

Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

Томский государственный университет
систем управления и радиоэлектроники

А. С. Апкарьян

ОСНОВЫ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ

Учебное пособие

Томск
Издательство ТУСУРа
2022

УДК 532.5(075.8)
ББК 22.253.3я73
А760

Рецензенты:
Данилов В. И., д-р физ.-мат. наук;
Зуев Л. Б., д-р физ.-мат. наук

Печатается по решению научно-методического совета ТУСУРа
(протокол № 5 от 26.05.22 г.)

Апкарьян, Афанасий Саакович

А760 Основы гидрогазодинамики : учеб. пособие / А.С. Апкарьян. –
Томск: Изд-во Томск. гос. ун-та систем упр. и радиоэлектроники,
2022. – 189 с.

Представлены разделы «Гидростатика», «Гидрогазодинамика», «Насосы и вентиляторы». Дано описание насосов и вентиляторов; рассмотрены их устройства, рабочие процессы, принципы работы и приведены расчёты основных технических характеристик.

Уровень основной образовательной программы – бакалавриат. Учебное пособие разработано для студентов всех направлений и уровней подготовки

УДК 532.5(075.8)

ББК 22.253.3я73

© Апкарьян А.С., 2022

© Томск. гос. ун-т систем упр.
и радиоэлектроники, 2022

Предисловие

Настоящее учебное пособие составлено применительно к учебной программе дисциплины «Гидрогазодинамика» для студентов направления подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность» высших учебных заведений. Уровень основной образовательной программы – бакалавриат. Пособие может быть использовано студентами других специальностей, а также рекомендуется студентам-заочникам при выполнении контрольных и курсовых работ, подготовке к зачёту и экзамену. В нем представлены разделы «Гидростатика», «Гидрогазодинамика», «Насосы и вентиляторы». Дано описание насосов и вентиляторов, рассмотрены их конструкции, рабочие процессы, принципы работы и расчёты основных технических характеристик.

Обучающийся должен **знать**: основные законы гидростатики и гидродинамики, устройство и назначение насосов и вентиляторов.

Обучающийся должен **уметь**: определять гидростатическое давление, рассчитывать давление жидкости на плоскую, криволинейную и цилиндрическую стенки сосудов, объяснять физический смысл уравнения элементарной струйки и уравнения Бернулли, определять основные параметры жидкости при истечении через отверстие и насадки, объяснять причины возникновения и формулы расчёта гидроудара.

Обучающийся должен **владеть**: знаниями устройства насосов и вентиляторов, их физических характеристик и способов регулирования.

Введение

Гидрогазодинамикой (гидравликой) называется раздел механики, изучающий законы движения и равновесия жидкостей, а также законы взаимодействия жидких сред с находящимися в них телами. Жидкости – это субстанции, обладающие легкоподвижностью, или текучестью, т. е. непрерывно деформирующиеся под действием срезающего напряжения. Легкоподвижностью в равной степени обладают капельные жидкости и газы. Поэтому и те и другие называются одинаково – жидкостью. Легкоподвижность способствует использованию жидкостей в качестве рабочих тел тепловых и гидравлических двигателей, агрегатов систем охлаждения и смазки. Это свойство жидкостей и газов обеспечивает плавание судов и полет летательных аппаратов. Гидрогазодинамику часто называют механикой жидкостей и газов или гидромеханикой.

Прикладная гидрогазодинамика состоит из двух основных частей: гидростатики, изучающей законы равновесия жидкостей, и гидродинамики, изучающей законы движения жидкостей.

С помощью основных уравнений гидрогазодинамики и разработанных в ее рамках методов исследования решаются важные практические задачи, связанные с транспортом жидкостей и газов по трубопроводам, а также с транспортом твёрдых тел по трубам и другим руслам.

Происхождение этой науки очень древнее. Многие практические вопросы, связанные с орошением, водоснабжением и использованием водной энергии для примитивных двигателей, нашли решение в глубокой древности. Широкое распространение в древности гидротехнических сооружений обязано только искусству и практическому опыту строителей.

Первым законом гидрогазодинамики, устанавливающим количественную связь между отдельными элементами явлений, считают закон Архимеда, открытый 250 лет до н. э. великим математиком Архимедом. Формирование гидрогазодинамики как науки начинается в середине XV века, когда Леонардо да Винчи (1452–

1519) своими лабораторными опытами положил начало экспериментальному методу в этой отрасли. Он занимался исследованием истечения жидкости из отверстия и движения воды в реках и каналах, а также изучал принципы полета птиц и предложил два варианта летательных аппаратов, один из которых имитировал полет птицы, а второй соответствовал принципу полета современных вертолетов. Однако его сочинения были опубликованы лишь спустя более 400 лет после смерти и практически не использовались.

Большой вклад в развитие гидрогазодинамики внесли учёные XVI и XVII вв. В 1586 г. голландский ученый Стевин опубликовал книгу «Начала гидростатики» и установил правила для вычисления давления жидкости на стенки и дно сосуда. В 1612 г. итальянский ученый Галилей написал трактат «О телах, находящихся в воде, и о тех, которые в ней движутся». Ученик Галилея итальянский физик и математик Эванджелиста Торричелли в 1643 году открыл закон истечения жидкости из сосуда и вывел формулу, приближённо определяющую скорость истечения жидкости из малого отверстия в сосуде под действием силы тяжести. В 1650 г. французский ученый Паскаль открыл закон о передаче жидкостью внешнего давления. Этот закон является основой для расчета гидравлических прессов и гидроподъемников. Великий английский ученый, физик и математик И. Ньютон в 1686 г. сформулировал гипотезу о законах внутреннего трения и впервые ввел понятие вязкости в жидкостях.

Дальнейшее развитие науки связано с разработкой математического описания процесса движения деформируемой среды.

Основателем гидравлики как науки заслуженно считается Даниил Бернулли – крупный учёный, действительный член Российской академии наук (1700–1782). В 1738 г. Бернулли обосновал теорему об энергии движущейся частицы, которая является основной теоремой современной гидродинамики.

Одновременно начинает развиваться теоретическая гидродинамика на базе дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости Эйлера. Леонард Эйлер (1707–1783), член Петербургской академии наук, гениальный математик, внёс большой

вклад в естественные науки. В 1755 г. он вывел дифференциальные уравнения равновесия и движения невязкой жидкости. Работы Эйлера показали, что описание движения жидкости и взаимодействия ее с твердыми телами может рассматриваться как чисто математическая задача, основная проблема которой состоит в интегрировании уравнений динамики. В 1788 г. математик Лагранж утверждал, что благодаря открытию Эйлера вся механика жидкости свелась к вопросу анализа, и будь эти уравнения интегрируемыми, можно было бы в любом случае полностью определить движение жидкости под воздействием любых сил.

Основоположником современной аэромеханики является великий русский учёный Н.Е. Жуковский, который создал теорию гидравлического удара. Его работы лежат в основе современной авиации и космонавтики.

С появлением электронных вычислительных машин возникла и стала стремительно развиваться вычислительная гидродинамика, использующая методы математического моделирования процессов движения жидкости и газа и взаимодействия их с телами различной формы. С помощью математического моделирования путем проведения многовариантных расчетов выбираются оптимальные профили элементов технологических установок или режимы их работы, а затем полученные результаты проверяются на физических моделях, на стендовых установках и в аэродинамических трубах. По такой схеме отрабатываются профили автомобилей, самолетов, кораблей, подводных лодок, каналы паровых, газовых и гидравлических турбин и другого оборудования.

1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

1.1 Физические свойства жидкости

Жидкость – вещество, находящееся в жидком агрегатном состоянии, занимающее промежуточное положение между твёрдым и газообразным состояниями. При этом агрегатное состояние жидкости, как и агрегатное состояние твёрдого тела, конденсированное, то есть такое, в котором частицы (атомы, молекулы, ионы) связаны между собой. Основным свойством жидкости, отличающим её от веществ, находящихся в других агрегатных состояниях, является способность неограниченно менять форму под действием касательных механических напряжений, даже сколь угодно малых, практически сохраняя при этом объём.

Жидкость – физическое тело, не способное сохранять свою форму из-за слабой связи между отдельными ее частицами. Вследствие этого жидкости принимают форму тех сосудов, в которых они находятся.

Под общим названием «жидкость» объединяют понятия газа и капельной жидкости. Капельной называют жидкость, которая способна образовывать каплю (например, вода, бензин, керосин, масло и другие жидкости). Все капельные жидкости оказывают большое сопротивление сжатию. При изменении температуры и давления их объём почти не изменяется. Газы и их смеси в обычном состоянии не способны образовывать капли, а при изменении давления и температуры изменяют свой объём.

В зависимости от температуры и давления любое вещество может принимать различные агрегатные состояния. Каждое такое состояние характеризуется определенными качественными свойствами, которые остаются неизменными в рамках соответствующих ему температур и давлений.

К характерным свойствам агрегатных состояний можно отнести, например, способность тела, находящегося в твердом состоянии, сохранять свою форму, а жидкого тела изменять форму. Однако иногда границы между различными состояниями вещества довольно размыты, как в случаях с жидкими кристаллами либо

аморфными телами, которые могут быть упругими как твердые тела и текучими как жидкости.

Все вещества могут существовать в трёх агрегатных состояниях – твёрдом, жидком и газообразном. Четвёртым агрегатным состоянием вещества часто считают плазму. Переход между агрегатными состояниями может протекать с выделением свободной энергии, изменением плотности, энтропии или других физических величин. Переход от одного агрегатного состояния к другому называется фазовым, а явления, сопровождающие такие переходы, – критическими.

Согласно молекулярно-кинетической теории то или иное агрегатное состояние одного и того же вещества определяется величиной межмолекулярных сил взаимодействия и расстоянием между молекулами.

В твердом веществе молекулы или атомы находятся на очень близком расстоянии друг от друга и обладают большой силой притяжения, образуя жёсткую структуру, сохраняя объём и форму тела.

Силы межмолекулярного сцепления в жидком теле слабее, чем в твёрдом. Поэтому его молекулы подвижны и имеют возможность удаляться друг от друга на некоторое расстояние. Это даёт возможность изменять форму тела.

В газообразном веществе практически отсутствуют межмолекулярные силы сцепления. Молекулы газа постоянно движутся по занимаемому им объёму, сталкиваются друг с другом, ударяются о стенки, изменяя направление. Газы легко смешиваются друг с другом и распространяются во все стороны до тех пор, пока не заполнят весь объём любой формы.

При нагревании тела, находящегося в любом агрегатном состоянии, подвижность его молекул увеличивается. Если подогреть твёрдое тело, то при соответствующих условиях оно превратится в жидкое, а при дальнейшем нагревании – в газообразное.

При понижении температуры имеет место обратный результат – тело переходит в жидкое, а затем в твёрдое состояние.

Основными характеристиками жидкости, используемыми в гидрогазодинамике, являются плотность, удельный объём, удель-

ный вес, сжимаемость и вязкость, температурное расширение, поверхностное натяжение.

Плотность тела ρ – скалярная физическая величина, определяемая как отношение массы тела к занимаемому этим телом объёму.

В неоднородном теле плотность в разных его точках различна, а в однородном – одинакова и определяется по формулам

$$\rho = M/V, \quad \rho = dm/dV.$$

Данные выражения не эквивалентны, их выбор зависит от того, какая именно плотность рассматривается. Различают:

– среднюю плотность тела – отношение массы тела к его объёму M/V . В однородном случае она называется просто плотностью тела;

– плотность вещества – плотность однородного тела, состоящего из этого вещества;

– плотность тела в точке – предел отношения массы малой части тела Δm , содержащей эту точку, к объёму этой малой части ΔV , когда объём стремится к нулю, или $\lim(\Delta m/\Delta V)$. Так как на атомарном уровне любое тело неоднородно, при предельном переходе нужно остановиться на объёме, соответствующем используемой физической модели.

Для обозначения плотности обычно используется греческая буква ρ , иногда используются латинские буквы D и d (от лат. *densitas* – плотность). Исходя из определения плотности её единица измерения килограмм на кубический метр ($\text{кг}/\text{м}^3$) в СИ и грамм на кубический сантиметр ($\text{г}/\text{см}^3$) в СГС.

С повышением давления (при постоянной температуре) плотность возрастает, а с повышением температуры (при постоянном давлении), как правило, уменьшается.

Величины плотности реальных жидкостей в стандартных условиях изменяются в широких пределах – от 700 до 800 $\text{кг}/\text{м}^3$. Плотность ртути, например, достигает 13 550 $\text{кг}/\text{м}^3$, а плотность чистой воды – 998 $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величина плотности жидкости определяется с помощью простейшего прибора – ареометра. По глубине погружения

прибора в жидкость судят о величине её плотности. Плотности некоторых жидкостей представлены в таблице 1.1 и таблице 1.2.

