	3,9	440	3309	145	2,78; 4,44; 6,94; 9,72; 13,9; 20,8

* Пр — прямоточный.

** Е — естественная циркуляция.

**Основные технические характеристики сетевых подогревателей турбин
Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)**

Тип подогревателя	Поверх- ность на- грева, м ²	Расчет- ный рас- ход воды, кг/с	Пере- пад да- вления воды, кПа	Допус- тимое да- вление по воде, МПа	Рабочее давление пара, МПа	Масса, т		Тип турбины
						без воды	с во- дой	
ПСТ-800-3-8-1	800	415	50	0,8	0,05—0,2			ПТ-50/60-130/7
ПСТ-1300-3-8-1	1300	830	90	0,8	0,05—0,25	31	43	Т-50/60-130 ПТ-135/165- 130/15
ПСТ-23300-2-8-1	2300	1250	108	0,8	0,05—0,2	51	77	Т-100/120-130
ПСТ-2300-3-8-1	2300	1250	108	0,8	0,06—0,25	50	75	
ПСТ-5000-2,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,05—0,15	120	181	Т-250/300-240
ПСТ-5000-3,5-8-1	5000	2000	133	0,8	0,06—0,2	110	158	Т-170/205-130

Технические характеристики пароводяных поверхностных сетевых подогревателей Саратовского завода энергетического машиностроения (ОСТ-108, 271, 101-76)

Показатель	ПСВ-200-7-15	ПСВ-200-14-23	ПСВ-315-14-23	ПСВ-500-14-23**
Поверхность нагрева, м ²	200	200	315	500
Номинальный расход воды, т/ч	800	800	1130	1800
Сечение для прохода воды, м ²	0,123	0,123	0,137	0,226
Потеря напора с водяной стороны, м	5,5	5,5	5,5	5,5
Число ходов воды	2	2	2	2
Число трубок*	1018	1018	1143	1830
Диаметр корпуса, мм	1232	1232	1540	1640
Общая высота подогревателя, мм	5540	5540	7140	7340
Рабочее давление (избыточное), МПа:				
с водяной стороны	1,5	2,3	2,3	2,3
с паровой стороны	0,7	1,4	1,4	1,4
Максимальная температура среды, °С:				
пара	400	350	400	400
воды	150	180	150	180
Масса, т:				
без воды	6,6	6,6	10	11,9
с водой	11,5	11,5	19,4	25,4

* Во всех подогревателях трубки литунные Л-68 диаметром 19/17,5 мм.

** Выпускается в нескольких модификациях.

Технические характеристики пластинчатых теплообменников

Характеристика	Тип пластины		
	0,3	0,5	0,6
Габаритный размер (длина × ширину × толщину), мм	1370 × 300 × 1	1400 × 670 × 1	1375 × 600 × 1
Поверхность теплообмена, м ²	0,3	0,5	0,6
Масса, кг	3,2	6,0	5,8
Эквивалентный диаметр канала $d_{\text{эк}}$, м	0,008	0,009	0,008
Площадь поперечного сечения канала, м ²	0,0011	0,00285	0,00245
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала	0,55	1,27	1,188
Ширина канала, м	0,25	0,57	0,545
Зазор для прохода среды в канале, мм	4	5	4,5
Приведенная длина канала $L_{\text{пр}}$, м	1,12	0,8	1,01
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м ²	0,0045	0,0283	0,0243
Коэффициент общего гидравлического сопротивления ξ	$\frac{19,3}{\text{Re}^{0,25}}$	$\frac{19,3}{\text{Re}^{0,25}}$	$\frac{19,3}{\text{Re}^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления присоединительного штуцера $\xi_{\text{шт}}$	1,5	1,5	1,5
Коэффициент профиля пластины α	19	15	15

Примечания:

1. Параметр одного канала пластинчатого теплообменника $\Phi=1$.
2. Потеря напора в пластинчатом теплообменнике, м,

$$\Delta H_{\text{п}} = \xi \frac{L_{\text{пр}} w^2}{d_{\text{эк}} 2g} x,$$

где ξ — коэффициент общего гидравлического сопротивления.

3. Значение Re определяется при $d_{\text{эк}}$, w — скорость теплоносителя, м/с; g — ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$; x — число последовательно соединенных ходов.
4. Потеря напора в штуцере, м,

$$\Delta H_{\text{шт}} = \xi_{\text{шт}} \frac{w_{\text{шт}}^2}{2g},$$

где $w_{\text{шт}}$ — скорость воды в штуцере, м/с.

5. Суммарная потеря напора в пластинчатом теплообменнике

$$\Delta H_{\text{с}} = \Delta H_{\text{п}} + 2\Delta H_{\text{шт}}$$

Приложение 15

Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 2 м (ГОСТ 27590-88 и по ОСТ 34-588-68)*

Характеристика	Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88										
	01	03	05	07	09	11	13	15	17	19	21
Диаметр корпуса D_1/D_2 , мм/мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156	219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/514
Поверхность нагрева одной секции F , м ²	0,37	0,65	1,11	1,76	3,40	5,89	10,0	13,8	19,8	25,8	41,0
Сопротивление трубопроводов $s_p \cdot 10^{-3}$ м · с ² /м ⁶	660	218	79,0	29,8	7,85	2,64	0,910	0,520	0,234	0,134	—
Сопротивление межтрубного пространства $s_m \cdot 10^{-3}$ м · с ² /м ⁶	705	162	113	35,6	5,72	1,82	0,910	0,390	0,260	0,170	—
Масса одной секции, кг	32,2	43,2	55,2	76,5	136	213	304	412	559	719	958

* В ГОСТ 27590-88 входят подогреватели 01—15 с диаметром корпуса 57/50—325/309 мм; в ОСТ 34-588-68 — подогреватели 17—21 с диаметром корпуса 377/359—530/514 мм.

Примечание. Характеристики, не вошедшие в данную таблицу, такие же, как и для подогревателей с длиной секции 4 м.

Приложение 16

Допускаемые напряжения для стальных трубопроводов σ , МПа

Температура, °С	Марка стали						
	Ст2	Ст3	10	20	102С1	15ГС	16ГС
20	127	137	127	144	173	181	166
150	115	126	117	135	166	170	152
200	111	121	113	132	163	165	147
250	107	117	110	129	161	162	142
275	101	111	104	123	156	157	137
300	96	105	98	116	150	150	131
320	—	—	93	111	145	142	127
340	—	—	88	107	138	134	122
360	—	—	83	101	132	126	117
380	—	—	79	95	125	118	112
400	—	—	75	90	117	111	107
410	—	—	73	87	—	104	—
420	—	—	71	84	—	100	—
430	—	—	66	81	—	95	—
440	—	—	59	71	—	88	—

Котлы фирмы “Титан” предназначены для теплоснабжения промышленных сельскохозяйственных объектов, школ, больниц, коммунального хозяйства и жилья.

Технические характеристики котлов БМВК-М-0,3, БМВК-М-0,4, БМВК-М-0,6, ТЗВК 2,0

Техническая характеристика	БМВК-М-0,3	БМВК-М-0,4	БМВК-М-0,6	ТЗВК 2,0
Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	0,3	0,4	0,6	2,0
Отапливаемая площадь, м ²	3000	4000	6000	20000
Отапливаемый объем, м ³ (при высоте Н=3м)	9000	12000	18000	60000
Температура воды на входе котла, °С	60-65	60-65	60-65	60-65
Температура воды на выходе из котла, °С	90-95	90-95	90-95	90-95
Рабочее давление МПа (кгс/см ²)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)
КПД, %	87	87	87	87
Температура дымовых газов, °С	250	250	250	250
Масса, кг	1540	1710	2180	8000
Габаритные размеры, мм				
Длина	2200	2350	2750	5200
Ширина	1370	1370	1600	2600
Высота	1700	1700	1860	2300
Присоединительные размеры, Ду мм	100	100	100	100

Технические характеристики паровых котлов КВ-300, КВ-800

Техническая характеристика	Размерность	КВ-300	КВ-800
Паропроизводительность	кг пара/час	300	800
Рабочее давление, не менее	кг/см ²	0,7	0,7
Топливо		уголь	уголь
Температура пара, не менее	°С	120	120
КПД, не менее	%	80	80
Тепловая мощность, не менее	кВт	185	496

Характеристика	Тип КВУ									
	КВУ 0,6	КВУ 0,8	КВУ 1	КВУ 1,5	КВУ 2	КВУ 2,5	КВУ 3	КВУ 4	КВУ 5	КВУ 6
Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	0,06	0,08	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
Отапливаемая площадь, м ²	600	800	1000	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000
Отапливаемый объем, м ³	1800	2400	3000	4500	6000	7500	9000	12000	15000	18000
Температура воды на входе котла, °С	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65
Температура воды на выходе из котла, °С	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
Рабочее давление МПа (кгс/см ²)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)	0,28 (2,8)
КПД, %	85	85	85	85	85	85	85	85	85	85
Температура дымовых газов на выходе из котла, °С	250			170	170	170	170	170	170	170
Масса, кг	870	1160	1450	1500	1710	1900	2110	2810	3000	3300
Габаритные размеры, мм										
Длина	910	1100	1250	1750	1870	2000	2200	2300	2400	2600
Ширина	700	900	1100	1200	1200	1300	1400	1500	1550	1500
Высота	1300	1480	1670	1700	1750	1800	1850	1930	2000	2330

Характеристика	Тип ТЗВК					Тип БМВК, БМВК-М					
	ТЗ К 0,7	ТЗ К 0,8	ТЗВ 1	ТЗВК 1,5	ТЗВК 2	БМВК 0,5	БМВК 0,7	БМВК 1	БМВК 1,5	БМВК 1,7	БМВК 2
Номинальная теплопроизводительность, Гкал/ч	0,7	0,8	1	1,5	2	0,5	0,7	1	1,5	1,7	2
Отапливаемая площадь, м ²	7000	8000	10000	15000	20000	5000	7000	10000	15000	17000	20000
Отапливаемый объем, м ³	21000	24000	30000	45000	60000	15000	21000	30000	45000	51000	60000
Температура воды на входе котла, °С	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65	55-65
Температура воды на выходе из котла, °С	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
Рабочее давление МПа (кгс/см ²)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)	0,6 (6,0)
КПД, %	87	87	87	87	87	87	87	87	87	87	87
Температура дымовых газов на выходе из котла, °С	200	200	200	200	200	230	230	230	230	230	230
Масса, кг	4100	4430	4700	5130	5700	1800	2000	2300	3200	3900	4300
Габаритные размеры, мм											
Длина	3000	3650	3700	4200	5660	2300	3500	4200	5200	5300	5600
Ширина	2050	2150	2300	2400	2500	2100	2100	2100	2100	2200	2200
Высота	1810	1850	1900	2260	2300	1800	1800	2200	2200	2300	2350