Таблица 1.1 – Плотности некоторых жидкостей (при норм. атм. давл., 20 °С)

Жидкость	ρ , кг/м ³	ρ , г/см ³	Жидкость	ρ , кг/м ³	ρ , г/см ³
Ртуть	13 600	13,60	Керосин	800	0,80
Серная кислота	1 800	1,80	Спирт	800	0,80
Мёд	1 350	1,35	Нефть	800	0,80
Вода морская	1 030	1,03	Ацетон	790	0,79
Молоко цельное	1 030	1,03	Эфир	710	0,71
Вода чистая	1000	1,00	Бензин	710	0,71
Масло подсолнечное	930	0,93	Жидкое олово (при 400 °С)	6 800	6,80
Масло машинное	900	0,90	Жидкий воздух (при 194 °С)	860	0,86

Таблица 1.2 – Плотности некоторых газов (при норм. атм. давл., 20 °С)

Газ	ρ , кг/м ³	ρ , г/см ³	Газ	ρ , кг/м ³	ρ , г/см ³
Хлор	3,210	0,00321	Оксид углерода II (угарный газ)	1,250	0,00125
Оксид углерода IV (углекислый газ)	1,980	0,00198	Природный газ	0,800	0,0008
Кислород	1,430	0,00143	Водяной пар (при 100 °С)	0,590	0,00059
Воздух (при 0 °С)	1,290	0,00129	Гелий	0,180	0,00018
Азот	1,250	0,00125	Водород	0,090	0,00009

Удельным объёмом v называют величину, равную отношению объёма V , занимаемого телом, к его массе:

$$v = V/m.$$

Удельный объём – величина, обратная плотности:

$$v = 1/\rho.$$

Единица измерения – кубический метр на килограмм (м³/кг).

В таблице 1.3 приведены удельные объёмы некоторых веществ.

Таблица 1.3 – Плотности и удельные объёмы некоторых веществ

Название вещества	Плотность, кг/м ³	Удельный объём, м ³ /кг	Название вещества	Плотность, кг/м ³	Удельный объём, м ³ /кг
Воздух	1,225	0,816	Двуокись углерода	1,977	0,506
Водяной лёд	916,7	0,00109	Хлор	2,994	0,334
Жидкая вода	1000	0,00100	Водород	0,0899	11,12
Морская вода	1030	0,00097	Метан	0,717	1,39
Ртуть	13546	0,00007	Азот	1,25	0,799
Фреон R-22	3,66	0,273	Водяной пар	0,804	1,24
Аммиак	0,769	1,30			

Примечание. Значения указаны для температуры 0 °С (273,15 К) и давления 1 атм (101,325 кПа).

Удельный вес γ – физическая величина, которая определяется как отношение веса вещества G к занимаемому им объёму V .

Так как $G = mg$, то удельный вес можно определить следующим образом:

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

где g – ускорение свободного падения.

Удельный вес чистой воды составляет 9810 Н/м³.

В любой системе измерения удельный вес равен произведению плотности вещества на ускорение свободного падения.

В отличие от плотности, удельный вес не является физико-химической характеристикой вещества, так как зависит от значения g в месте измерений.

В качестве единиц измерения удельного веса применяются Н/м^3 (СИ), дин/см^3 (СГС), кгс/м^3 (МКГСС). При этом

$$1 \text{ Н/м}^3 = 0,1 \text{ дин/см}^3 = 0,102 \text{ кгс/м}^3.$$

Сжимаемость – свойство вещества изменять свой объём под действием всестороннего равномерного внешнего давления. Сжимаемость характеризуется коэффициентом сжимаемости, который определяется формулой

$$\beta_p = -(1/V)(\Delta V/\Delta p) \text{ или } \beta_p = -(1/V)(dV/dp), \quad (1.1)$$

где ΔV – уменьшение объёма, соответствующее увеличению давления Δp ; p – давление; V – первоначальный объём.

Единица измерения β_p – паскаль в минус первой степени (Па^{-1}). Коэффициент сжимаемости называют также коэффициентом всестороннего сжатия или просто коэффициентом сжатия, коэффициентом объёмного упругого расширения, коэффициентом объёмной упругости. Знак минус в формуле указывает на то, что при увеличении давления объём жидкости уменьшается. Сжимаемость жидкости зависит от ее химической природы (рис. 1.1).

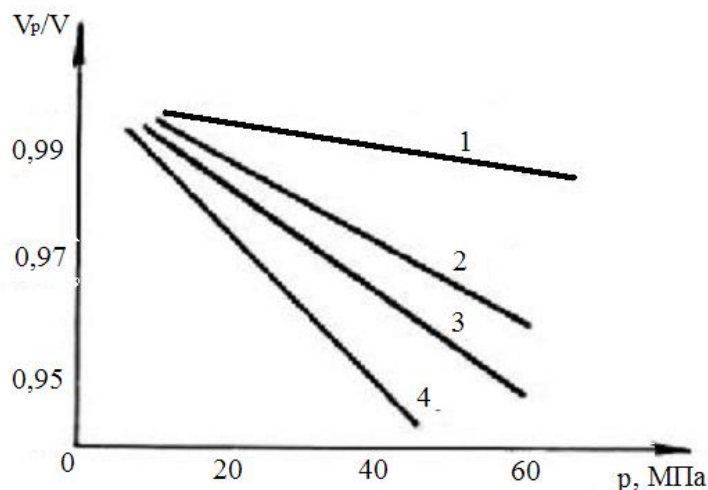


Рисунок 1.1 – Зависимость сжимаемости различных жидкостей от давления:

1 – глицерин; 2 – вода; 3 – масло; 4 – силиконовая рабочая жидкость

Из формулы (1.1) следует выражение, связывающее коэффициент сжимаемости с плотностью вещества:

$$\beta_p = -(1/\rho)(d\rho/dp).$$

Величина коэффициента сжимаемости зависит от того, в каком процессе происходит сжатие вещества. Так, например, процесс может быть изотермическим, но может происходить и с изменением температуры. Соответственно для различных процессов в рассмотрение вводят различные коэффициенты сжимаемости.

Изотермический коэффициент сжимаемости определяется следующей формулой:

$$\beta_T = -(1/V)(dV/dp)_T.$$

Иногда коэффициент сжимаемости называют просто сжимаемостью.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется *объемным модулем упругости жидкости*:

$$E_{\text{ж}} = 1/\beta_p.$$

Единицы измерения объемного модуля упругости жидкости те же, что и давления: в МКГСС – кгс/м², в СИ – Н/м² или Па, часто применяется также кгс/см². Значения $E_{\text{ж}}$ жидкостей зависят от температуры t и давления p .

Физический смысл объемного модуля упругости можно представить, если считать, что $V = 1 \text{ м}^3$, а $dp = 1 \text{ Па}$. Тогда $E_{\text{ж}} = 1/dV$, то есть модуль упругости можно представить как величину, обратную изменению объема одного кубического метра жидкости при изменении давления на одну единицу. Объемный модуль упругости зависит от типа жидкости, давления и температуры. Однако в большинстве случаев $E_{\text{ж}}$ считают постоянной величиной, принимая за нее среднее значение в данном диапазоне температур и давлений. Различают изотермический и адиабатический модули упругости. Причем для расчетов обычно используют изотермический модуль упругости $E_{T\text{ж}}$. Его применяют для анализа медленных процессов, при которых успевают завершиться теплообмен с окружающей средой. Для быстротечных процессов, при которых теплообмен не успевают завершиться, используют адиабатический модуль упругости $E_{A\text{ж}}$.

Адиабатический модуль упругости несколько больше изотермического и проявляется при быстротечных процессах сжатия жидкости, например при гидравлическом ударе в трубах.

Сжимаемость жидкостей очень незначительна и в большинстве случаев ее можно считать несжимаемой. Однако если бы вода в Мировом океане (средняя глубина 3704 м) была несжимаемой, его уровень повысился бы на 27 м. Объем легкого минерального масла, применяемого в жидкостных амортизаторах шасси самолетов при нормальной температуре, уменьшается при повышении давления от 0 до 35 МПа на 1,7 %, а керосина – на 0,8 %. Сжимаемость рабочих жидкостей приводит к понижению жесткости гидравлической системы, а следовательно, к потере передаваемой мощности.

Температурное расширение – это свойство жидкостей изменять объем при изменении температуры; характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения β_t ($1/^\circ\text{C}$), представляющим собой относительное изменение объема жидкости при изменении температуры на 1°C и при постоянном давлении.

$$\beta_t = (1/V)(\Delta V/\Delta t) \text{ или } \beta_t = (1/V)(dV/dt).$$

Для большинства жидкостей коэффициент β_t с увеличением давления уменьшается (рисунок 1.2).

У воды с увеличением давления при температуре до 50°C коэффициент расширения β_t растет, а при температуре выше 50°C – уменьшается. В общем случае у капельных жидкостей значение β_t невелико и обычно при расчетах не учитывается. Однако в ряде случаев при больших перепадах температуры изменение плотности жидкости приходится учитывать:

$$\rho \approx \rho_1 / (1 + \beta_t \Delta t),$$

где ρ и ρ_1 – плотности при температурах t и t_1 ; $\Delta t = t - t_1$.

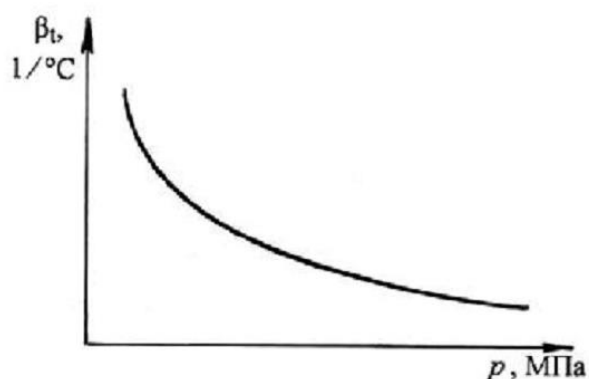


Рисунок 1.2 – Зависимость коэффициента объемного расширения от давления

Увеличение объема ΔV при изменении температуры определяется по формуле

$$\Delta V = V \Delta t \beta_t.$$

Жидкость способна сохранять свой объём и этим она схожа с твёрдым телом, но не способна самостоятельно сохранять свою форму, что сближает её с газом.

Вязкость. Вязкость характеризует способность газов или жидкостей создавать сопротивление между движущимися по отношению друг к другу слоями текучих (не твердых) тел. То есть это свойство жидкости сопротивляться сдвигающим напряжениям.

Для разных тел она будет различной, так как зависит от их природы. Например, вода имеет низкую вязкость по сравнению с медом, вязкость которого намного выше.

Вязкость зависит от рода жидкости и температуры, с повышением которой уменьшается. Вязкость масел в некоторой степени является функцией давления: при давлении до 10 МПа она незначительно повышается, а при давлении выше 10 МПа – заметно увеличивается. Вязкость воды с повышением давления настолько мало изменяется, что практически её считают не зависящей от давления.

С целью определения понятия «вязкость» рассмотрим схему следующего опыта. Между двумя параллельными пластинами (рисунок 1.3), расположенными на расстоянии d друг от друга,

находится жидкость. Нижняя пластина неподвижна, а верхняя движется относительно нижней со скоростью v_0 .

Так как между пластинами и прилегающими к ним слоями жидкости действуют силы межмолекулярного сцепления, то возникает явление «прилипания» поверхностных слоёв жидкости к пластинам. Скорость жидкости относительно пластины в непосредственной близости от неё очень мала и равна нулю на поверхности самой пластины. В данном опыте скорость жидкости в потоке между пластинами меняется по линейному закону от нуля на неподвижной пластине до v_0 на движущейся пластине.

Для того чтобы перемещать верхнюю пластину с постоянной скоростью v_0 , необходимо приложить к ней некоторую силу F , уравновешивающую силы внутреннего трения.