Библиографический список

- Амерханов Р.А., Дроганов Б.Х.* Теплотехника. Энергоиздат. - М., 1991.
- Баскаков А.П. и др.* Теплотехника. Энергониздат. - М., 1991.
- Васильев Б. А., Грецев Н. А.* Гидравлические машины. - М.: Агропромиздат, 1988.
- Гавриленко Б. А., Семичастнов Н. Ф.* Гидродинамические передачи. -М.: Машиностроение, 1980.
- Дейнега В.В.* Гидропривод маппия и оборудования, учебник, КИЭУ им. Дулатова, 2010.
- Дейнега В.В.* Новое поколение машин для села. Журнал "Тракторы и сельхозмашины", 2003, №8.
- Дейнега В.В.* Гидропривод сельскохозяйственных машин. Учебное пособие. Москва, Всесоюзный сельскохозяйственный институт заочного образования, 1989
- Дейнега В.В.* Гидравлика, гидропривод и гидросиловые установки. Курс лекций. Кустанай КИЭУ, 2002, 2009, 2010 гг.
- Дейнега В.В., Корман А.Х.* Динамические удары в гидросиловых системах. Статья. Кустанай, КИЭУ, 2007 "Наука".
- Дроганов Б.Х., Кузнецов А.В., Рудобахта С.П.* Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. - М. Агропромиздат, 1990.
- Исаев А. П. и др.* Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. - М.: Агропромиздат, 1990.
- Кляпинишкин М. П.* Насосы и вентиляторы. - М.: Высшая школа, 1987.
- Ловкис З.В.* Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет. - М.: Агропромиздат, 1990.
- Мельников С.В.* Технологическое оборудование животноводческих ферм и комплексов. -Л.: Агропромиздат, 1985.
- Палишкин Н.А.* Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. - М.: Агропромиздат, 1990.
- Прибытков И.А., Левицкий И.А.* Теоретические основы теплотехники. Москва, АСАДЕМА, 2004.
- Сельскохозяйственная мелиорация / Под ред. Маслова Б. С. - М.: Колос, 1984.
- Саплин Л.А. и др.* Электроснабжение сельскохозяйственных потребителей с использованием возобновляемых источников. Челябинск, ИЗУЧГАУ, 2000 г.
- Соколов Е.Я.* Теплофикация и тепловые сети. - М. Издательский дом МЭИ, 2006.
- Черкасский В.М.* Насосы, вентиляторы, компрессоры. - М.: Энергоатомиздат, 1984.
- Штеренлихт Д. В.* Гидравлика. - М.: Энергоатомиздат, 1984.
- Щегалев М.М., Гусев Ю.Л., Ковялев М.С.* Котельные установки. - М., Стройиздат, 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. ГИДРАВЛИКА	6
1.1. Общие сведения о жидкостях, их физические свойства и характеристики	6
1.2. Плотность	7
1.3. Вязкость	10
1.4. Газовоздушные составляющие	15
1.5. Кавитация	16
1.6. Деформация	17
Глава 2. ГИДРОСТАТИКА	21
2.1. Силы, действующие в жидкости, и ее напряженное состояние. Гидростатическое давление и его свойства	21
2.2. Основное уравнение гидростатики. Поверхности равного давления	25
2.3. Абсолютное и избыточное давления. Приборы для измерения давления	32
2.4. Сила гидростатического давления на плоские фигуры. Эпюры давления	38
2.5. Сила гидростатического давления на произвольную криволинейную поверхность. Закон Архимеда	44
2.6. Относительный покой жидкости	49
Глава 3. ГИДРОДИНАМИКА	53
3.1. Методы механики	53
3.2. Определения и параметры потока жидкости. Установившееся и неустановившееся движение	55
3.3. Напорное и безнапорное движение расход и средняя скорость потока. Уравнение неразрывности	58
3.4. Режимы движения жидкости	61
3.5. Уравнение Бернулли, его геометрическая и энергетическая интерпретации	62
3.6. Основное уравнение равномерного движения жидкости	70
3.7. Потери напора. Гидравлические сопротивления	72
3.8. Примеры применения уравнения Бернулли в технике	80
3.9. Гидравлический расчет трубопроводов. Параллельное и последова- тельное соединения труб. Сложные трубопроводы	84

3.10. Гидравлический удар	99
3.11. Движение жидкостей в открытых руслах	101
3.12. Истечение жидкостей через отверстия и насадки	102
Глава 4. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ	108
4.1. Центробежные насосы	108
4.2. Основное уравнение центробежных насосов	111
4.3. Работа насоса на сеть	121
4.4. Осевые и винтовые насосы	124
4.5. Водоподъемники	125
4.6. Вентиляторы	129
4.7. Объемные гидромашины	130
Глава 5. ВОДОСНАБЖЕНИЕ	133
5.1. Особенности и источники сельскохозяйственного водоснабжения	133
5.2. Водонапорные башни и их оборудование	134
5.3. Сооружения для забора поверхностных и подземных вод	139
5.4. Насосные станции	140
Глава 6. ГИДРОПНЕВОТРАНСПОРТ	148
6.1. Классификация гидропневмотранспортных установок	148
6.2. Расчет гидропневмотранспорта	149
Глава 7. ТЕПЛОТЕХНИКА	155
7.1. Общие сведения	155
7.2. Рабочее тело и параметры его состояния	155
7.3. Теплота и работа	159
7.4. Теплоемкость	161
7.5. Способы передачи теплоты	161
7.6. Водяной пар и его свойства	164
7.7. Воздух и его свойства	166
Глава 8. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ	168
8.1. Общая схема теплоснабжения	168
8.2. Котельные агрегаты	169
8.3. Топочные устройства	170
8.4. Тепловой и энергетический балансы и тепловой расчет котла	171
8.5. Процесс горения	175
8.6. Теплота сгорания	179
Глава 9. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА	182
9.1. Определение состава топлива	182
9.2. Определение объема воздуха, объема и массы продуктов горения	184
9.3. Определение энтальпии продуктов сгорания и воздуха	186
9.4. Расчет коэффициента полезного действия и расхода топлива	188
9.5. Тепловой расчет	191
Глава 10. ТЕПЛООБМЕН	196
10.1. Способы передачи тепла	196

10.2. Определение поверхности нагревательных приборов	197
10.3. Система теплоснабжения	198
Глава 11. МЕСТНОЕ ОТОПЛЕНИЕ	201
11.1. Общие сведения о местном отоплении	201
11.2. Принцип действия и устройство системы водяного отопления естественной циркуляцией	204
Глава 12. ВОЗОБНОВЛЯЕМЫЕ ВИДЫ ЭНЕРГИИ	209
12.1. Использование солнечной энергии	210
12.2. Солнечное излучение	211
12.3. Использование энергии ветра	212
12.4. Аэродинамические характеристики ветроагрегатов	217
12.5. Ядерная энергетика	219
12.6. Энергия биомассы	219
Глава 13. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ И ЭКОЛОГИИ	220
Приложения	227
Библиографический список	245

**Автор благодарит руководство теплоэнергетической компании
"Титан" в оказании помощи издания настоящего учебника.**

Дейнега Виктор Васильевич

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Подписано в печать 10.06.2010.

Формат бумаги 60х84/16. Гарнитура Times New Roman, 11. Усл. печ. л. 15,9.

Тираж 200 экз. Заказ № 2154.

Набрано, сверстано и отпечатано с предоставленных материалов
в ТОО "Костанайполиграфия", 110007, г. Костанай, ул. Мауленова, 16, тел. 28-00-57.

Примерный перечень тестовых заданий по дисциплине.

1. При истечении жидкости из отверстий основным вопросом является

- A) определение скорости истечения и расхода жидкости;
- B) определение необходимого диаметра отверстий;
- C) определение объема резервуара;
- D) определение гидравлического сопротивления отверстия.
- E) нет правильного ответа.

2. Чем обусловлено сжатие струи жидкости, вытекающей из резервуара через отверстие

- A) вязкостью жидкости;
- B) движением жидкости к отверстию от различных направлений;
- C) давлением соседних с отверстием слоев жидкости;
- D) силой тяжести и силой инерции.
- E) нет правильного ответа.

3. Что такое совершенное сжатие струи?

- A) наибольшее сжатие струи при отсутствии влияния боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- B) наибольшее сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- C) сжатие струи, при котором она не изменяет форму поперечного сечения;
- D) наименьшее возможное сжатие струи в непосредственной близости от отверстия.
- E) нет правильного ответа.

4. Коэффициент сжатия струи характеризует

- A) степень изменение кривизны истекающей струи;
- B) влияние диаметра отверстия, через которое происходит истечение, на сжатие струи;
- C) степень сжатия струи;
- D) изменение площади поперечного сечения струи по мере удаления от резервуара.
- E) нет правильного ответа.

5. Коэффициент сжатия струи определяется по формуле

$$\epsilon = \frac{d_c}{d_o}; \quad \epsilon = \frac{S_o}{S_c};$$

A) B)

$$\text{C) } \varepsilon = \frac{S_c}{S_o}; \quad \text{D) } \varepsilon = \frac{S_c^2}{S_o^2}.$$

Е) нет правильного ответа.

6. Скорость истечения жидкости через отверстие равна

$$\text{A) } v = \varphi^2 \sqrt{2gH};$$

$$\text{B) } v = 2\sqrt{\varphi gH};$$

$$\text{C) } v = \sqrt{\varphi 2gH};$$

$$\text{D) } v = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Е) нет правильного ответа.

7. Расход жидкости через отверстие определяется как

$$\text{A) } Q = S_o v;$$

$$\text{B) } Q = S_c v;$$

$$\text{C) } Q = \varphi v \varepsilon;$$

$$\text{D) } Q = \mu S_o.$$

Е) нет правильного ответа.

8. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \text{ буквой } \varphi \text{ обозначается}$$

А) коэффициент скорости;

В) коэффициент расхода;

С) коэффициент сжатия;

Д) коэффициент истечения.

Е) нет правильного ответа.

9. При истечении жидкости через отверстие произведение коэффициента сжатия на коэффициент скорости называется

А) коэффициентом истечения;

В) коэффициентом сопротивления;

С) коэффициентом расхода;

Д) коэффициентом инверсии струи.

Е) нет правильного ответа.

10. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие

$v = \Phi \sqrt{2gH}$ буквой H обозначают

- A) дальность истечения струи;
- B) глубину отверстия;
- C) высоту резервуара;
- D) напор жидкости.
- E) нет правильного ответа.

11. Число Рейнольдса при истечении струи через отверстие в резервуаре определяется по формуле

$Re_u = \frac{v \sqrt{2dH}}{g}$;

A) $Re_u = \frac{g}{v}$;

B) $Re_u = \frac{d \sqrt{2gH}}{v}$;

C) $Re_u = dv \frac{1}{\sqrt{2gH}}$;

D) $Re_u = \sqrt{\rho g H} \frac{d}{v}$.

E) нет правильного ответа.

12. Изменение формы поперечного сечения струи при истечении её в атмосферу называется

- A) кавитацией;
- B) корригированием;
- C) инверсией;
- D) полиморфией.
- E) нет правильного ответа.

13. Инверсия струй, истекающих из резервуаров, вызвана

- A) действием сил поверхностного натяжения;
- B) действием сил тяжести;
- C) действием различно направленного движения жидкости к отверстиям;
- D) действием масс газа.
- E) нет правильного ответа.

14. Что такое несовершенное сжатие струи?

- А) сжатие струи, при котором она изменяет свою форму;
- В) сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара;
- С) неполное сжатие струи;
- Д) сжатие с возникновением инверсии.
- Е) нет правильного ответа.

15. Истечение жидкости под уровень это

- А) истечении жидкости в атмосферу;
- В) истечение жидкости в пространство, заполненное другой жидкостью;
- С) истечение жидкости в пространство, заполненное той же жидкостью;
- Д) истечение жидкости через частично затопленное отверстие.
- Е) нет правильного ответа.

16. Скорость истечения жидкости через затопленное отверстие определяется по формуле

А) $v = \varphi^2 \sqrt{2gH}$;

В) $v = 2\sqrt{\varphi gH}$;

С) $v = \sqrt{\varphi 2gH}$;

Д) $v = \varphi \sqrt{2gH}$.

Е) нет правильного ответа.

17. Напор жидкости H , используемый при нахождении скорости истечения жидкости через затопленное отверстие, определяется по формуле

А) $H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$;

В) $H = H_0 - \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$;

С) $H = H_0 + \frac{P_0 + P_2}{2g}$

Д) $H = H_0 - \frac{2g}{P_0 - P_2}$.

Е) нет правильного ответа.

18. Внешним цилиндрическим насадком при истечении жидкости из резервуара называется

- А) короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки;
- В) короткая трубка с закруглением входной кромки;
- С) короткая трубка с длиной, меньшей, чем диаметр с закруглением входной кромки;
- Д) короткая трубка с длиной, равной диаметру без закругления входной кромки.
- Е) нет правильного ответа.

19. При истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок струя из насадка выходит с поперечным сечением, равным поперечному сечению самого насадка. Как называется этот режим истечения?

- А) безнапорный;
- В) безотрывный;
- С) самотечный;
- Д) напорный.
- Е) нет правильного ответа.

20. Укажите способы изменения внешнего цилиндрического насадка, не способствующие улучшению его характеристик.

- А) закругление входной кромки;
- В) устройство конического входа в виде конфузора;
- С) устройство конического входа в виде диффузора;
- Д) устройство внутреннего цилиндрического насадка.
- Е) нет правильного ответа.

21. Опорожнение сосудов (резервуаров) это истечение через отверстия и насадки

- А) при постоянном напоре;
- В) при переменном напоре;
- С) при переменном расходе;
- Д) при постоянном расходе.
- Е) нет правильного ответа.

22. Из какого сосуда за единицу времени вытекает больший объем жидкости (сосуды имеют одинаковые геометрические характеристики)?

- А) сосуд с постоянным напором;
- В) сосуд с уменьшающимся напором;
- С) расход не зависит от напора;
- Д) сосуд с увеличивающимся напором.
- Е) нет правильного ответа.

23. Скорость истечения жидкости из-под затвора в горизонтальном лотке определяется

A) $v_c = \varphi \sqrt{2g(H_0 - h_c)}$;

B) $v_c = \varphi \sqrt{2g(H_0 + h_c)}$;

C) $v_c = 2g \sqrt{\varphi(H_0 - h_c)}$;

D) $v_c = 2\varphi \sqrt{g(H_0 + h_c)}$.

E) нет правильного ответа.

24. Давление струи жидкости на ограждающую площадку определяется по формуле

$$P = \frac{v}{g} Q \gamma;$$

A)

$$P = \frac{g}{v} Q v;$$

B)

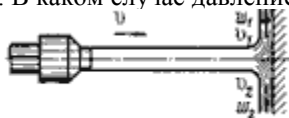
$$\gamma$$

C) $P = \frac{\gamma}{g} Q v;$

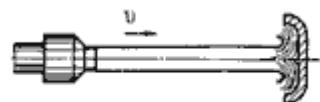
D) $P = \frac{\gamma}{v} Q g.$

E) нет правильного ответа.

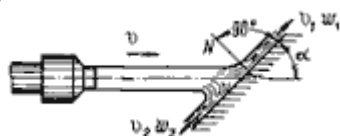
25. В каком случае давление струи на площадку будет максимальным



A)



B)



C)



- D)
E) нет правильного ответа.

26. На сколько последовательных частей разбивается свободная незатопленная струя?

- A) не разбивается;
B) на две;
C) на три;
D) на четыре.
E) нет правильного ответа.

27. Укажите верную последовательность составных частей свободной незатопленной струи

- A) компактная, раздробленная, распыленная;
B) раздробленная, компактная, распыленная;
C) компактная, распыленная, раздробленная;
D) распыленная, компактная, раздробленная.
E) нет правильного ответа.

28. С увеличением расстояния от насадка до преграды давление струи

- A) увеличивается;
B) уменьшается;
C) сначала уменьшается, а затем увеличивается;
D) остается постоянным.
E) нет правильного ответа.

29. В каком случае скорость истечения из-под затвора будет больше?

- A) при истечении через незатопленное отверстие;
B) при истечении через затопленное отверстие;
C) скорость будет одинаковой;
D) там, где истекающая струя сжата меньше.
E) нет правильного ответа.

30. Коэффициент сжатия струи обозначается греческой буквой

- A) ϵ ;
B) μ ;
C) ϕ ;
D) ξ .
E) нет правильного ответа.

31. Коэффициент расхода обозначается греческой буквой

- A) ϵ ;
- B) μ ;
- C) φ ;
- D) ξ .
- E) нет правильного ответа.

32. Коэффициент скорости обозначается буквой

- A) ϵ ;
- B) μ ;
- C) φ .
- D) ξ .
- E) нет правильного ответа.

33. Коэффициент скорости определяется по формуле

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi}};$$

A)

C)

$$\varphi = \frac{\alpha}{\sqrt{1 + \xi}};$$

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha - \xi}};$$

B) D)

E) Нет правильного ответа.

$$\varphi = \frac{\xi}{\sqrt{\alpha - 1}}.$$

34. Напор жидкости H , используемый при нахождении скорости истечения жидкости в воздушное пространство определяется по формуле

$$H = H_0 + \frac{P_0 + P_1}{2\rho g};$$

A)

$$H = H_0 + \frac{P_0 + P_1}{\rho g};$$

B)

$$H = H_0 - \frac{P_0 - P_1}{\rho g};$$

C)

$$H = H_0 + \frac{P_0 - P_1}{\rho g}.$$

D)

E) нет правильного ответа.

35. Расход жидкости при истечении через отверстие равен

A) $Q = \mu S_o \sqrt{2gH}$;

B) $Q = \mu S_c \sqrt{2gH}$

C) $Q = 2\mu S_c \sqrt{gH}$;

D) $Q = g S_o \sqrt{2\mu H}$.

E) нет правильного ответа.

36. Во сколько раз отличается время полного опорожнения призматического сосуда с переменным напором по сравнению с истечением того же объема жидкости при постоянном напоре?

A) в 4 раза больше;

B) в 2 раза меньше;

C) в 2 раза больше;

D) в 1,5 раза меньше.

E) нет правильного ответа.

37. Напор H при истечении жидкости при несовершенном сжатии струи определяется

A) разностью пьезометрического и скоростного напоров;

B) суммой пьезометрического и скоростного напоров;

C) суммой геометрического и пьезометрического напоров;

D) произведением геометрического и скоростного напоров.

E) нет правильного ответа.

38. Диаметр отверстия в резервуаре равен 10 мм, а диаметр истекающей через это отверстие струи равен 8 мм. Чему равен коэффициент сжатия струи?

A) 1,08;

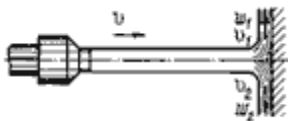
B) 1,25;

C) 0,08;

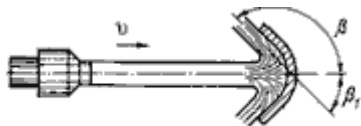
D) 0,8.

E) нет правильного ответа.

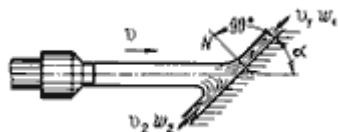
39. В каком случае давление струи на площадку будет минимальным



A)



B)



C)



D)

E) нет правильного ответа.

40. Из резервуара через отверстие происходит истечение жидкости с турбулентным режимом. Напор $H = 38$ см, коэффициент сопротивления отверстия $\xi = 0,6$. Чему равна скорость истечения жидкости?

A) 4,62 м/с;

B) 1,69 м/с;

C) 4,4;

D) 0,34 м/с.

E) нет правильного ответа.

41. Как называются разделы, на которые делится гидравлика?

A) гидростатика и гидромеханика;

B) гидромеханика и гидродинамика;

C) гидростатика и гидродинамика;

D) гидрология и гидромеханика.

E) нет правильного ответа.

42. Раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости называется

A) гидростатика;

B) гидродинамика;

C) гидромеханика;

D) гидравлическая теория равновесия.

E) нет правильного ответа.

43. Гидростатическое давление - это давление присутствующее

- А) в движущейся жидкости;
- В) в покоящейся жидкости;
- С) в жидкости, находящейся под избыточным давлением;
- Д) в жидкости, помещенной в резервуар.
- Е) нет правильного ответа.

44. Какие частицы жидкости испытывают наибольшее напряжение сжатия от действия гидростатического давления?

- А) находящиеся на дне резервуара;
- В) находящиеся на свободной поверхности;
- С) находящиеся у боковых стенок резервуара;
- Д) находящиеся в центре тяжести рассматриваемого объема жидкости.
- Е) нет правильного ответа.

45. Среднее гидростатическое давление, действующее на дно резервуара равно

- А) произведению глубины резервуара на площадь его дна и плотность;
- В) произведению веса жидкости на глубину резервуара;
- С) отношению объема жидкости к ее плоскости;
- Д) отношению веса жидкости к площади дна резервуара.
- Е) нет правильного ответа.

46. Первое свойство гидростатического давления гласит

- А) в любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует от рассматриваемого объема;
- В) в любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке касательной к выделенному объему и действует внутрь рассматриваемого объема;
- С) в каждой точке жидкости гидростатическое давление действует параллельно площадке касательной к выделенному объему и направлено произвольно;
- Д) гидростатическое давление неизменно во всех направлениях и всегда перпендикулярно в точке его приложения к выделенному объему.
- Е) нет правильного ответа.

47. Второе свойство гидростатического давления гласит

- А) гидростатическое давление постоянно и всегда перпендикулярно к стенкам резервуара;
- В) гидростатическое давление изменяется при изменении местоположения точки;
- С) гидростатическое давление неизменно в горизонтальной плоскости;
- Д) гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.
- Е) нет правильного ответа.

48. Третье свойство гидростатического давления гласит

- A) гидростатическое давление в любой точке не зависит от ее координат в пространстве;
- B) гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве;
- C) гидростатическое давление зависит от плотности жидкости;
- D) гидростатическое давление всегда превышает давление, действующее на свободную поверхность жидкости.
- E) нет правильного ответа.

49. Уравнение, позволяющее найти гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема называется

- A) основным уравнением гидростатики;
- B) основным уравнением гидродинамики;
- C) основным уравнением гидромеханики;
- D) основным уравнением гидродинамической теории.
- E) нет правильного ответа.

50. Основное уравнение гидростатики позволяет

- A) определять давление, действующее на свободную поверхность;
- B) определять давление на дне резервуара;
- C) определять давление в любой точке рассматриваемого объема;
- D) определять давление, действующее на погруженное в жидкость тело.
- E) нет правильного ответа.

51. Способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в это состояние называется

- A) устойчивостью;
- B) остойчивостью;
- C) плавучестью;
- D) непотопляемостью.
- E) нет правильного ответа.

52. Основное уравнение гидростатики определяется

- A) произведением давления газа над свободной поверхностью к площади свободной поверхности;
- B) разностью давления на внешней поверхности и на дне сосуда;
- C) суммой давления на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев;
- D) отношением рассматриваемого объема жидкости к плотности и глубине погружения точки.
- E) нет правильного ответа.

53. Чему равно гидростатическое давление при глубине погружения точки, равной нулю

- A) давлению над свободной поверхностью;
- B) произведению объема жидкости на ее плотность;
- C) разности давлений на дне резервуара и на его поверхности;
- D) произведению плотности жидкости на ее удельный вес.
- E) нет правильного ответа.

54. "Давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково"

- A) это - закон Ньютона;
- B) это - закон Паскаля;
- C) это - закон Никурадзе;
- D) это - закон Жуковского.
- E) нет правильного ответа.

55. Закон Паскаля гласит

- A) давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково;
- B) давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям согласно основному уравнению гидростатики;
- C) давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, увеличивается по мере удаления от свободной поверхности;
- D) давление, приложенное к внешней поверхности жидкости равно сумме давлений, приложенных с других сторон рассматриваемого объема жидкости.
- E) нет правильного ответа.

56. Поверхность уровня - это

- A) поверхность, во всех точках которой давление изменяется по одинаковому закону;
- B) поверхность, во всех точках которой давление одинаково;
- C) поверхность, во всех точках которой давление увеличивается прямо пропорционально удалению от свободной поверхности;
- D) свободная поверхность, образующаяся на границе раздела воздушной и жидкой сред при относительном покое жидкости.
- E) нет правильного ответа.

57. Чему равно гидростатическое давление в точке А ?

- A) 19,62 кПа;
- B) 31,43 кПа;
- C) 21,62 кПа;
- D) 103 кПа.
- E) нет правильного ответа.

58. Как приложена равнодействующая гидростатического давления относительно центра тяжести прямоугольной боковой стенки резервуара?

- A) ниже;
- B) выше;
- C) совпадает с центром тяжести;
- D) смещена в сторону.
- E) нет правильного ответа.

59. Равнодействующая гидростатического давления в резервуарах с плоской наклонной стенкой равна

- A) 5
- B) 3
- C) 1
- D) 7
- E) 1.2

60. Точка приложения равнодействующей гидростатического давления лежит ниже центра тяжести плоской боковой поверхности резервуара на расстоянии

- A) 31
- B) 30
- C) 18
- D) 17
- E) 3.2

61. Если судно после воздействия опрокидывающей силы продолжает дальнейшее опрокидывание, то метацентрическая высота

- A) имеет положительное значение;
- B) имеет отрицательное значение;
- C) равна нулю;
- D) уменьшается в процессе возвращения судна в исходное положение.
- E) нет правильного ответа.

62. Как изменится угол наклона свободной поверхности в цистерне, двигающейся с постоянным ускорением

- A) свободная поверхность примет форму параболы;
- B) будет изменяться;
- C) свободная поверхность будет горизонтальна;
- D) не изменится.
- E) нет правильного ответа.

63. Коэффициент расхода обозначается греческой буквой

- A) ϵ ;
- B) μ ;

- С) φ ;
- Д) ξ .
- Е) нет правильного ответа

64. Как называются разделы, на которые делится гидравлика?

- А) гидростатика и гидромеханика;
- В) гидромеханика и гидродинамика;
- С) гидростатика и гидродинамика;
- Д) гидрология и гидромеханика.
- Е) нет правильного ответа.

65. Способность плавающего тела, выведенного из состояния равновесия, вновь возвращаться в это состояние называется

- А) устойчивостью;
- В) остойчивостью;
- С) плавучестью;
- Д) непотопляемостью.
- Е) нет правильного ответа.

66. Укажите на рисунке местоположение центра водоизмещения

- А) 1;
- В) 2;
- С) 3;
- Д) 4.
- Е) нет правильного ответа.

67. Укажите на рисунке метацентрическую высоту

- А) 1;
- В) 2;
- С) 3;
- Д) 4.
- Е) нет правильного ответа.

68. Давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково"

- А) это - закон Ньютона;
- В) это - закон Паскаля;
- С) это - закон Никитинского;
- Д) это - закон Жуковского.
- Е) нет правильного ответа

69. Вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна называется

- А) погруженным объемом;
- В) водоизмещением;

- С) вытесненным объемом;
- Д) водопоглощением.
- Е) нет правильного ответа.

70. Водоизмещение - это

- А) объем жидкости, вытесняемый судном при полном погружении;
- В) вес жидкости, взятой в объеме судна;
- С) максимальный объем жидкости, вытесняемый плавающим судном;
- Д) вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна.
- Е) нет правильного ответа.

71. Укажите на рисунке местоположение метacentра

- А) 1;
- В) 2;
- С) 3;
- Д) 4.
- Е) нет правильного ответа.

72. Если судно возвращается в исходное положение после действия опрокидывающей силы, метacentрическая высота

- А) имеет положительное значение;
- В) имеет отрицательное значение;
- С) равна нулю;
- Д) увеличивается в процессе возвращения судна в исходное положение.
- Е) нет правильного ответа.

73. Если судно после воздействия опрокидывающей силы продолжает дальнейшее опрокидывание, то метacentрическая высота

- А) имеет положительное значение;
- В) имеет отрицательное значение;
- С) равна нулю;
- Д) уменьшается в процессе возвращения судна в исходное положение.
- Е) нет правильного ответа.

74. Если судно после воздействия опрокидывающей силы не возвращается в исходное положение и не продолжает опрокидываться, то метacentрическая высота

- А) имеет положительное значение;
- В) имеет отрицательное значение;
- С) равна нулю;
- Д) уменьшается в процессе возвращения судна в исходное положение.
- Е) нет правильного ответа.

75. По какому критерию определяется способность плавающего тела изменять свое дальнейшее положение после опрокидывающего воздействия

- А) по метацентрической высоте;
- В) по водоизмещению;
- С) по остойчивости;
- Д) по оси плавания.
- Е) нет правильного ответа.

76. Проведенная через объем жидкости поверхность, во всех точках которой давление одинаково, называется

- А) свободной поверхностью;
- В) поверхностью уровня;
- С) поверхностью покоя;
- Д) статической поверхностью.
- Е) нет правильного ответа.

77. Относительным покоем жидкости называется

- А) равновесие жидкости при постоянном значении действующих на нее сил тяжести и инерции;
- В) равновесие жидкости при переменном значении действующих на нее сил тяжести и инерции;
- С) равновесие жидкости при неизменной силе тяжести и изменяющейся силе инерции;
- Д) равновесие жидкости только при неизменной силе тяжести.
- Е) нет правильного ответа.

78. Как изменится угол наклона свободной поверхности в цистерне,двигающейся с постоянным ускорением

- А) свободная поверхность примет форму параболы;
- В) будет изменяться;
- С) свободная поверхность будет горизонтальна;
- Д) не изменится.
- Е) нет правильного ответа.

79. Во вращающемся цилиндрическом сосуде свободная поверхность имеет форму

- А) параболы;
- В) гиперболы;
- С) конуса;
- Д) свободная поверхность горизонтальна.
- Е) нет правильного ответа.