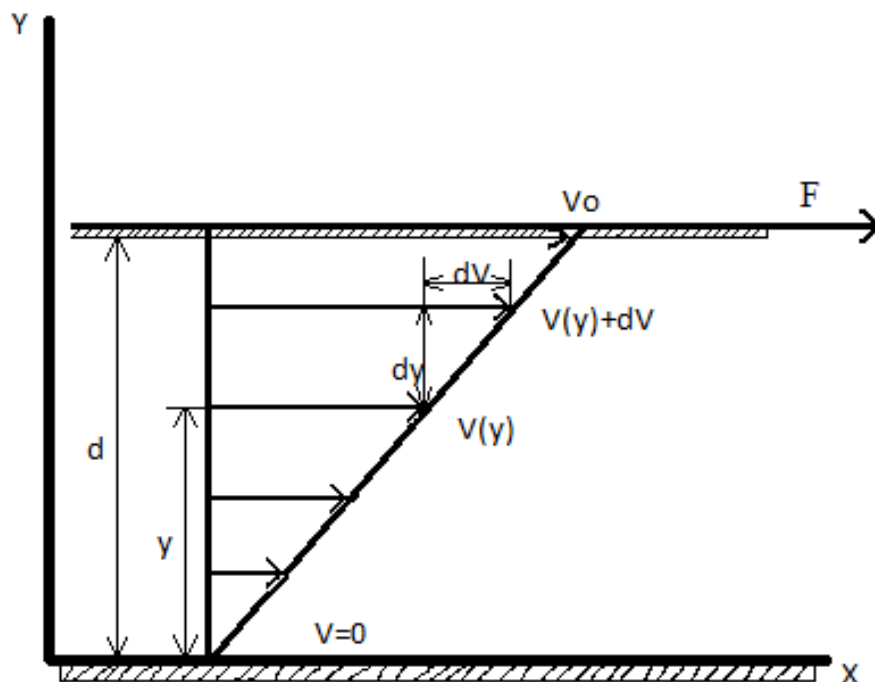


Рисунок 1.3 – Схема для определения внутреннего трения

Как показывает опыт, значение этой силы, отнесённое к площади A пластины, пропорционально отношению v_0/d :

$$F/A \propto v_0/d. \quad (1.2)$$

Введём коэффициент пропорциональности μ и запишем соотношение (1.2) в виде

$$F/A = \mu v_0/d. \quad (1.3)$$

Величина μ – динамическая вязкость жидкости.

Отметим, что отношение F/A в равенстве (1.3) есть не что иное, как значение касательного напряжения $\tau = F/A$, приложенного к движущейся поверхности. Формулу (1.3) можно записать в виде

$$\tau = \mu v_0/d. \quad (1.4)$$

Так как скорость движения жидкости изменяется от нуля до v_0 по линейному закону, можно записать

$$v(y)/v_0 = y/d \quad \text{или} \quad v(y) = v_0 y/d. \quad (1.5)$$

Дифференцируя формулу (1.5), получим

$$dv/dy = v_0/d. \quad (1.6)$$

Выражая отношение v_0/d в формуле (1.4) с помощью равенства (1.6), определим

$$\tau = \mu(dv/dy). \quad (1.7)$$

Формула (1.7) выражает закон Ньютона о трении в жидкости. Жидкости, подчиняющиеся этому закону, называют ньютоновскими. К их числу относится значительная часть жидкостей, встречающихся на практике. Жидкости, не подчиняющиеся закону Ньютона, называют неньютоновскими. К ним относят коллоидные растворы, масляные краски, смолы, смазочные масла при низких температурах и др.

Из формулы (1.7) видно, что значение касательного напряжения τ сил внутреннего трения между слоями пропорционально их относительной скорости dv . Таким образом, коэффициент μ характеризует трение между соседними слоями жидкости, движущимися с различными скоростями.

У твёрдых тел значение касательного напряжения τ пропорционально относительному смещению отдельных слоёв (коэффициентом пропорциональности является модуль сдвига).

Динамическая вязкость измеряется в паскаль-секундах (Па·с).

В гидрогазодинамике часто пользуются величиной $\nu = \mu/\rho$, которую называют кинематической вязкостью; она выражает отношение вязкости жидкости к её плотности. Единица измерения

коэффициента кинематической вязкости – квадратный метр на секунду ($\text{м}^2/\text{с}$). В СГС вязкость измеряют в стоксах (Ст) или сантистоксах (сСт).

Между этими единицами измерения существует следующая связь:

$$1 \text{ Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}, \text{ тогда } 1 \text{ сСт} = 10^{-2} \text{ Ст} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}.$$

Часто для кинематической вязкости пользуются другой внесистемной единицей измерения – это градусы Энглера, перевод которых в стоксы можно осуществлять по таблице.

Кинематическую вязкость определяют по формуле Убеллоде:

$$\nu = \left(0,0731 \cdot \text{°Е} - \frac{0,0631}{\text{°Е}} \right) \cdot 10^{-4},$$

где °Е – вязкость, выраженная в градусах Энглера.

Измерение вязкости жидкостей осуществляется с помощью вискозиметров, работающих по принципу истечения жидкости через малое калиброванное отверстие. Вязкость вычисляется по скорости истечения.

Поверхностное натяжение. Когда мы говорим о жидкости как о сплошной среде, это вовсе не означает, что данная среда бесконечна и безгранична. Жидкое тело всегда имеет границы (это либо твёрдые стенки каналов, либо границы раздела с газообразной средой, либо границы раздела между различными несмешивающимися жидкостями). В некоторых случаях границы могут выделяться условно внутри самой движущейся жидкости. На естественных границах в пограничном слое жидкости между молекулами самой жидкости и молекулами окружающей жидкости среды существуют силы притяжения, которые в общем случае могут оказаться неравными. В то же время силы взаимодействия между остальными молекулами жидкости, находящимися внутри объёма, ограниченного пограничным слоем, взаимно уравновешены.

Таким образом, остаются неуравновешенными силы взаимодействия между молекулами, находящимися лишь во внешнем (пограничном) слое. Молекулы, располагающиеся на поверхности жидкости, подвергаются притяжению находящихся ниже моле-

кул. Тогда в пограничном слое возникают напряжения, которые автоматически уравнивают несбалансированные силы притяжения. Такие напряжения называются поверхностным натяжением жидкости. Этому напряжению будут соответствовать силы поверхностного натяжения. Под действием этих сил малые объёмы жидкости принимают сферическую форму (форму капли), соответствующую минимуму внутренней энергии; в трубках малого диаметра жидкость поднимается (или опускается) на некоторую высоту по отношению к уровню покоящейся жидкости – так называемый капиллярный эффект. Если жидкость смачивает твёрдые стенки, с которыми она соприкасается, то происходит капиллярное поднятие жидкости (например, вода в стеклянной трубке), если не смачивает – опускание (например, ртуть в стеклянной трубке). Это свойство жидкостей следует учитывать при использовании трубок малого диаметра для измерения уровня или давления жидкости.

Количественно поверхностное натяжение оценивается коэффициентом поверхностного натяжения σ (Н/м), определяемым выражением

$$\sigma = \frac{hr}{2} \rho g,$$

где h – высота столба жидкости, м; r – радиус кривизны мениска, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Силы поверхностного натяжения малы и проявляются при небольших объёмах жидкости. Величина напряжений на границе раздела зависит от температуры жидкости. При увеличении температуры внутренняя энергия молекул возрастает и, естественно, уменьшается напряжение в пограничном слое жидкости, следовательно, уменьшаются силы поверхностного натяжения.

1.2 Идеальная и реальная жидкости

В гидрогазодинамике для упрощения теоретических исследований используют модель идеальной жидкости.

Идеальная жидкость – это воображаемая (идеализированная) жидкость, в которой, в отличие от реальной жидкости, отсутствует вязкость. В идеальной жидкости отсутствует внутреннее трение, то есть нет касательных напряжений между двумя соседними слоями.

Для решения многих практических вопросов силы трения, возникающие в движущейся жидкости, часто бывают несущественными, ими можно пренебречь и без большой ошибки рассматривать жидкость в этих случаях как идеальную. В действительности идеальная жидкость не существует, но это понятие позволяет упростить изучение законов реальной жидкости.

Математическое описание течений идеальных жидкостей позволяет найти теоретическое решение ряда задач о движении жидкостей и газов в каналах различной формы, при истечении струй и обтекании тел.

Контрольные вопросы

1. Назовите учёных, которые вложили свой вклад в развитие гидрогазодинамики.
2. Какие агрегатные состояния вещества вы знаете? Что такое фазовый переход и критическое явление?
3. Назовите основные физические характеристики жидкости.
4. Дайте определение плотности жидкости. Напишите формулу. Назовите единицы измерения плотности.
5. Дайте определение удельному объёму. Напишите формулу. Назовите единицы измерения удельного объёма.
6. Дайте определение удельному весу. Напишите формулу. Назовите единицы измерения удельного веса.
7. Дайте определение сжимаемости.
8. Дайте определение объёмному модулю упругости жидкости.
9. Дайте определение температурному расширению. Как определить коэффициент температурного расширения?
10. Дайте определение вязкости. Назовите единицы измерения вязкости.

11. Напишите формулу для определения кинематической вязкости.

12. Напишите формулу, выражающую закон Ньютона о трении в жидкости.

13. Как количественно оценивается поверхностное натяжение? Напишите формулу.

14. В чём отличие кинематической вязкости от динамической?

15. Для чего в гидрогазодинамике используют модель идеальной жидкости?

16. Что такое идеальная жидкость?

17. Что такое реальная жидкость?

2 ГИДРОСТАТИКА

2.1 Гидростатическое давление

Гидростатика – раздел гидрогазодинамики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости, находящейся под действием внутренних и внешних сил, а также равновесия тел, погруженных в жидкость, и практическое применение этих законов. В гидростатике изучают жидкости, находящиеся в относительном или абсолютном покое.

Под *относительным покоем* следует понимать такое состояние, при котором отдельные частицы жидкости, оставаясь в покое относительно друг друга, перемещаются вместе с сосудом, в котором жидкость заключена. Например, в относительном покое может находиться жидкость в емкости, которая установлена на разгоняющейся транспортной машине (топливный бак автомобиля). В относительном покое будет также находиться жидкость в сосуде, вращающемся с постоянной скоростью.

Под *абсолютным покоем*, или просто покоем, подразумевают состояние жидкости, при котором она неподвижна относительно земли и резервуара. Например, это жидкость, находящаяся в покое в любом аппарате или емкости (резервуаре), которые в свою очередь находятся в неподвижном состоянии относительно земли.

В покоящейся жидкости всегда присутствует сила давления, которая называется *гидростатическим давлением*. Жидкость оказывает силовое воздействие на дно и стенки сосуда. Частицы жидкости, расположенные в верхних слоях водоема, испытывают меньшие силы сжатия, чем частицы жидкости, находящиеся у дна.

В любом рассматриваемом объеме силы, действующие на данный элемент жидкости, подразделяют на массовые и поверхностные.

Массовые (объемные) силы – силы, действующие на единицу массы жидкости и пропорциональные этой массе (сила тяжести, инерции, центробежная сила).

Поверхностные силы – силы, которые действуют на поверхность жидкости и пропорциональны ее площади (давление твёрдого тела на обтекающую его жидкость, трение жидкости о поверхность тела и др.).

Рассмотрим резервуар с плоскими вертикальными стенками, наполненный некоторым количеством покоящейся жидкости (рисунок 2.1,а).

Мысленно внутри этой жидкости на глубине h выделим горизонтальную площадку ΔA_0 . При проектировании этой площадки на свободную поверхность жидкости получим вертикальный параллелепипед 2, у которого нижнее основание площадка ΔA_0 , а верхнее – её проекция ΔA_1 . На площадку ΔA_0 действует сила гидростатического давления ΔF , равная весу выделенного столба жидкости (параллелепипед 2):

$$\Delta F = \rho g V = \rho g \Delta A_0 h.$$

Отношение нормальной силы ΔF к площадке, на которую она действует, называют средним гидростатическим давлением:

$$p_{\text{ср}} = \Delta F / \Delta A_0 = \rho g h. \quad (2.1)$$

Рассмотрим силу ΔF , действующую на поверхность малой плоской площадки ΔA , выделенной внутри покоящейся жидкости, и покажем, что эта сила всегда направлена только по нормали к площадке (рисунок 2.1,б).

Равенство (2.1) описывает баланс между равнодействующей внешних массовых сил тяжести $\rho g h$ и внутренними поверхностными силами давления p , приложенными в точке на глубине h .