80. При увеличении угловой скорости вращения цилиндрического сосуда с жидкостью, действующие на жидкость силы изменяются следующим образом

- A) центробежная сила и сила тяжести уменьшаются;
- B) центробежная сила увеличивается, сила тяжести остается неизменной;
- C) центробежная сила остается неизменной, сила тяжести увеличивается;
- D) центробежная сила и сила тяжести не изменяются.
- E) нет правильного ответа.

81. Площадь поперечного сечения потока, перпендикулярная направлению движения называется

- A) открытым сечением;
- B) живым сечением;
- C) полным сечением;
- D) площадь расхода.
- E) нет правильного ответа.

82. Часть периметра живого сечения, ограниченная твердыми стенками называется

- A) мокрый периметр;
- B) периметр контакта;
- C) смоченный периметр;
- D) гидравлический периметр.
- E) нет правильного ответа.

83. Объем жидкости, протекающий за единицу времени через живое сечение называется

- A) расход потока;
- B) объемный поток;
- C) скорость потока;
- D) скорость расхода.
- E) нет правильного ответа.

84. Отношение расхода жидкости к площади живого сечения называется

- A) средний расход потока жидкости;
- B) средняя скорость потока;
- C) максимальная скорость потока;
- D) минимальный расход потока.
- E) нет правильного ответа.

85. Отношение живого сечения к смоченному периметру называется

- A) гидравлическая скорость потока;
- B) гидродинамический расход потока;
- C) расход потока;
- D) гидравлический радиус потока.
- E) нет правильного ответа.

86. Если при движении жидкости в данной точке русла давление и скорость не изменяются, то такое движение называется

- A) установившемся;
- B) неуставившемся;
- C) турбулентным установившимся;
- D) ламинарным неуставившемся.
- E) нет правильного ответа.

87. Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени называется

- A) ламинарным;
- B) стационарным;
- C) неуставившимся;
- D) турбулентным.
- E) нет правильного ответа.

88. Расход потока обозначается латинской буквой

- A) Q ;
- B) V ;
- C) P ;
- D) H .
- E) нет правильного ответа.

89. Средняя скорость потока обозначается буквой

- A) χ ;
- B) V ;
- C) v ;
- D) ω .
- E) нет правильного ответа.

90. Живое сечение обозначается буквой

- A) W ;
- B) η ;
- C) ω ;
- D) ϕ .
- E) нет правильного ответа.

91. При неуставившемся движении, кривая, в каждой точке которой вектора скорости в данный момент времени направлены по касательной называется

- A) траектория тока;
- B) трубка тока;
- C) струйка тока;
- D) линия тока.
- E) нет правильного ответа.

92. Трубчатая поверхность, образуемая линиями тока с бесконечно малым поперечным сечением называется

- A) трубка тока;
- B) трубка потока;
- C) линия тока;
- D) элементарная струйка.
- E) нет правильного ответа.

93. Элементарная струйка - это

- A) трубка потока, окруженная линиями тока;
- B) часть потока, заключенная внутри трубки тока;
- C) объем потока, движущийся вдоль линии тока;
- D) неразрывный поток с произвольной траекторией.
- E) нет правильного ответа.

94. Течение жидкости со свободной поверхностью называется

- A) установившееся;
- B) напорное;
- C) безнапорное;
- D) свободное.
- E) нет правильного ответа.

95. Течение жидкости без свободной поверхности в трубопроводах с повышенным или пониженным давлением называется

- A) безнапорное;
- B) напорное;
- C) неустановившееся;
- D) несвободное (закрытое).
- E) нет правильного ответа.

96. Уравнение неразрывности течений имеет вид

- A) $\omega_1 v_2 = \omega_2 v_1 = \text{const}$;
- B) $\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2 = \text{const}$;
- C) $\omega_1 \omega_2 = v_1 v_2 = \text{const}$;
- D) $\omega_1 / v_1 = \omega_2 / v_2 = \text{const}$.
- E) нет правильного ответа.

97. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости имеет вид

A)
$$z_1 + \frac{P_1}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$z_1 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h;$$

B)

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g};$$

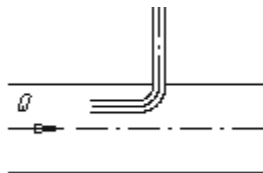
C)

$$z_1 + \frac{v_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{P_1^2}{2g} = z_2 + \frac{v_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{P_2^2}{2g}.$$

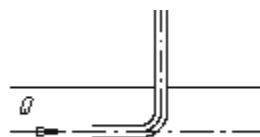
D)

E) нет правильного ответа.

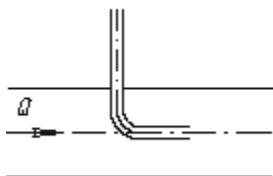
98. На каком рисунке трубка Пито установлена правильно



A)



B)



C)



D)

E) нет правильного ответа.

99. Уравнение Бернулли для реальной жидкости имеет вид

$$z_1 + \alpha_1 \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \alpha_2 \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} - \sum h;$$

A)

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h;$$

B)

$$C) \quad z_1 + \frac{P_1}{2g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{\rho g} = z_2 + \frac{P_2}{2g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{\rho g} + \sum h$$

$$D) \quad z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h.$$

E) нет правильного ответа.

100. Член уравнения Бернулли, обозначаемый буквой z , называется

- A) геометрической высотой;
- B) пьезометрической высотой;
- C) скоростной высотой;
- D) потерянной высотой.
- E) нет правильного ответа.

$$\frac{P}{\rho g}$$

101. Член уравнения Бернулли, обозначаемый выражением $\frac{P}{\rho g}$ называется

- A) скоростной высотой;
- B) геометрической высотой;
- C) пьезометрической высотой;
- D) потерянной высотой.
- E) нет правильного ответа.

$$\alpha \frac{v^2}{2g},$$

102. Член уравнения Бернулли, обозначаемый выражением $\alpha \frac{v^2}{2g}$ называется

- A) пьезометрической высотой;
- B) скоростной высотой;
- C) геометрической высотой;
- D) такого члена не существует.
- E) нет правильного ответа.

103. Уравнение Бернулли для двух различных сечений потока дает взаимосвязь между

- A) давлением, расходом и скоростью;
- B) скоростью, давлением и коэффициентом Кориолиса;
- C) давлением, скоростью и геометрической высотой;
- D) геометрической высотой, скоростью, расходом.
- E) нет правильного ответа.

104. Коэффициент Кориолиса в уравнении Бернулли характеризует

- A) режим течения жидкости;
- B) степень гидравлического сопротивления трубопровода;
- C) изменение скоростного напора;
- D) степень уменьшения уровня полной энергии.
- E) нет правильного ответа.

105. Показание уровня жидкости в трубке Пито отражает

- A) разность между уровнем полной и пьезометрической энергией;
- B) изменение пьезометрической энергии;
- C) скоростную энергию;
- D) уровень полной энергии.
- E) нет правильного ответа.

106. Потерянная высота характеризует

- A) степень изменения давления;
- B) степень сопротивления трубопровода;
- C) направление течения жидкости в трубопроводе;
- D) степень изменения скорости жидкости.
- E) нет правильного ответа.

107. Линейные потери вызваны

- A) силой трения между слоями жидкости;
- B) местными сопротивлениями;
- C) длиной трубопровода;
- D) вязкостью жидкости.
- E) нет правильного ответа.

108. Местные потери энергии вызваны

- A) наличием линейных сопротивлений;
- B) наличием местных сопротивлений;
- C) массой движущейся жидкости;
- D) инерцией движущейся жидкости.
- E) нет правильного ответа.

109. На участке трубопровода между двумя его сечениями, для которых записано уравнение Бернулли можно установить следующие гидроэлементы

- A) фильтр, отвод, гидромотор, диффузор;
- B) кран, конфузор, дроссель, насос;
- C) фильтр, кран, диффузор, колено;
- D) гидроцилиндр, дроссель, клапан, сопло.
- E) нет правильного ответа.

110. Укажите правильную запись

- A) $h_{\text{лин}} = h_{\text{пот}} + h_{\text{мест}}$;
- B) $h_{\text{мест}} = h_{\text{лин}} + h_{\text{пот}}$;
- C) $h_{\text{пот}} = h_{\text{лин}} - h_{\text{мест}}$;
- D) $h_{\text{лин}} = h_{\text{пот}} - h_{\text{мест}}$.
- E) нет правильного ответа.

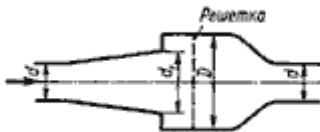
111. Для измерения скорости потока используется

- A) трубка Пито;
- B) пьезометр;
- C) вискозиметр;
- D) трубка Вентури.
- E) нет правильного ответа.

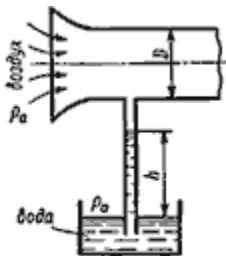
112. Для измерения расхода жидкости используется

- A) трубка Пито;
- B) расходомер Пито;
- C) расходомер Вентури;
- D) пьезометр.
- E) нет правильного ответа.

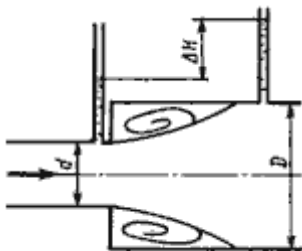
113. Укажите, на каком рисунке изображен расходомер Вентури



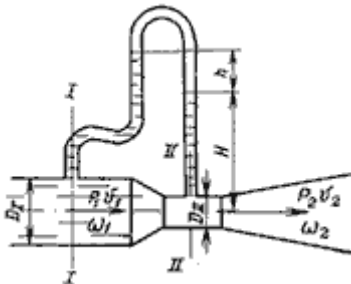
A)



B)



C)



D)

E) нет правильного ответа.

114. Установившееся движение характеризуется уравнениями

A) $v = f(x, y, z, t); P = \varphi(x, y, z)$

B) $v = f(x, y, z, t); P = \varphi(x, y, z, t)$

C) $v = f(x, y, z); P = \varphi(x, y, z, t)$

D) $v = f(x, y, z); P = \varphi(x, y, z)$

E) нет правильного ответа.

115. Расход потока измеряется в следующих единицах

A) m^3 ;

B) m^2/c ;

C) $m^3 \cdot c$;

D) m^3/c .

E) нет правильного ответа.

116. Для двух сечений трубопровода известны величины P_1, v_1, z_1 и z_2 . Можно ли определить давление P_2 и скорость потока v_2 ?

A) можно;

B) можно, если известны диаметры d_1 и d_2 ;

C) можно, если известен диаметр трубопровода d_1 ;

D) нельзя.

E) нет правильного ответа.

117. Неустановившееся движение жидкости характеризуется уравнением

- A) $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z)$
- B) $v = f(x, y, z)$; $P = \varphi(x, y, z, t)$
- C) $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z, t)$
- D) $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z)$
- E) нет правильного ответа.

118. Значение коэффициента Кориолиса для ламинарного режима движения жидкости равно

- A) 1,5;
- B) 2;
- C) 3;
- D) 1.
- E) нет правильного ответа.

119. Значение коэффициента Кориолиса для турбулентного режима движения жидкости равно

- A) 1,5;
- B) 2;
- C) 3;
- D) 1.
- E) нет правильного ответа.

120. По мере движения жидкости от одного сечения к другому потерянный напор

- A) увеличивается;
- B) уменьшается;
- C) остается постоянным;
- D) увеличивается при наличии местных сопротивлений.
- E) нет правильного ответа.

121. Уровень жидкости в трубке Пито поднялся на высоту $H = 15$ см. Чему равна скорость жидкости в трубопроводе

- A) 2,94 м/с;
- B) 17,2 м/с;
- C) 1,72 м/с;
- D) 8,64 м/с.
- E) нет правильного ответа.

122. Гидравлическое сопротивление это

- A) сопротивление жидкости к изменению формы своего русла;
- B) сопротивление, препятствующее свободному прохождению жидкости;
- C) сопротивление трубопровода, которое сопровождается потерями энергии жидкости;

- D) сопротивление, при котором падает скорость движения жидкости по трубопроводу.
E) нет правильного ответа.

123. Что является источником потерь энергии движущейся жидкости?

- A) плотность;
B) вязкость;
C) расход жидкости;
D) изменение направления движения.
E) нет правильного ответа.

124. На какие виды делятся гидравлические сопротивления?

- A) линейные и квадратичные;
B) местные и нелинейные;
C) нелинейные и линейные;
D) местные и линейные.
E) нет правильного ответа.

125. Влияет ли режим движения жидкости на гидравлическое сопротивление

- A) влияет;
B) не влияет;
C) влияет только при определенных условиях;
D) при наличии местных гидравлических сопротивлений.
E) нет правильного ответа.

126. Ламинарный режим движения жидкости это

- A) режим, при котором частицы жидкости перемещаются бессистемно только у стенок трубопровода;
B) режим, при котором частицы жидкости в трубопроводе перемещаются бессистемно;
C) режим, при котором жидкость сохраняет определенный строй своих частиц;
D) режим, при котором частицы жидкости двигаются послойно только у стенок трубопровода.
E) нет правильного ответа.

127. Турбулентный режим движения жидкости это

- A) режим, при котором частицы жидкости сохраняют определенный строй (двигаются послойно);
B) режим, при котором частицы жидкости перемещаются в трубопроводе бессистемно;
C) режим, при котором частицы жидкости двигаются как послойно так и бессистемно;
D) режим, при котором частицы жидкости двигаются послойно только в центре трубопровода.

Е) нет правильного ответа.

128. При каком режиме движения жидкости в трубопроводе пульсация скоростей и давлений не происходит?

- А) при отсутствии движения жидкости;
- В) при спокойном;
- С) при турбулентном;
- Д) при ламинарном.
- Е) нет правильного ответа.

129. При каком режиме движения жидкости в трубопроводе наблюдается пульсация скоростей и давлений в трубопроводе?

- А) при ламинарном;
- В) при скоростном;
- С) при турбулентном;
- Д) при отсутствии движения жидкости.
- Е) нет правильного ответа.

130. При ламинарном движении жидкости в трубопроводе наблюдаются следующие явления

- А) пульсация скоростей и давлений;
- В) отсутствие пульсации скоростей и давлений;
- С) пульсация скоростей и отсутствие пульсации давлений;
- Д) пульсация давлений и отсутствие пульсации скоростей.
- Е) нет правильного ответа.

131. При турбулентном движении жидкости в трубопроводе наблюдаются следующие явления

- А) пульсация скоростей и давлений;
- В) отсутствие пульсации скоростей и давлений;
- С) пульсация скоростей и отсутствие пульсации давлений;
- Д) пульсация давлений и отсутствие пульсации скоростей.
- Е) нет правильного ответа.

132. Где скорость движения жидкости максимальна при турбулентном режиме?

- А) у стенок трубопровода;
- В) в центре трубопровода;
- С) может быть максимальна в любом месте;
- Д) все частицы движутся с одинаковой скоростью.
- Е) нет правильного ответа.

133. Где скорость движения жидкости максимальна при ламинарном режиме?

- А) у стенок трубопровода;
- В) в центре трубопровода;

- С) может быть максимальна в любом месте;
- Д) в начале трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

134. Режим движения жидкости в трубопроводе это процесс

- А) обратимый;
- В) необратимый;
- С) обратим при постоянном давлении;
- Д) необратим при изменяющейся скорости.
- Е) нет правильного ответа.

135. Критическая скорость, при которой наблюдается переход от ламинарного режима к турбулентному определяется по формуле

$$v_{кр} = \frac{Q_{кр}}{d \cdot Re_{кр}};$$

А)

$$v_{кр} = \frac{d}{\nu} \cdot Re_{кр};$$

В)

$$v_{кр} = \frac{\nu d}{Re_{кр}};$$

С)

$$v_{кр} = \frac{\nu}{d} \cdot Re_{кр}.$$

Д)

Е) нет правильного ответа.

136. Число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{v d}{\mu};$$

А)

$$Re = \frac{v d}{\nu};$$

В)

$$Re = \frac{\nu d}{v};$$

С)

$$Re = \frac{\nu \ell}{v}.$$

Д)

Е) нет правильного ответа.

137. От каких параметров зависит значение числа Рейнольдса?

А) от диаметра трубопровода, кинематической вязкости жидкости и скорости движения жидкости;

В) от расхода жидкости, от температуры жидкости, от длины трубопровода;

С) от динамической вязкости, от плотности и от скорости движения жидкости;

Д) от скорости движения жидкости, от шероховатости стенок трубопровода, от вязкости жидкости.

Е) нет правильного ответа.

138. Критическое значение числа Рейнольдса равно

А) 2300;

В) 3200;

С) 4000;

Д) 4600.

Е) нет правильного ответа.

139. При $Re > 4000$ режим движения жидкости

А) ламинарный;

В) переходный;

С) турбулентный;

Д) кавитационный.

Е) нет правильного ответа.

140. При $Re < 2300$ режим движения жидкости

А) кавитационный;

В) турбулентный;

С) переходный;

Д) ламинарный.

Е) нет правильного ответа.

141. При $2300 < Re < 4000$ режим движения жидкости

А) ламинарный;

В) турбулентный;

С) переходный;

Д) кавитационный.

Е) нет правильного ответа.

142. Кавитация это

А) воздействие давления жидкости на стенки трубопровода;

В) движение жидкости в открытых руслах, связанное с интенсивным перемешиванием;

С) местное изменение гидравлического сопротивления;

Д) изменение агрегатного состояния жидкости при движении в закрытых руслах, связанное с местным падением давления.

Е) нет правильного ответа.

143. Какой буквой греческого алфавита обозначается коэффициент гидравлического трения?

А) γ ;

В) ζ ;

С) λ ;

Д) μ .

Е) нет правильного ответа.

144. По какой формуле определяется коэффициент гидравлического трения для ламинарного режима?

А) $\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}};$

В) $\lambda = \frac{75}{Re};$

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

Д) $\lambda_T = 0,11 \left(\frac{\Delta z}{d} \right)^{0,25}$

Е) нет правильного ответа.

145. На сколько областей делится турбулентный режим движения при определении коэффициента гидравлического трения?

А) на две;

В) на три;

С) на четыре;

Д) на пять.

Е) нет правильного ответа.

146. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в первой области турбулентного режима?

А) только от числа Re ;

В) от числа Re и шероховатости стенок трубопровода;

- С) только от шероховатости стенок трубопровода;
- Д) от числа Re , от длины и шероховатости стенок трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

147. От чего зависит коэффициент гидравлического трения во второй области турбулентного режима?

- А) только от числа Re ;
- В) от числа Re и шероховатости стенок трубопровода;
- С) только от шероховатости стенок трубопровода;
- Д) от числа Re , от длины и шероховатости стенок трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

148. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в третьей области турбулентного режима?

- А) только от числа Re ;
- В) от числа Re и шероховатости стенок трубопровода;
- С) только от шероховатости стенок трубопровода;
- Д) от числа Re , от длины и шероховатости стенок трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

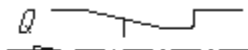
149. Какие трубы имеют наименьшую абсолютную шероховатость?

- А) чугунные;
- В) стеклянные;
- С) стальные;
- Д) медные.
- Е) нет правильного ответа.

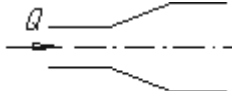
150. Укажите в порядке возрастания абсолютной шероховатости материалы труб.

- А) медь, сталь, чугун, стекло;
- В) стекло, медь, сталь, чугун;
- С) стекло, сталь, медь, чугун;
- Д) сталь, стекло, чугун, медь.
- Е) нет правильного ответа.

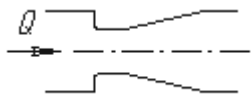
151. На каком рисунке изображен конфузор



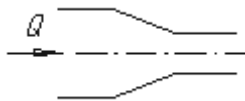
А)



В)



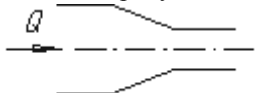
C)



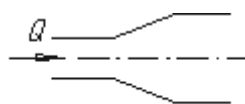
D)

E) нет правильного ответа.

152. На каком рисунке изображен диффузор



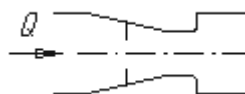
A)



B)



C)



D)

E) нет правильного ответа.