Если размер площадки ΔA_0 приближать к нулю, то отношение $\Delta F / \Delta A_0$ будет стремиться к пределу, который называют гидростатическим давлением в точке или просто **гидростатическим давлением**:

$$p = \lim_{\Delta A_0 \rightarrow 0} (\Delta F / \Delta A_0).$$

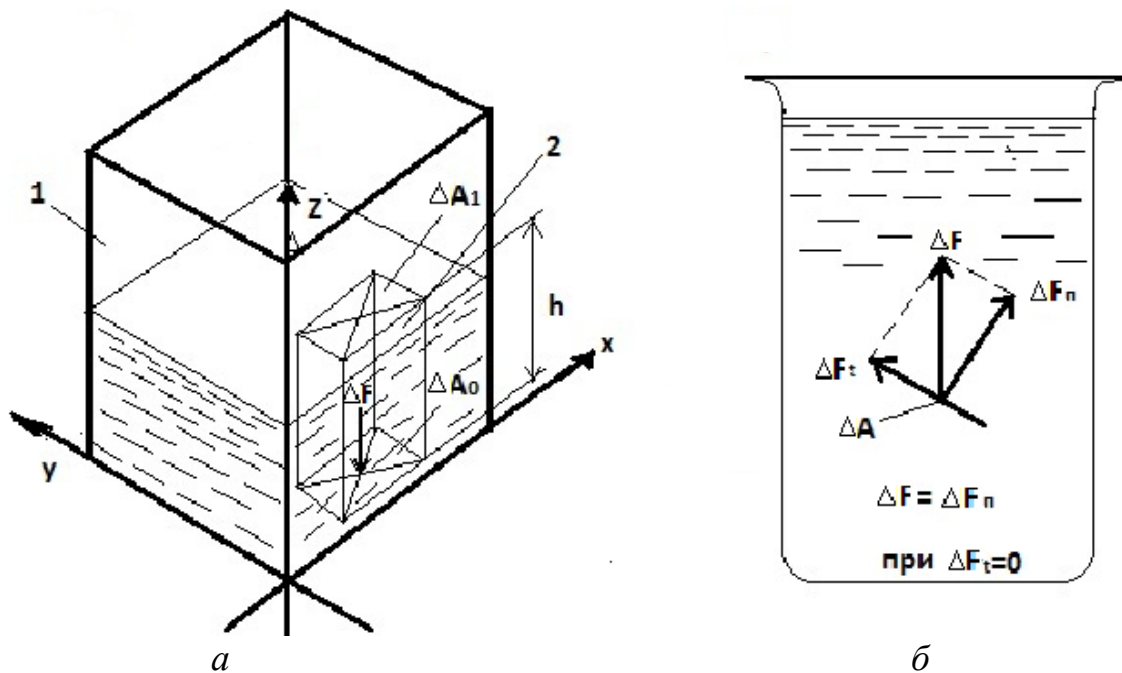


Рисунок 2.1 – Схема для определения гидростатического давления

Допустим, что рассматриваемая сила направлена не по нормали, а под некоторым углом к площадке, тогда её можно разложить на нормальную ΔF_n и касательную ΔF_t составляющие. Так как в покоящейся жидкости нет сил сопротивления сдвигающим усилиям, то наличие касательной силы ΔF_t должно вывести жидкость из равновесия и вынудить двигаться вдоль площадки, что противоречит условию о неподвижности жидкости. Таким образом, в жидкости, находящейся в равновесии, на любую площадку действует только нормальная сила, а её величина не зависит от ориентации площадки.

Жидкость находится в равновесии только тогда, когда система массовых сил, действующих на неё, имеет потенциал. Это состояние характеризуется уравнением равновесия (уравнением Эйлера):

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) = dp, \quad (2.2)$$

где Z, Y, X – проекции массовых сил, отнесённых к единице массы, на соответствующие направления; dp – полный дифференциал давления, Па; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Гидростатическое давление обладает тремя свойствами.

Свойство 1. В любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке, касательной к выделенному объему, и действует внутрь рассматриваемого объема жидкости.

Свойство 2. Гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

Свойство 3. Гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

Эти свойства не требуют специального доказательства, так как ясно, что по мере увеличения погружения точки давление в ней будет возрастать, а по мере уменьшения погружения – уменьшаться. Третье свойство гидростатического давления можно записать в виде уравнения Эйлера (2.2).

За единицу измерения давления принято давление, совершаемое силой в 1 Н на поверхность площадью 1 м^2 . В честь ученого Б. Паскаля единицу давления 1 Н/м^2 назвали паскалем: $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$.

Производные от паскаля единицы измерения:

1 кПа = 1000 Па;

1 гПа = 100 Па;

1 МПа = 1000000 Па;

1 мПа = 0,001 Па.

В разных областях техники используют также следующие единицы измерения давления:

– мм рт. ст. – миллиметр ртутного столба;

– мм вод. ст. – миллиметр водного столба;

– атм – физическая (нормальная) атмосфера;

– ат – техническая атмосфера;

– бар;

– кгс/см² – килограмм-сила на квадратный сантиметр;

– кгс/м² – килограмм-сила на квадратный метр.

Соотношения между некоторыми единицами давления, наиболее часто встречающиеся в технической литературе:

– $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$;

– $1 \text{ кгс/см}^2 = 98066,5 \text{ Па}$;

– $1 \text{ кгс/м}^2 = 9,80665 \text{ Па}$;

- 1 Па (Н/м²) = 0,0075006 мм рт. ст.;
- 1 Па (Н/м²) = 0,10197 мм вод. ст.;
- 1 Па (Н/м²) = 0,0000099 атм;
- 1 Па (Н/м²) = 0,0000102 ат;
- 1 Па (Н/м²) = 10 мкбар;
- 1 Па (Н/м²) = 0,00001 бар;
- 1 атм = 760 мм рт. ст. = 101325 Па = 101,325 кПа;
- 1 ат = 98066,5 Па = 98,066 кПа = 0,1 МПа;
- 1 мм вод. ст. = 9,806 Па;
- 1 мм рт. ст. = 133,322 Па;
- 1 бар = 100 кПа = 0,1 МПа.

Атмосферное давление измеряется барометром и обозначается $p_{\text{атм}}$ или p_0 .

Многие процессы протекают при давлениях выше атмосферного (давление пара в котле, давление, созданное столбом жидкости и т. п.). Любое из этих давлений является дополнительным к атмосферному, т. е. избыточным. Избыточное давление измеряют манометром и обозначают $p_{\text{изб.}}$ или $p_{\text{ман}}$. Сумму манометрического и атмосферного давлений называют полным или абсолютным давлением:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{ман}} + p_{\text{атм}}.$$

Если процессы протекают при давлении ниже атмосферного, в вакууме (насосы, вакуумные печи и т. д.), то абсолютным давлением называют разность атмосферного давления и давления разрежения:

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак}},$$

где $p_{\text{вак}}$ – давление разрежения.

Разрежение измеряется вакуумметром.

2.2 Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля

Рассмотрим распространенный случай равновесия жидкости, когда на нее действует только одна массовая сила – сила тяжести,

и получим уравнение, позволяющее находить гидростатическое давление в любой точке рассматриваемого объема жидкости.

Однородная жидкость содержится в открытом сосуде (рисунок 2.2). На ее свободную поверхность и на точку 1, лежащую на поверхности, действует давление p_0 . Если окружающий газ свободно сообщается с атмосферой, то внешнее давление равно атмосферному: $p_0 = p_{\text{атм}}$.

Найдем гидростатическое давление p_2 в произвольно взятой точке 2, расположенной на глубине $h = h_1 - h_2$.

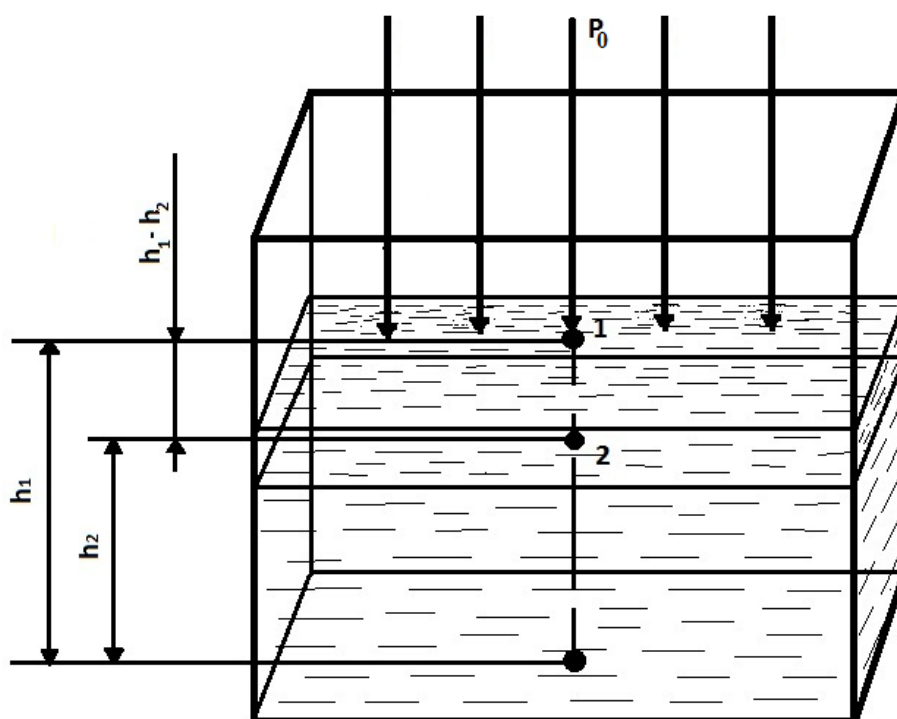


Рисунок 2.2 – Схема для вывода основного уравнения гидростатики

В этой точке жидкость испытывает давление p_0 находящегося над ней газа (действующее одновременно и в точке 1) и, кроме того, давление, оказываемое столбом жидкости, расположенным над ней:

$$p_2 = p_0 + \rho g (h_1 - h_2), \quad (2.3)$$

где ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; h_1 и h_2 – высоты, отсчитанные вверх от одной и той же

условной горизонтальной плоскости (в данном случае от дна сосуда), м.

В общем случае уравнение (2.3) можно записать в виде

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.4)$$

где h – высота столба жидкости над рассматриваемой точкой.

Уравнение (2.4) называют основным уравнением гидростатики. По нему можно посчитать давление в любой точке покоящейся жидкости. Это давление, как видно из уравнения, складывается из двух величин: давления p_0 на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев жидкости.

Из основного уравнения гидростатики следует, что какую бы точку в объеме всего сосуда мы не взяли, на нее всегда будет действовать давление p_0 , приложенное к внешней поверхности. Другими словами, давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково.

В одном и том же объёме покоящейся однородной жидкости все частицы, расположенные в одной и той же горизонтальной плоскости, находятся под одним и тем же гидростатическим давлением.

Это положение известно под названием закона Паскаля.

Поверхность, все точки которой испытывают одинаковое давление, называют поверхностью равного давления. Из уравнения (2.4) видно, что величина гидростатического давления однородной покоящейся жидкости в каждой точке зависит только от высоты столба жидкости над ней. Поверхностями равного давления в покоящейся жидкости являются горизонтальные плоскости.

Рассмотрим вариант, когда на поверхность жидкости, кроме внешнего газового давления p_0 , действует дополнительное давление p' от приложенных внешних сил. Общее давление на свободную поверхность жидкости составляет сумму давлений $p_0 + p'$. По уравнению (2.3) полное давление в точке 2 (см. рисунок 2.2) с учётом дополнительного давления p' будет

$$p'_2 = p_0 + p' + \rho g (h_1 - h_2). \quad (2.5)$$

Вычитая уравнение (2.3) из (2.5), получим

$$p'_2 - p_2 = p'. \quad (2.6)$$

Уравнение (2.6) показывает, что давление на поверхности жидкости повысилось на ту же величину, на какую оно возросло в произвольно взятой точке 2, следовательно, и в любой другой точке этого объёма жидкости.

Закон Паскаля используют при конструировании различных гидростатических машин и установок: гидравлических прессов, домкратов, гидроаккумуляторов и др.

2.3 Гидравлический пресс и гидравлический аккумулятор

Схема работы гидравлического пресса. Гидравлический пресс – машина для обработки материалов давлением, приводимая в действие жидкостью, находящейся под высоким давлением. Впервые гидравлические пресса были применены в конце XVIII – начале XIX в. для пакетирования сена, выдавливания виноградного сока, отжима масла и т. п.

С середины XIX века гидравлические прессы широко используются в металлообработке дляковки слитков, листовой штамповки, гибки и правки, объёмной штамповки, выдавливания труб и профилей, пакетирования и брикетирования отходов, прессования порошковых материалов, покрытия кабелей металлической оболочкой и для других целей.

Гидравлические прессы нашли распространение также в производстве пластмассовых и резиновых изделий, древесностружечных плит, фанеры, текстолита и т. д. Они применяются при синтезе новых материалов (искусственных алмазов).

Действие гидравлического пресса основано на законе Паскаля. Усилие возникает на поршне рабочего цилиндра, в который под высоким давлением поступает жидкость (вода или масло). Поршень связан с рабочим инструментом.

Гидравлический пресс может иметь привод от насоса, насосно-аккумуляторной станции, парового, воздушного, гидравлического или электромеханического мультипликатора. Рабочие цилиндры располагаются горизонтально или вертикально.