153. Что такое сопло?

A) диффузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями;

B) постепенное сужение трубы, у которого входной диаметр в два раза больше выходного;

C) конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и коническими частями;

D) конфузор с плавно сопряженными цилиндрическими и параболическими частями.

E) нет правильного ответа.

154. Что является основной причиной потери напора в местных гидравлических сопротивлениях

A) наличие вихреобразований в местах изменения конфигурации потока;

B) трение жидкости о внутренние острые кромки трубопровода;

- С) изменение направления и скорости движения жидкости;
- Д) шероховатость стенок трубопровода и вязкость жидкости.
- Е) нет правильного ответа.

155. Для чего служит номограмма Колбрука-Уайта?

- А) для определения режима движения жидкости;
- В) для определения коэффициента потерь в местных сопротивлениях;
- С) для определения потери напора при известном числе Рейнольдса;
- Д) для определения коэффициента гидравлического трения.
- Е) нет правильного ответа.

156. С помощью чего определяется режим движения жидкости?

- А) по графику Никурадзе;
- В) по номограмме Колбрука-Уайта;
- С) по числу Рейнольдса;
- Д) нет правильного ответа.
- Е) нет правильного ответа.

157. Для определения потерь напора служит

- А) число Рейнольдса;
- В) формула Вейсбаха-Дарси;
- С) номограмма Колбрука-Уайта;
- Д) график Никурадзе.
- Е) нет правильного ответа.

158. Для чего служит формула Вейсбаха-Дарси?

- А) для определения числа Рейнольдса;
- В) для определения коэффициента гидравлического трения;
- С) для определения потерь напора;
- Д) для определения коэффициента потерь местного сопротивления.
- Е) нет правильного ответа.

159. Укажите правильную запись формулы Вейсбаха-Дарси

А)
$$h_{\text{ном}} = \ell \frac{d}{\lambda} \cdot \frac{v^2}{2g};$$

В)
$$h_{\text{ном}} = \lambda \frac{\ell}{v} \cdot \frac{d^2}{2g};$$

- $h_{\text{ном}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2g};$
 C) $h_{\text{ном}} = \lambda \frac{\ell}{d} \cdot \frac{2v^2}{g}.$
 D)
 E) нет правильного ответа.

160. Теорема Борда гласит

- A) потеря напора при внезапном сужении русла равна скоростному напору, определенному по сумме скоростей между первым и вторым сечением;
 B) потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по сумме скоростей между первым и вторым сечением;
 C) потеря напора при внезапном сужении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей между первым и вторым сечением;
 D) потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей между первым и вторым сечением.
 E) нет правильного ответа.

161. Кавитация не служит причиной увеличения

- A) вибрации;
 B) нагрева труб;
 C) КПД гидромашин;
 D) сопротивления трубопровода.
 E) нет правильного ответа.

162. При истечении жидкости из отверстий основным вопросом является

- A) определение скорости истечения и расхода жидкости;
 B) определение необходимого диаметра отверстий;
 C) определение объема резервуара;
 D) определение гидравлического сопротивления отверстия.
 E) нет правильного ответа.

163. Чем обусловлено сжатие струи жидкости, вытекающей из резервуара через отверстие

- A) вязкостью жидкости;
 B) движением жидкости к отверстию от различных направлений;
 C) давлением соседних с отверстием слоев жидкости;
 D) силой тяжести и силой инерции.
 E) нет правильного ответа.

164. Что такое совершенное сжатие струи?

- А) наибольшее сжатие струи при отсутствии влияния боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- В) наибольшее сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- С) сжатие струи, при котором она не изменяет форму поперечного сечения;
- Д) наименьшее возможное сжатие струи в непосредственной близости от отверстия.
- Е) нет правильного ответа.

165. Коэффициент сжатия струи характеризует

- А) степень изменение кривизны истекающей струи;
- В) влияние диаметра отверстия, через которое происходит истечение, на сжатие струи;
- С) степень сжатия струи;
- Д) изменение площади поперечного сечения струи по мере удаления от резервуара.
- Е) нет правильного ответа.

166. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в первой области турбулентного режима?

- А) только от числа Re ;
- В) от числа Re и шероховатости стенок трубопровода;
- С) только от шероховатости стенок трубопровода;
- Д) от числа Re , от длины и шероховатости стенок трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

167. При увеличении угловой скорости вращения цилиндрического сосуда с жидкостью, действующие на жидкость силы изменяются следующим образом

- А) центробежная сила и сила тяжести уменьшаются;
- В) центробежная сила увеличивается, сила тяжести остается неизменной;
- С) центробежная сила остается неизменной, сила тяжести увеличивается;
- Д) центробежная сила и сила тяжести не изменяются.
- Е) нет правильного ответа.

168. Вес жидкости, взятой в объеме погруженной части судна называется

- А) погруженным объемом;
- В) водоизмещением;
- С) вытесненным объемом;
- Д) водопоглощением.
- Е) нет правильного ответа.

169. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие буквой ϕ обозначается

- А) коэффициент скорости;
- В) коэффициент расхода;
- С) коэффициент сжатия;
- Д) коэффициент истечения.
- Е) нет правильного ответа.

170. При истечении жидкости через отверстие произведение коэффициента сжатия на коэффициент скорости называется

- А) коэффициентом истечения;
- В) коэффициентом сопротивления;
- С) коэффициентом расхода;
- Д) коэффициентом инверсии струи.
- Е) нет правильного ответа.

171. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие буквой H обозначают

- А) дальность истечения струи;
- В) глубину отверстия;
- С) высоту резервуара;
- Д) напор жидкости.
- Е) нет правильного ответа.

172. Кавитация это

- А) воздействие давления жидкости на стенки трубопровода;
- В) движение жидкости в открытых руслах, связанное с интенсивным перемешиванием;
- С) местное изменение гидравлического сопротивления;
- Д) изменение агрегатного состояния жидкости при движении в закрытых руслах, связанное с местным падением давления.
- Е) нет правильного ответа.

173. Изменение формы поперечного сечения струи при истечении её в атмосферу называется

- А) кавитацией;
- В) корригированием;
- С) инверсией;
- Д) полиморфией.
- Е) нет правильного ответа.

174. Инверсия струй, истекающих из резервуаров, вызвана

- А) действием сил поверхностного натяжения;
- В) действием сил тяжести;
- С) действием различно направленного движения жидкости к отверстиям;
- Д) действием масс газа.

Е) нет правильного ответа.

175. Что такое несовершенное сжатие струи?

- А) сжатие струи, при котором она изменяет свою форму;
- В) сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара;
- С) неполное сжатие струи;
- Д) сжатие с возникновением инверсии.
- Е) нет правильного ответа.

176. Истечение жидкости под уровень это

- А) истечении жидкости в атмосферу;
- В) истечение жидкости в пространство, заполненное другой жидкостью;
- С) истечение жидкости в пространство, заполненное той же жидкостью;
- Д) истечение жидкости через частично затопленное отверстие.
- Е) нет правильного ответа.

177. При $Re < 2300$ режим движения жидкости

- А) кавитационный;
- В) турбулентный;
- С) переходный;
- Д) ламинарный.
- Е) нет правильного ответа.

178. Ламинарный режим движения жидкости это

- А) режим, при котором частицы жидкости перемещаются бессистемно только у стенок трубопровода;
- В) режим, при котором частицы жидкости в трубопроводе перемещаются бессистемно;
- С) режим, при котором жидкость сохраняет определенный строй своих частиц;
- Д) режим, при котором частицы жидкости двигаются послойно только у стенок трубопровода.
- Е) нет правильного ответа.

179. Внешним цилиндрическим насадком при истечении жидкости из резервуара называется

- А) короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки;
- В) короткая трубка с закруглением входной кромки;
- С) короткая трубка с длиной, меньшей, чем диаметр с закруглением входной кромки;
- Д) короткая трубка с длиной, равной диаметру без закругления входной кромки.
- Е) нет правильного ответа.

180. При истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок струя из насадка выходит с поперечным сечением, равным поперечному сечению самого насадка. Как называется этот режим истечения?

- А) безнапорный;
- В) безотрывный;
- С) самотечный;
- Д) напорный.
- Е) нет правильного ответа.

181. При истечении жидкости из отверстий основным вопросом является

- А) определение скорости истечения и расхода жидкости;
- В) определение необходимого диаметра отверстий;
- С) определение объема резервуара;
- Д) определение гидравлического сопротивления отверстия.
- Е) нет правильного ответа.

182. Чем обусловлено сжатие струи жидкости, вытекающей из резервуара через отверстие

- А) вязкостью жидкости;
- В) движением жидкости к отверстию от различных направлений;
- С) давлением соседних с отверстием слоев жидкости;
- Д) силой тяжести и силой инерции.
- Е) нет правильного ответа.

183. Что такое совершенное сжатие струи?

- А) наибольшее сжатие струи при отсутствии влияния боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- В) наибольшее сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара и свободной поверхности;
- С) сжатие струи, при котором она не изменяет форму поперечного сечения;
- Д) наименьшее возможное сжатие струи в непосредственной близости от отверстия.
- Е) нет правильного ответа.

184. Коэффициент сжатия струи характеризует

- А) степень изменение кривизны истекающей струи;
- В) влияние диаметра отверстия, через которое происходит истечение, на сжатие струи;
- С) степень сжатия струи;
- Д) изменение площади поперечного сечения струи по мере удаления от резервуара.
- Е) нет правильного ответа.

185. Коэффициент сжатия струи определяется по формуле

$$\text{A) } \varepsilon = \frac{d_c}{d_o}; \quad \text{B) } \varepsilon = \frac{S_o}{S_c};$$

$$\text{C) } \varepsilon = \frac{S_c}{S_o}; \quad \text{D) } \varepsilon = \frac{S_c^2}{S_o^2}.$$

Е) нет правильного ответа.

186. Скорость истечения жидкости через отверстие равна

$$\text{A) } v = \varphi^2 \sqrt{2gH};$$

$$\text{B) } v = 2\sqrt{\varphi gH};$$

$$\text{C) } v = \sqrt{\varphi 2gH};$$

$$\text{D) } v = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Е) нет правильного ответа.