Давление рабочей жидкости для большинства гидравлических прессов составляет 20–32 МН/м² (200–320 кгс/см²), достигая в отдельных случаях (для синтеза алмазов) 450 МН/м² (4500 кгс/см²). Стоимость обработки металла на гидравлических прессах ниже, чем при обработке на молотах, а КПД выше. Гидравлический пресс не требует тяжёлого фундамента и не производит больших сотрясений и шума, что неизбежно при работе молота.

Наиболее мощные гидравлические прессы для объёмной штамповки построены в 1960-х гг. в СССР и развивают усилие 735 МН [1]. Возможно создание гидравлических прессов значительно больших усилий.

На рисунке 2.3,*a* дана схема работы гидравлического прессы. Принцип его работы следующий. В рабочий цилиндр 2 поршнем 1 насоса подается под давлением рабочая жидкость, например масло. Давление, создаваемое поршнем 1:

$$p = F_1/A_1, \quad (2.7)$$

где F_1 – сила, действующая на поршень 1; A_1 – площадь его поперечного сечения.

Рабочая жидкость передает развиваемое поршнем 1 давление поршню 4 рабочего цилиндра 3. Сила, развиваемая поршнем 4:

$$F_2 = pA_2, \quad (2.8)$$

где A_2 – площадь поперечного сечения поршня 4.

Откуда $p = F_2/A_2$.

Тогда

$$F_2/A_2 = F_1/A_1 \quad \text{или} \quad F_2 = F_1A_2/A_1 = pA_2, \quad (2.9)$$

т.е. сила F_2 во столько раз больше силы F_1 , во сколько раз площадь поршня 4 больше площади поршня 1.

Выразив площади поршней через их диаметры и сделав ряд преобразований, получаем

$$F_2/F_1 = D^2/d^2,$$

где d – диаметр малого поршня; D – диаметр большого поршня.

В действительности сила, развиваемая прессом, несколько меньше силы, определяемой по формуле (2.9), из-за действия сил трения, возникающих в движущихся частях прессы, а также утечек жидкости. Эти потери учитывают коэффициентом полезного действия прессы $\eta = 0,75-0,85$.

Схема работы гидравлического аккумулятора. Гидравлические насосы прессового оборудования относятся к непрерывно действующим машинам. При периодичной работе экономически и технологически нецелесообразно останавливать пресс. При каждой регулярной периодической остановке нагнетаемая насосом техническая жидкость должна непременно отводиться в ёмкость, способную аккумулировать рабочую жидкость под большим давлением. Такие ёмкости называют гидравлическими аккумуляторами. Схема работы и устройство гидравлического аккумулятора с грузовым нагружением представлены на рисунке 2.3,б.

Гидравлический аккумулятор состоит из неподвижно установленного на фундаменте вертикального цилиндра 3, нижний торец которого герметически закрыт крышкой. В цилиндре установлен шток 4 с поршнем 5, перемещающимся вверх при заполнении нижней полости цилиндра рабочей жидкостью, поступающей в него из насоса (стрелка 6).

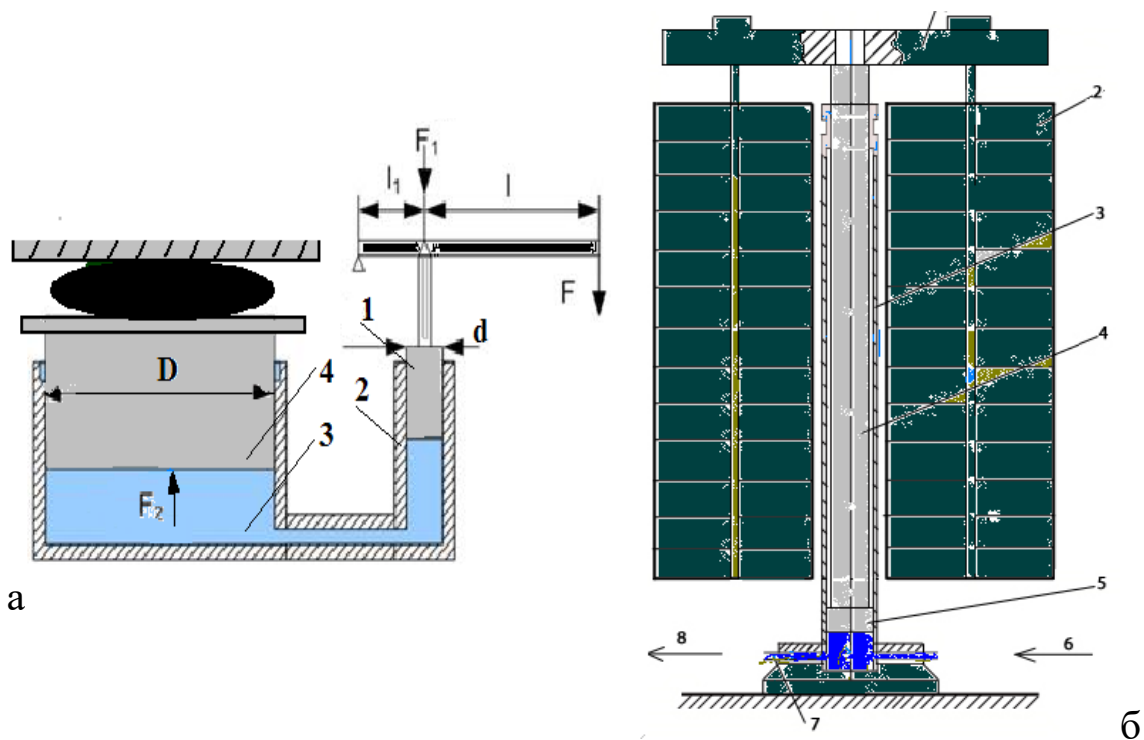


Рисунок 2.3 – Схема работы гидравлического пресса (а) и гидравлического аккумулятора (б)

Во время работы пресса из аккумулятора в пресс по выходной трубе 7 (стрелка 8) подаётся рабочая жидкость. В конце трубы находится запорный клапан, которым при очередной остановке пресса перекрывают подачу рабочей жидкости в пресс. После этого движение стола и прессование прекращается, а насос продолжает работу и нагнетает рабочую жидкость не в цилиндр пресса, а в цилиндр гидравлического аккумулятора. По мере его заполнения шток 4 с поршнем 5 поднимается вверх вдоль оси цилиндра и вместе с ним поднимается траверса 1. На концах траверсы по обе стороны оси плунжера симметрично подвешены грузы 2, общая масса которых подбирается такой, чтобы давление в цилиндре аккумулятора было равно давлению жидкости, нагнетаемой в него насосом.

Когда вспомогательные работы на прессе закончены и должна начаться его основная работа, открывают запорный клапан, отделяющий гидропресс от аккумулятора. В гидропресс начинает поступать двойной поток рабочей жидкости: поток, подаваемый насосом, и дополнительный поток из аккумулятора, вытесняемый из него опускающимся плунжером с грузами. Этот более мощный

поток рабочей жидкости ускоряет процесс прессования, что повышает производительность прессы.

Достоинство аккумулятора – постоянство давления накопленной жидкости, что связано с постоянством массы груза и площади сечения плунжера.

Недостатком таких аккумуляторов являются сравнительно малая ёмкость и большие габариты.

Газогидравлический аккумулятор применяют для накопления больших количеств жидкости. Он состоит из цилиндрической ёмкости, предварительно заполненной сжатым газом с некоторым начальным давлением. При накачивании в него рабочей жидкости заданного объёма объём газовой части аккумулятора уменьшается, а давление газа повышается до максимальных значений.

Недостаток газогидравлических аккумуляторов – нестабильность давления рабочей жидкости и наличие растворённого газа в сжатой рабочей жидкости.

2.4 Приборы измерения давления

По принципу действия все приборы, измеряющие давление, делятся на пять групп: жидкостные, механические, поршневые, комбинированные и электрические. Наиболее широко распространены жидкостные и механические приборы.

К жидкостным относятся приборы, основанные на гидростатическом принципе действия, заключающемся в том, что измеряемое давление уравнивается давлением столба жидкости. Идея измерения давления по высоте столба жидкости впервые была высказана в 1640 г. итальянским ученым Э. Торричелли, а осуществлена итальянским механиком В. Вивiani в 1642 г. и французским ученым Б. Паскалем в 1646 г. До настоящего времени жидкостные приборы не утратили своего значения и находят широкое применение. Это объясняется простотой их устройства, точностью и надежностью измерения давлений. К жидкостным приборам относятся пьезометры, U-образные манометры и вакуумметры, наклонные микроманометры, дифференциальные манометры.

По назначению манометры подразделяют на барометры, которые измеряют атмосферное давление, вакуумметры, измеряющие разрежение газа относительно атмосферного давления, и манометры, измеряющие давление выше атмосферного.

По принципу действия манометры делят на жидкостные и пружинные.

Жидкостные манометры представляют собой U-образную трубку, частично заполненную водой или ртутью. Одно колено трубки присоединяют к испытываемому объёму, а второе либо остаётся открытым и сообщается с атмосферой, либо из него откачивают воздух до высокого вакуума и запаивают.

В манометрах с запаянным коленом разность уровней ртути в обоих коленах непосредственно даёт абсолютное давление в миллиметрах ртутного столба. Самым простым жидкостным прибором является пьезометр.

Пьезометры – наиболее простые приборы (рисунок 2.4), представляющие собой тонкую стеклянную трубку 2 диаметром 10–15 мм, присоединенную одним концом к резервуару, давление в котором необходимо измерить.

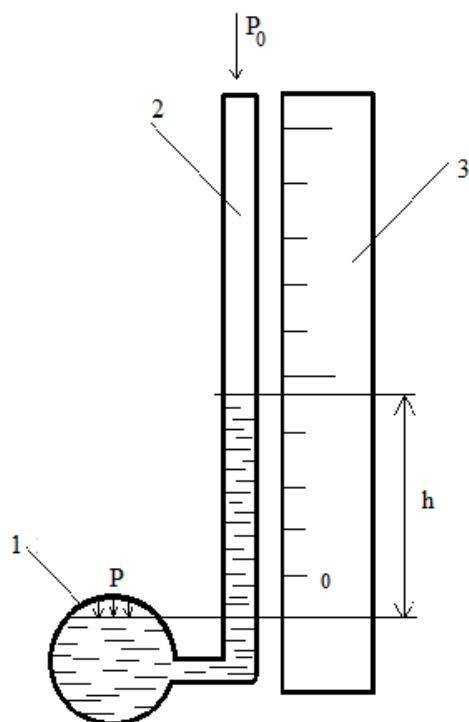


Рисунок 2.4 – Пьезометр

Второй конец трубки сообщается с атмосферой. Трубка помещается на щит с измерительной шкалой. Под действием давления жидкость в трубке поднимается на высоту h , измерив которую, определяют величину избыточного давления в метрах жидкостного столба. Пьезометр удобен для измерения небольших давлений (до 10–20 кПа). Измерение больших давлений требует применения очень больших пьезометрических трубок, что создаёт определённые неудобства.

Пьезометрическая высота характеризует избыточное давление p в сосуде и служит мерой для определения его величины:

$$p = \rho gh.$$

Ртутные манометры предназначены для измерения более высоких давлений. Так как плотность ртути в 13,6 раза больше плотности воды, трубки в ртутных манометрах соответственно могут быть короче. Ртутно-чашечный манометр (рисунок 2.5) состоит из чашечки 1 с ртутью, стеклянной трубки 3 и шкалы 4.