187. Расход жидкости через отверстие определяется как

$$\text{A) } Q = S_o v;$$

$$\text{B) } Q = S_c v;$$

$$\text{C) } Q = \varphi v \varepsilon;$$

$$\text{D) } Q = \mu S_o.$$

Е) нет правильного ответа.

188. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH} \text{ буквой } \varphi \text{ обозначается}$$

А) коэффициент скорости;

В) коэффициент расхода;

С) коэффициент сжатия;

Д) коэффициент истечения.

Е) нет правильного ответа.

189. При истечении жидкости через отверстие произведение коэффициента сжатия на коэффициент скорости называется

- A) коэффициентом истечения;
- B) коэффициентом сопротивления;
- C) коэффициентом расхода;
- D) коэффициентом инверсии струи.
- E) нет правильного ответа.

190. В формуле для определения скорости истечения жидкости через отверстие

$$v = \varphi \sqrt{2gH}$$

буквой H обозначают

- A) дальность истечения струи;
- B) глубину отверстия;
- C) высоту резервуара;
- D) напор жидкости.
- E) нет правильного ответа.

191. Число Рейнольдса при истечении струи через отверстие в резервуаре определяется по формуле

$$Re_u = \frac{v \sqrt{2dH}}{g};$$

A)

$$Re_u = \frac{d \sqrt{2gH}}{v};$$

B)

$$Re_u = dv \frac{1}{\sqrt{2gH}}$$

C)

$$Re_u = \sqrt{\rho g H} \frac{d}{v}.$$

D)

E) нет правильного ответа.

192. Изменение формы поперечного сечения струи при истечении её в атмосферу называется

- A) кавитацией;
- B) корригированием;
- C) инверсией;
- D) полиморфией.
- E) нет правильного ответа.

193. Инверсия струй, истекающих из резервуаров, вызвана

- A) действием сил поверхностного натяжения;
- B) действием сил тяжести;

- С) действием различно направленного движения жидкости к отверстиям;
- Д) действием масс газа.
- Е) нет правильного ответа.

194. Что такое несовершенное сжатие струи?

- А) сжатие струи, при котором она изменяет свою форму;
- В) сжатие струи при влиянии боковых стенок резервуара;
- С) неполное сжатие струи;
- Д) сжатие с возникновением инверсии.
- Е) нет правильного ответа.

195. Истечение жидкости под уровень это

- А) истечении жидкости в атмосферу;
- В) истечение жидкости в пространство, заполненное другой жидкостью;
- С) истечение жидкости в пространство, заполненное той же жидкостью;
- Д) истечение жидкости через частично затопленное отверстие.
- Е) нет правильного ответа.

196. Скорость истечения жидкости через затопленное отверстие определяется по формуле

- А) $v = \varphi^2 \sqrt{2gH}$;
- В) $v = 2\sqrt{\varphi gH}$;
- С) $v = \sqrt{\varphi 2gH}$;
- Д) $v = \varphi \sqrt{2gH}$.
- Е) нет правильного ответа.

197. Напор жидкости H , используемый при нахождении скорости истечения жидкости через затопленное отверстие, определяется по формуле

- А) $H = H_0 + \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$;
- В) $H = H_0 - \frac{P_0 - P_2}{\rho g}$;
- С) $H = H_0 + \frac{P_0 + P_2}{2g}$.

$$H = H_0 - \frac{2g}{P_0 - P_2}.$$

Д)

Е) нет правильного ответа.

198. Внешним цилиндрическим насадком при истечении жидкости из резервуара называется

А) короткая трубка длиной, равной нескольким диаметрам без закругления входной кромки;

В) короткая трубка с закруглением входной кромки;

С) короткая трубка с длиной, меньшей, чем диаметр с закруглением входной кромки;

Д) короткая трубка с длиной, равной диаметру без закругления входной кромки.

Е) нет правильного ответа.

199. При истечении жидкости через внешний цилиндрический насадок струя из насадка выходит с поперечным сечением, равным поперечному сечению самого насадка. Как называется этот режим истечения?

А) безнапорный;

В) безотрывный;

С) самотечный;

Д) напорный.

Е) нет правильного ответа.

200. Укажите способы изменения внешнего цилиндрического насадка, не способствующие улучшению его характеристик.

А) закругление входной кромки;

В) устройство конического входа в виде конфузора;

С) устройство конического входа в виде диффузора;

Д) устройство внутреннего цилиндрического насадка.

Е) нет правильного ответа.

201. Теплота сгорания, условное топливо ккал/к:

А) окись углерода (CO) – 3018 ккал/м³;

В) метан (CH_4) – 8556 ккал/м³;

С) пропан (C_3H_8) – 21795 ккал/м³;

Д) бензол (C_6H_6) – 39528 ккал/м ;

Е) уголь – 7000 ккал/к

202. Тепловые единицы:

А) 1 кал/т = 4,19 кДж/кб;

В) 1 ккал/С⁰ = 4,19 кДж/С⁰ ;

С) 1 ккал = 1,163 Вт;

Д) 1 кВт = 1 кДж/с = 3.600 кДж/ч ;

Е) $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,23800 \text{ Кал}$

203. Теплоисточники (max КПД):

- А) 0,90;
- В) 0,85;
- С) 0,80;
- Д) 0,65 ;
- Е) 0,55

204. Теплоносители:

- А) песок;
- В) гравий;
- С) мазут;
- Д) соль;
- Е) вода

205. Приборы для измерения темепартуры:

- А) манометры;
- В) градусники;
- С) нагревательные приборы;
- Д) диоды;
- Е) термометры

206. Счетчики учета тепла:

- А) механические;
- В) бесконтактные;
- С) дистанционные;
- Д) нагревательные;
- Е) электромагнитные

207. Удельный расход топлива (угля):

- А) 1000 к/ккал;
- В) 400 к/ккал ;
- С) $600 \text{ к}^2/\text{ккал}$;
- Д) 100 кг/ккал;
- Е) 300 кг/ккал

208. Возобновляемые виды энергии:

- А) ветер;
- В) дождь;
- С) снег;
- Д) водопады;
- Е) солнце

209. Вредные элементы сгорания топлива:

- A) вода;
- B) пар;
- C) снег;
- D) сера;
- E) CO_2

210. Уровень выработки электрической энергии (максимальный):

- A) гидростанция;
- B) атомная станция;
- C) биостанция;
- D) ветровая станция;
- E) тепловая станция

211. Теплотехника изучает:

- A) нагретые тела;
- B) охлаждение тел;
- C) упрочнение материала;
- D) движения воздуха;
- E) взаимные превращения тепловой энергии в другие виды

212. Температура -это:

- A) удельный вес тела;
- B) плотность тела;
- C) излучение тела;
- D) разность массы тела;
- E) мера нагревания тела

213. Теплоемкость:

- A) преобразование тепла;
- B) кипение воды;
- C) плавление вещества;
- D) охлаждение вещества;
- E) количество тепла для t на 1°C

214. Удельная теплоемкость воды:

- A) 5;
- B) 4;
- C) 3;
- D) 2;
- E) 1

215. Удельная теплоемкость чугуна:

- A) 3;

- В) 2;
- С) 1;
- Д) 0,5;
- Е) 0,12

216. Удельная теплоемкость кирпича:

- А) 2,0;
- В) 1,5;
- С) 0,9;
- Д) 0,7;
- Е) 0,21

217. Получение водяного пара осуществляется при:

- А) изменение объема;
- В) изменение температуры;
- С) при изменении давления;
- Д) при резком охлаждении;
- Е) при постоянном давлении ($P=\text{const}$)

218. Энтология газа:

- А) температура воды более $100\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- В) скорость движения пара;
- С) скорость охлаждения пара;
- Д) температура закипания воды;
- Е) потенциальная энергия $E=rv$

219. Три способа передачи тепла:

- А) испарение;
- В) парообразование;
- С) теплопроводность;
- Д) конвекция;
- Е) излучение

220. Переход пара в другое состояние:

- А) изохорный процесс;
- В) изобарный процесс;
- С) изотермический процесс;
- Д) адиабатный процесс;
- Е) политропный процесс

221. Теплота сгорания, условное топливо ккал/к:

- А) окись углерода (CO) – 3018 ккал/м^3 ;
- В) метан (CH_4) – 8556 ккал/м^3 ;
- С) пропан (C_3H_8) – 21795 ккал/м^3 ;

- D) бензол (C_6H_6) – 39528 ккал/м ;
E) уголь – 7000 ккал/к

222. Тепловые единицы:

- A) $1 \text{ ккал/t} = 4,19 \text{ кДж/кб}$;
B) $1 \text{ ккал/C}^0 = 4,19 \text{ кДж/C}^0$;
C) $1 \text{ ккал} = 1,163 \text{ Вт}$;
D) $1 \text{ кВт} = 1 \text{ кДж/с} = 3.600 \text{ кДж/ч}$;
E) $1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,23800 \text{ Кал}$

223. Теплоисточники (max КПД):

- A) 0,90;
B) 0,85;
C) 0,80;
D) 0,65 ;
E) 0,55

224. Теплоносители:

- A) песок;
B) гравий;
C) мазут;
D) соль;
E) вода

225. Приборы для измерения темепартуры:

- A) манометры;
B) градусники;
C) нагревательные приборы;
D) диоды;
E) термометры

226. Счетчики учета тепла:

- A) механические;
B) бесконтактные;
C) дистанционные;
D) нагревательные;
E) электромагнитные

227. Удельный расход топлива (угля):

- A) 1000 к/ккал;
B) 400 к/ккал ;
C) $600 \text{ к}^2/\text{ккал}$;
D) 100 кг/ккал;
E) 300 кг/ккал

228. Возобновляемые виды энергии:

- A) ветер;
- B) дождь;
- C) снег;
- D) водопады;
- E) солнце

229. Вредные элементы сгорания топлива:

- A) вода;
- B) пар;
- C) снег;
- D) сера;
- E) CO₂

230. Уровень выработки электрической энергии (максимальный):

- A) гидростанция;
- B) атомная станция;
- C) биостанция;
- D) ветровая станция
- E) тепловая станция



ДЕЙНЕГА
Виктор Васильевич

к.т.н., профессор, автор
более 100 научных работ и
учебно-методических пособий для
вузов. Основное направление
научной деятельности
гидротеплоэнергетика.

теплоэнергетическая компания

ТИТАН

Комплектация котлов и систем отопления