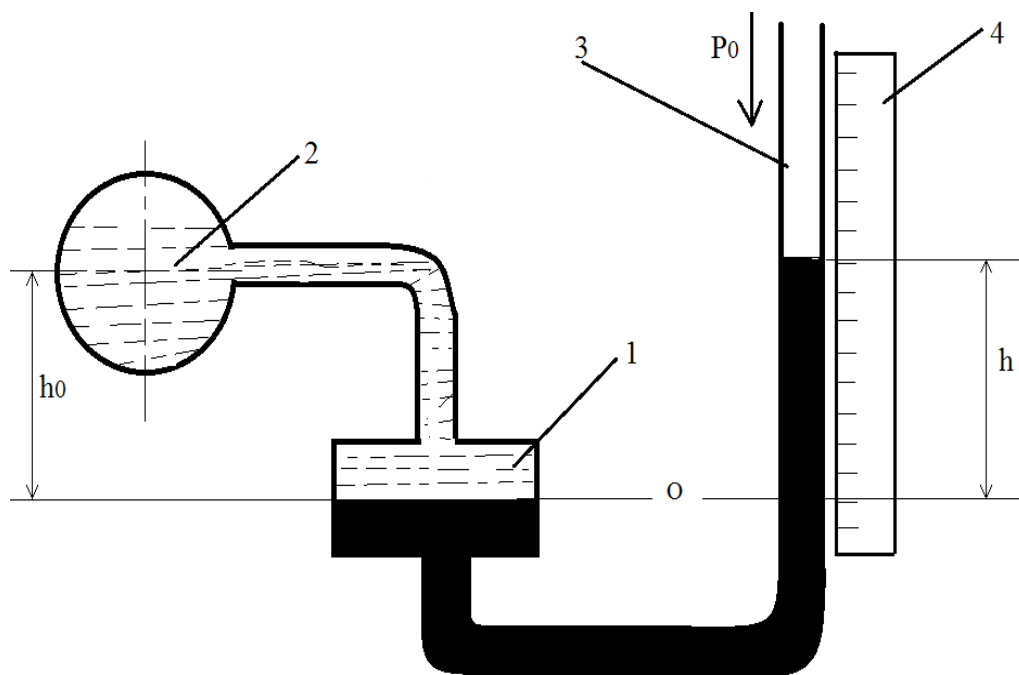


Рисунок 2.5 – Схема ртутно-чашечного манометра

Абсолютное давление на уровне нуля шкалы определяется основным уравнением гидростатики

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho_{\text{рт}} gh,$$

где $\rho_{\text{рт}}$ – плотность ртути.

Абсолютное давление в центре резервуара 2 вычисляется с поправкой к показаниям манометра:

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho_{\text{рт}}gh - \rho gh_0,$$

где ρ – плотность жидкости в сосуде 2; h_0 – высота столба этой жидкости.

Для измерения разности давлений Δp в двух точках одного трубопровода или разности давлений в двух резервуарах применяют так называемые дифференциальные манометры (рисунок 2.6).

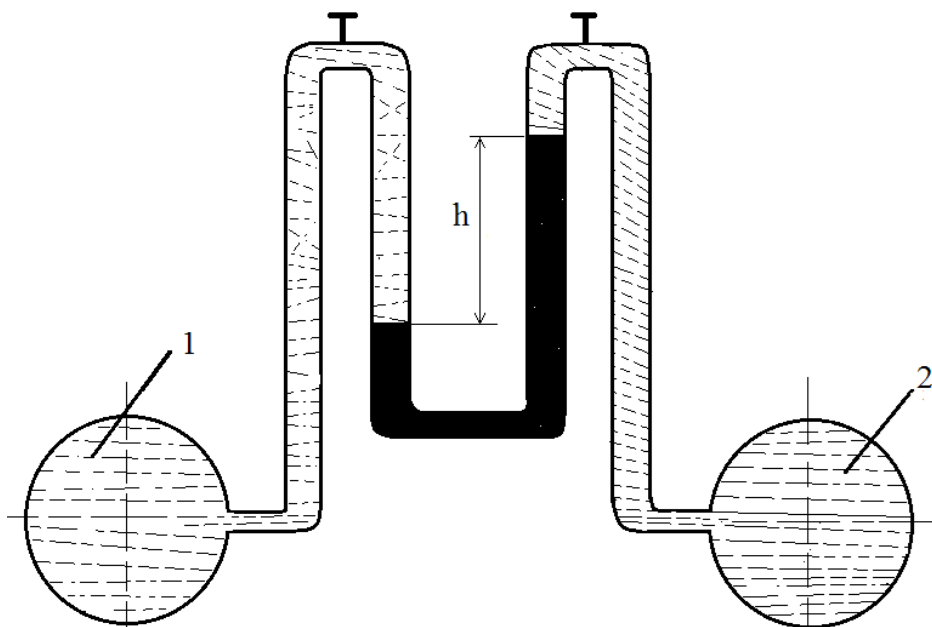


Рисунок 2.6 – Схема дифференциального ртутного манометра

Если жидкость в резервуарах имеет одинаковую плотность, то разность давлений в точках 1 и 2, расположенных на одной высоте, определяется по формуле

$$\Delta p = gh(\rho_{\text{рт}} - \rho),$$

где $\rho_{\text{рт}}$ и ρ – плотности ртути и измеряемой жидкости; h – разность высот ртути, возникшая под действием разности давлений.

Жидкостные манометры используют в лабораторной практике и измеряют ими сравнительно невысокие давления. Они просты, удобны и дают достаточно точные показания.

Наклонные микроманометры. При измерении малых давлений применяют приборы с наклонной трубкой. На рисунке 2.7 представлена схема микроманометра типа ММН с пятью диапазонами. Прибор состоит из ёмкости для жидкости 7, измерительной трубки, снабжённой шкалой 1, регулировочных винтов 2 и 5 и уровня 3.

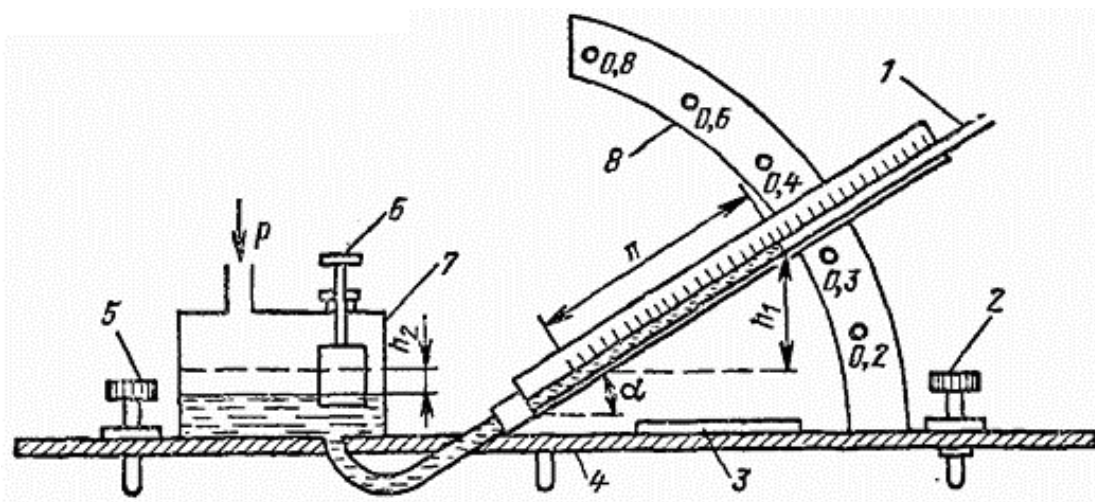


Рисунок 2.7 – Схема дифференциального ртутного микроманометра типа ММН

Для установки жидкости на нулевую отметку используют винт 6, а для фиксации угла наклона трубки α – поворотный кронштейн с установочной дугой 8. Все составляющие прибора размещены на основании 4.

Каждому фиксированному углу наклона измерительной трубки, а следовательно, и заданному диапазону измерения соответствует определённое значение постоянной прибора.

Вследствие наклонного положения трубки высота столба жидкости, уравнивающая измеряемое давление, будет равна

$$h_1 = n \sin \alpha,$$

где n – перемещение мениска жидкости в трубке, отсчитанное по шкале.

Микроманометры с наклонной трубкой используют обычно для измерения давления до 2400 Па (ММН-2400). Погрешность этих приборов не превышает $\pm 1,5\%$ предельного значения шкалы.

Пружинные манометры используют там, где высокие давления. Основной частью манометра (рисунок 2.8) является полая металлическая трубка 1. Один её конец запаян и соединён с механизмом 2, на котором укреплена стрелка, скользящая по круглому циферблату. Другой конец трубки сообщается с исследуемым объёмом посредством ниппеля 3. Через этот конец в трубку поступает жидкость, давление которой необходимо измерить.

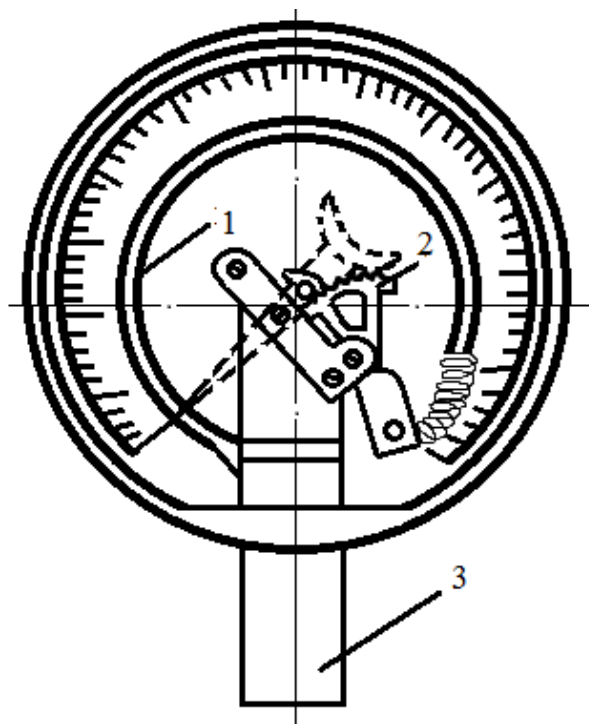


Рисунок 2.8 – Схема пружинного манометра

Под действием давления поступившей жидкости трубка стремится выпрямиться. Так как её запаянный конец связан с механизмом, приводящим в движение стрелку, то она, отклоняясь, показывает величину давления жидкости. Циферблат обычно градуируется непосредственно в единицах измерения давления.

Иногда манометры оборудуют записывающим механизмом.

2.5 Давление жидкости на стенку

Для решения многих практических задач: строительства крупных резервуаров, нефте- и газохранилищ, плотин, дамб и водохранилищ, необходимо проводить расчёты и строить эпюры, представляющие собой графическое изображение распределения гидростатического давления на различные поверхности.

Определение гидростатического давления и равнодействующей силы, направленной на плоскую вертикальную стенку. Чтобы упростить вывод формулы для расчета давления на дно и стенки сосуда, удобнее всего использовать сосуд в форме прямоугольного параллелепипеда.

Сосуд в форме параллелепипеда заполнен жидкостью (рисунок 2.9). На плоскую вертикальную стенку $ab\gamma\delta$ давит жидкость плотностью ρ высотой h .

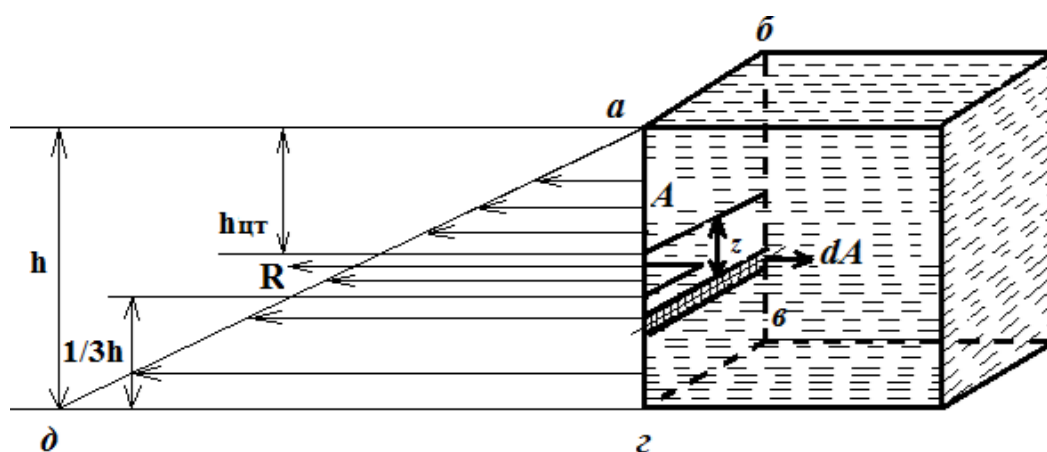


Рисунок 2.9 – Давление жидкости на плоскую стенку

Смоченная поверхность $ab\gamma\delta$ имеет площадь A , а центр её тяжести находится на расстоянии $h_{ц.т}$ от свободного уровня. Силы, обусловленные гидростатическим давлением на все элементы стенки, нормальны к её плоскости и, следовательно, параллельны между собой.

Сила R определяется как равнодействующая системы параллельных сил, направленных в одну сторону. Как известно, гидростатическое давление пропорционально высоте столба жидкости, расположенного над рассматриваемой точкой. Силы, действующие

щие на плоскую стенку, обусловленные гидростатическим давлением, представляют собой систему параллельных сил, равномерно возрастающих с увеличением высоты столба жидкости от нуля на линии ab (см. рисунок 2.9) до максимального давления $p_{\text{макс}}$ на линии bc : $p_{\text{макс}} = p_0 + \rho gh$, где h – высота жидкости в сосуде.

Избыточное давление в центре тяжести площади определяется по формуле

$$p_{\text{ц.т}} = \rho gh_{\text{ц.т}}.$$

Давление на элементарную площадку dA определим по формуле

$$p = p_{\text{ц.т}} + \rho gz,$$

где z – ордината площадки, отсчитываемая от центра тяжести стенки. При этом если площадка dA расположена ниже центра тяжести, то $z > 0$, если выше центра тяжести, то $z < 0$.

Полная сила R будет равна сумме всех сил, т. е.

$$R = \int p dA = \int (p_{\text{ц.т}} + \rho gz) dA = p_{\text{ц.т}} \int dA + \rho g \int z dA. \quad (2.10)$$

Первый интеграл равен $p_{\text{ц.т}}A$, а второй из-за нечётности подынтегральной функции – нулю. Таким образом, значение полной силы R жидкости, действующей на плоскую стенку, равно произведению площади смоченной поверхности стенки на гидростатическое давление в её центре тяжести:

$$R = p_{\text{ц.т}} A = (\rho gh_{\text{ц.т}} + p_0) A. \quad (2.11)$$

Формула (2.11), выведенная для частного случая вертикальной прямоугольной плоской стенки, оказывается справедливой и для более общего случая наклонной плоскости с произвольными очертаниями.

Точку приложения равнодействующей силы называют центром давления. Центр давления лежит обычно ниже центра тяжести площади стенки. При горизонтальной стенке (дно резервуара) они совпадают. Центр давления прямоугольной негоризонтальной стенки (2.11) находится на расстоянии $h/3$ от основания.

Определение гидростатического давления и равнодействующей силы, направленной на криволинейную стенку. Силы гидростатического давления, действующие на различные элементы поверхности криволинейной стенки, имеют разные направления, что усложняет определение направления их равнодействующей R .

Выберем систему координат, где ось z направлена вертикально, а ось y – вдоль образующей цилиндрической поверхности стенки (рисунок 2.10).

Так как силы действуют по нормали к стенке, а ось y параллельна стенке, то составляющая R_y равна нулю. Таким образом, для определения полной силы R достаточно определить её проекции R_x и R_z на оси x и z и сложить полученные составляющие по правилу параллелограмма.

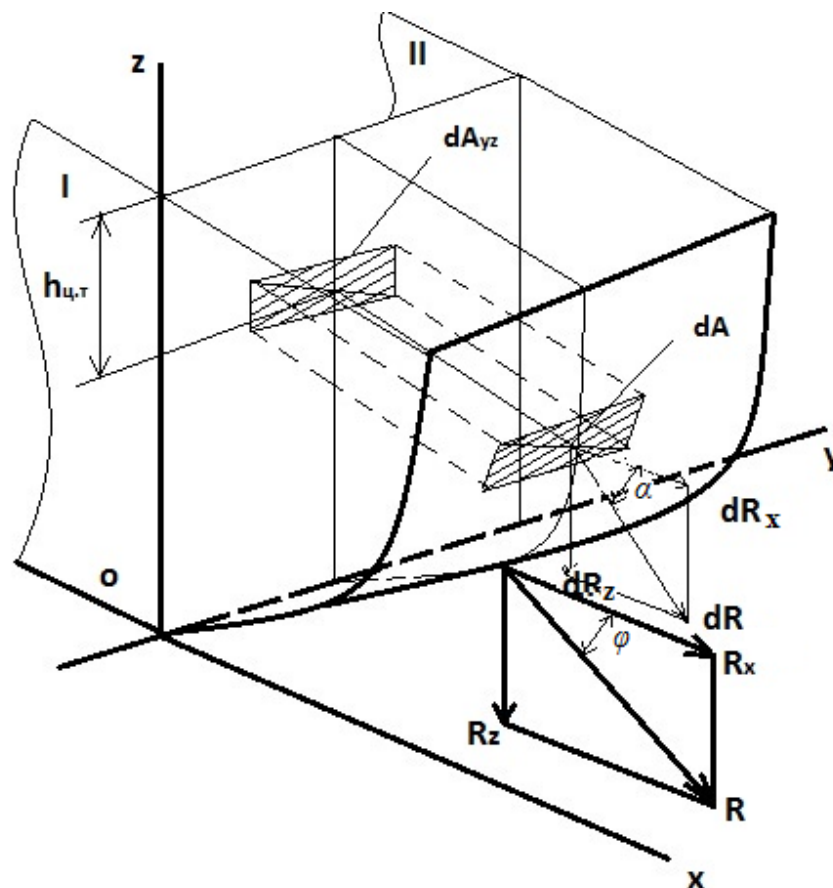


Рисунок 2.10 – Давление жидкости на криволинейную стенку

Значение R_x можно получить, суммируя все составляющие dR_x элементарных сил dR , обусловленных давлением на соответствующие площадки dA .

Согласно рисунку 2.10 имеем

$$dR_x = \cos \alpha dR,$$

где α – угол между осью x и нормалью к площадке dA .

Так как $dR = pdA$, то

$$dR_x = \cos \alpha pdA = p(\cos \alpha dA) = pdA_{yz},$$

где dA_{yz} – элемент плоской поверхности A_{yz} , перпендикулярной к оси x .

Произведение $\cos \alpha dA$ равно площади проекции площадки dA на плоскость A_{yz} и, таким образом, dA_{yz} представляет собой элемент поверхности A_{yz} .

Суммируя все силы dR_x , получим

$$R_x = \int dR_x = \int pdA_{yz}.$$

При этом в последнем интеграле интегрирование проводится по всей проекции A_{yz} рассматриваемой криволинейной стенки. Поэтому интеграл $\int pdA_{yz}$ равен суммарной силе, обусловленной давлением жидкости на плоскую поверхность A_{yz} , которую на неё оказывал бы тот же столб жидкости.

Таким образом, составляющая по оси x этой силы, действующей на криволинейную стенку, равна силе, обусловленной таким же столбом жидкости на проекцию этой стенки на плоскость, нормальную к оси x .

Формула (2.11) для данного случая имеет вид

$$R_x = \rho gh_{ц.т} A_{yz}, \quad (2.12)$$

где $h_{ц.т}$ – расстояние центра тяжести проекции A_{yz} от свободной поверхности жидкости.

Вертикальная составляющая R_z полной силы R равна равнодействующей сил тяжести, направленной на все элементы объёма

жидкости, находящейся над рассматриваемой криволинейной стенкой. Поэтому R_z равна весу жидкости в объёме V , расположенном над стенкой:

$$R_z = \rho g V. \quad (2.13)$$

На рисунке 2.10 этот объём V ограничен поверхностью цилиндрической стенки, свободной поверхностью жидкости, а также вертикальными плоскостями I и II, отсекающими от стенки рассматриваемый участок поверхности.

Таким образом, найдены составляющие R_x и R_z полной силы R , обусловленной давлением жидкости на криволинейную стенку, которую графически можно получить, складывая эти составляющие. Аналитически модуль R можно определить по теореме Пифагора

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}. \quad (2.14)$$

Направление силы R можно определить, задавая угол φ между осью x и силой R :

$$\operatorname{tg} \varphi = R_z / R_x.$$

Следует отметить, что точку приложения равнодействующей R элементарными приёмами можно найти только в некоторых частных случаях.

Определение гидростатического давления и равнодействующей силы, направленной на стенки цилиндрических сосудов и труб. В современных технологиях широко применяют трубопроводы и цилиндрические сосуды различных диаметров, толщины стенок и форм, заполненные жидкостью под давлением. Их используют в нефтяной, газовой промышленности, теплоэнергетике, при проектировании и монтаже различных аппаратов и теплоагрегатов. Определение толщины стенки, при которой обеспечивается прочность сосуда под действием заданного давления, является основной задачей расчёта. Рассмотрим действие сил, обусловленных давлением на внутреннюю поверхность цилиндра. На рисунке 2.11 показана половина цилиндра, внутренний диаметр которого D , длина l и толщина стенки δ .

На внутренней поверхности цилиндра выделим элементарную площадку $abcd$ с площадью dA . Пусть нормаль nn к этой площадке, проходящая через её середину (центр тяжести), составляет угол α с плоскостью yOz системы координат xuz .

По нормали nn на элементарную площадку dA действует элементарная сила dF давления жидкости, причём $dF_n = pdA$.

Спроектируем силу dF_n на вертикальную плоскость yOz и обозначим её проекцию dF_z :

$$dF_z = dF_n \cos \alpha = pdA \cos \alpha.$$

Определим силу F_z как сумму проекций соответствующих элементарных сил на плоскость yOz , пренебрегая неравномерностью распределения давления жидкости по поверхности цилиндра (по высоте z):

$$F_z = \int p \cos \alpha dA = p \int \cos \alpha dA.$$

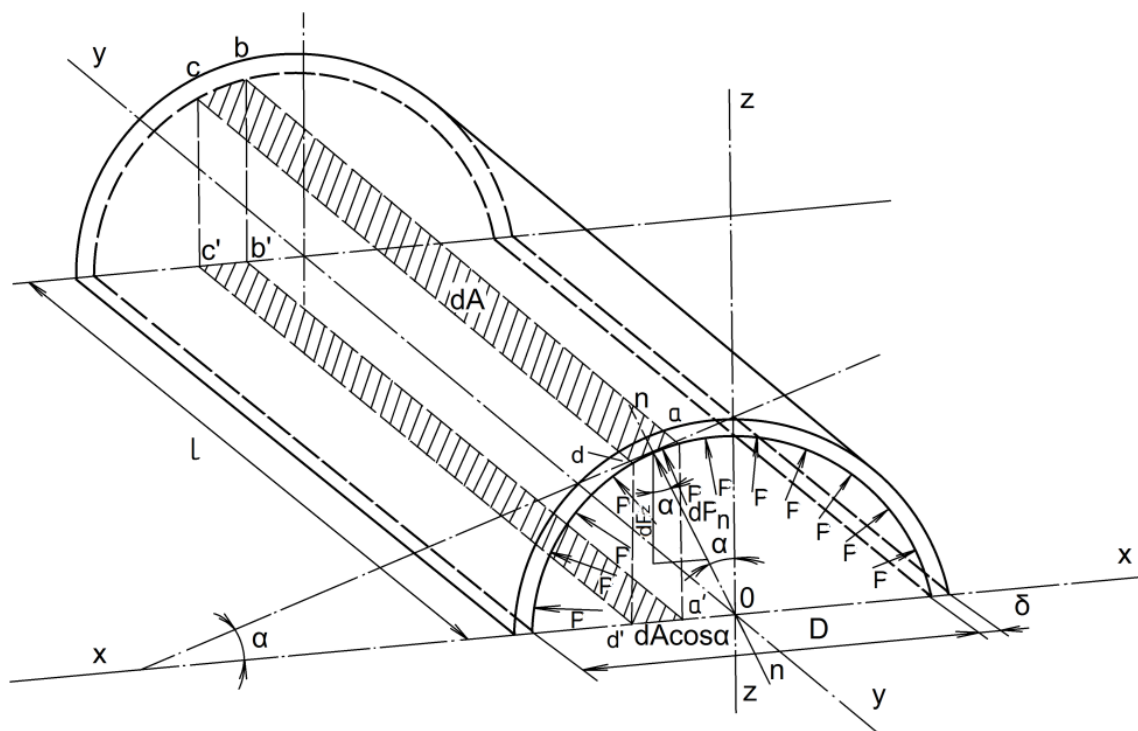


Рисунок 2.11 – Давление жидкости на стенки труб

Заметим, что величина $dA \cos \alpha$, равная площадке $a'b'c'd'$, есть проекция элементарной площадки $abcd$ на горизонтальную

плоскость xOy . Поэтому $\int dA \cos \alpha$ является проекцией всей боковой поверхности полуцилиндра на ту же плоскость xOy . Площадь этой проекции равна Dl и

$$F_z = pDl.$$

Суммарная сила F_z стремится разорвать цилиндр по диаметральному сечению, лежащему в плоскости yOz , т. е. оторвать верхний полуцилиндр от нижнего. Такой разрыв может произойти по двум площадкам диаметрального сечения цилиндра. Площадь каждой из этих площадок равна произведению толщины стенки δ на длину образующей цилиндра l .

Напряжения растяжения на данных площадках составят

$$\sigma = F_z / (2l\delta) = pDl / (2l\delta) = pD / (2\delta).$$

По условиям прочности напряжения растяжения не должны превышать допусковых напряжений $[\sigma]_p$, то есть

$$\sigma = pD / (2\delta) \leq [\sigma]_p. \quad (2.15)$$

По этой формуле можно определить фактические напряжения растяжения σ в стенке сосуда и, сравнивая их с допусковыми $[\sigma]_p$, проверить прочность стенок цилиндрических сосудов, труб и пр.

В ряде случаев требуется определить толщину стенки δ цилиндрического сосуда или трубы при заданном диаметре D , давлении p и допусковом напряжении $[\sigma]_p$. Для этого формулу (2.15) записывают в виде

$$\delta \geq pD / (2[\sigma]_p). \quad (2.16)$$

Рассмотрим теперь напряжения, возникающие в стенках цилиндрического сосуда или трубы под воздействием осевого усилия F_y , направленного вдоль оси y . Осевое усилие F_y в этом случае определяется как произведение давления p внутри сосуда на площадь проекции его крышки или днища на плоскость, нормальную оси сосуда:

$$F_y = p(\pi D^2/4).$$

Поперечное сечение стенок цилиндрического сосуда, лежащего в плоскости, нормальной к оси цилиндра, имеет форму кольца, площадь которого A' приближённо составит

$$A' \approx \pi D \delta.$$

Под действием осевой силы F_y разрыв цилиндра может произойти по кольцевому поперечному сечению A' . Условия прочности сосуда по кольцевому поперечному сечению запишем исходя из того, что фактические напряжения растяжения в этом сечении также не превышают допускаемого $[\sigma]_p$:

$$\sigma' = \frac{F_y}{A'} \frac{p \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D \delta} = \frac{pD}{4\delta} < [\sigma]_p. \quad (2.17)$$

Формула (2.15) позволяет определить фактические растягивающие напряжения σ , возникающие в стенке сосуда в сечении, плоскость которого совпадает с образующей цилиндра (т. е. по его диаметральному, продольному, сечению). Формула (2.17) позволяет определить фактические растягивающие напряжения σ' , возникающие в поперечном, т. е. нормальном к оси цилиндра, кольцевом сечении.

Сравнение формул (2.15) и (2.17) показывает, что растягивающие напряжения σ в продольном сечении цилиндра в два раза превышают напряжения σ' , возникающие в поперечном кольцевом сечении. Таким образом, более вероятным является разрыв цилиндрического сосуда по образующей, поэтому расчёт прочности по напряжениям растяжения σ и толщины стенки необходимо вести по формулам (2.15) и (2.16).

2.6 Закон Архимеда

Закон Архимеда относится к законам гидростатики. Он был открыт древнегреческим учёным Архимедом (287–212 до н. э.) более двух тысяч лет назад и с тех пор не изменялся. Закон Архи-

меда гласит: *на погруженное в жидкость тело действует выталкивающая сила, равная по величине весу жидкости в объеме тела*. Для доказательства этого закона используются давления внутри жидкости, создаваемые ее весом в зависимости от высоты столба жидкости. Рассмотрим тело в виде прямоугольного параллелепипеда, полностью погружённое в жидкость (рисунок 2.12). Считаем, что верхнее и нижнее основания параллелепипеда расположены горизонтально.

Примем во внимание, что давление атмосферы на жидкость не учитывается, а силы, действующие на боковые грани параллелепипеда, уравниваются. Они лишь сжимают параллелепипед. Силы, действующие на верхнюю и нижнюю грани тела, не равны между собой.

Сила, действующая на верхнюю грань, равна

$$F_1 = p_1 A = \rho g h_1 A, \quad (2.18)$$

где ρ – плотность жидкости; A – площадь основания; h_1 – высота столба жидкости над верхним основанием параллелепипеда.

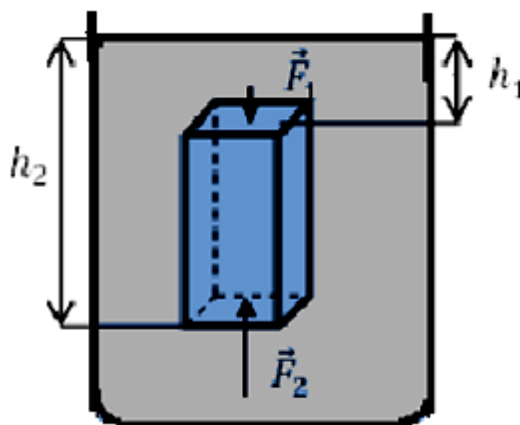


Рисунок 2.12 – К рассмотрению закона Архимеда

На нижнее основание действует сила давления, направленная вертикально вверх (закон Паскаля):

$$F_2 = p_2 A = \rho g h_2 A, \quad (2.19)$$

где h_2 – высота столба жидкости над нижним основанием.

Так как $h_2 > h_1$, значит, $F_2 > F_1$. Модуль равнодействующей силы, направленной на тело со стороны жидкости:

$$F_a = F_2 - F_1 = \rho g A (h_2 - h_1), \quad (2.20)$$

где F_a – архимедова сила.

Если обозначить высоту параллелепипеда как $h = h_2 - h_1$, тогда произведение Ah равно объёму цилиндра V . Получаем окончательно

$$F_a = \rho g V.$$

Произведение ρV – это масса жидкости m , объём которой равен V , тогда $\rho V = m$, а $\rho g V = mg = G$, где G – вес жидкости, находящейся в объёме V . Поэтому наряду с формулой (2.20) имеем $F_a = G$. Иными словами, архимедова сила, действующая на цилиндр, равна весу жидкости, объём которой совпадает с объёмом параллелепипеда. Точкой приложения архимедовой силы является центр тяжести тела.

Закон Архимеда. На погружённое в жидкость тело действует выталкивающая сила (архимедова сила), направленная вертикально вверх и равная весу жидкости, объём которой равен объёму тела.

Данная сила появляется вследствие того, что давление жидкости (газа) увеличивается с ростом глубины. Получается, что сила давления, которая действует на тело со стороны жидкости (газа) снизу вверх, больше, чем сила давления, направленная сверху вниз.

Плаваемость тела. Плаваемостью называют способность тела плавать в жидкости в погружённом или частично погружённом состоянии.

Закон Архимеда является фундаментом теории плавания. Действительно, плавает тело массой m или тонет, зависит от разности действующих на него сил: силы тяжести mg и архимедовой силы F_a . Так, при $mg > F_a$ тело тонет; при $mg < F_a$ тело всплывает и находится в частично погружённом состоянии; при $mg = F_a$ тело плавает в погруженном состоянии на произвольной глубине (такое состояние называют взвешенным).

Обозначив плотность тела через ρ_m , можно записать

$$mg = \rho_m Vg.$$

Используя это равенство и закон Архимеда, нетрудно показать, что условие плавания $mg < F_a$ эквивалентно условию

$$\rho_m < \rho, \quad (2.21)$$

где ρ – плотность рассматриваемой жидкости.

Таким образом, при выполнении условия (2.21) тело плавает и, наоборот, тело тонет при

$$\rho_m > \rho. \quad (2.22)$$

Если полностью погрузить тело, для которого выполнено условие плавания (2.21), то выталкивающая сила F_a будет больше силы mg и под действием разности этих сил тело всплывает. По мере всплывания объём вытесненной жидкости уменьшается, а следовательно, уменьшается и архимедова сила. Это будет происходить до тех пор, пока архимедова сила не станет равной силе тяжести mg . Таким образом, установится определённая глубина погружения, при которой частично погруженное плавающее тело будет находиться в равновесии. При этом соблюдается ранее упомянутое условие

$$mg = F_a. \quad (2.23)$$

Как известно из механики, для равновесия тела, помимо условия компенсации действующих на тело сил (2.23), нужно, чтобы и моменты этих сил также компенсировались. Для простейшего случая плавания полностью погружённого тела второе условие приводит к требованию, чтобы центр водоизмещения и центр тяжести тела лежали на одной вертикали. Равновесие погружённого тела будет устойчивым, если его центр тяжести лежит ниже центра водоизмещения. Выведенное из положения равновесия тело стремится вернуться в исходное положение. Когда центр тяжести тела лежит выше центра водоизмещения, положение погружённого тела неустойчиво и при нарушении его равновесия оно стремится перейти в другое (устойчивое) положение. При совпадении центров тяжести и водоизмещения тело находится в состоянии безразличного равновесия.

Контрольные вопросы

1. Какие законы рассматривает гидростатика?
2. Что следует понимать под относительным покоем?
3. Что следует понимать под абсолютным покоем?
4. Что такое массовые (объёмные) силы?
5. Что такое поверхностные силы?
6. Дайте определение среднему гидростатическому давлению.
7. Назовите свойства гидростатического давления.
8. Назовите единицы измерения давления.
9. Напишите уравнение равновесия жидкости Эйлера.
10. Как трактуется закон Паскаля?
11. Опишите принцип работы гидравлического пресса.
12. Опишите принцип работы гидравлического аккумулятора.
13. Назовите достоинства гидравлического аккумулятора.
14. Назовите недостатки гидравлического аккумулятора.
15. На какие группы делятся приборы для измерения давления?
16. Опишите принцип работы пьезометра.
17. Опишите принцип работы ртутно-чашечного манометра.
18. Опишите принцип работы дифференциального манометра.
19. Опишите принцип работы наклонного микроманометра.
20. Опишите принцип работы пружинного манометра.
21. Определите гидростатическое давление и равнодействующую силу, направленную на плоскую стенку.
22. Определите равнодействующую силу, направленную на криволинейную стенку.
23. Определите равнодействующую силу, направленную на стенки цилиндрических сосудов и труб.
24. Как определить толщину стенки цилиндрического сосуда?
25. Назовите условия прочности сосуда по кольцевому поперечному сечению.
26. Как трактуется закон Архимеда?
27. Определите условие плавания через плотность тела и жидкости.

3 ГИДРОДИНАМИКА

3.1 Основные понятия

Гидродинамика – это раздел гидрогазодинамики, в котором изучается закономерность движения жидкости, обусловленного действием приложенных к ней внешних сил. Термин «гидродинамика» впервые ввел Даниил Бернулли в трактате «Гидродинамика» в 1783 году.

Существует два подхода в описании движения жидкости: подход Лагранжа и подход Эйлера.

В подходе Лагранжа описывается движение отдельных частиц жидкости в каждый момент времени. В подходе Эйлера, напротив, определяется не траектория отдельной частицы, а поле скоростей всей массы жидкости. Таким образом, у Лагранжа декартовы координаты $x(t)$, $y(t)$, $z(t)$ – это искомые функции, а время t – независимая переменная; у Эйлера зависимые переменные $v(x, y, z, t)$, $p(x, y, z, t)$ – вектор скорости и давление, а декартовы координаты и время x, y, z, t – независимые переменные. В подавляющем большинстве задач используют подход Эйлера. Результатом решения при этом являются поля скорости и давления.

Перемещающуюся жидкость характеризуют при помощи двух параметров: скорости течения v и гидродинамического давления p . Основной задачей гидродинамики является определение скорости v и давления p при известной системе действующих внешних сил. Для решения данной задачи важен тип движения жидкости: установившееся или неустойчивое движение.

Движение жидкости коренным образом отличается от перемещения твердых тел. При движении жидкости не сохраняется расстояние между ее частями (частицами). Движение элемента объема жидкости можно представить как совокупность трех движений: поступательного перемещения и вращения всего объема жидкости как единого целого, а также движение разных частей жидкости относительно друг друга. В общем случае при движе-

нии жидкости учитывают массовые силы и силы трения (вязкость) жидкости.

Элементарная струйка. Элементарная струйка является основным компонентом гидравлической модели потока. Введём ряд понятий для её определения.

Жидкая частица. Предельно малый объём жидкости, изменением формы которого можно пренебречь, называют жидкой частицей.

Траектория жидкой частицы. Путь, который описывает точка при движении, называется траекторией жидкой частицы. Если в каждый момент времени известен вектор скорости жидких частиц в каждой точке движущегося объёма жидкости, то говорят, что задано поле скоростей жидкости. При известном распределении скоростей потока и зависимости этого распределения от времени движение жидкости полностью определено. Направление скоростей в потоке характеризуется так называемыми линиями тока.

Линия тока – кривая, проведенная через ряд точек в движущейся жидкости таким образом, что векторы скорости частиц жидкости, находящихся в данный момент в этих точках, являются к ней касательными. Линия тока отличается от траектории тем, что траектория отражает путь какой-либо одной частицы за некоторый промежуток времени, тогда как линия тока характеризует направление движения совокупности частиц жидкости в данный момент времени.

Установившееся и неуставившееся движение жидкости. Если при движении жидкости поле скоростей не изменяется с течением времени, то такое движение называют *установившимся* или *стационарным*. В установившемся движении каждая частица в какой-либо точке пространства имеет ту же скорость, какую имели в этой точке все предыдущие частицы и будут иметь все последующие. Установившееся движение – течение, не зависящее от времени. При установившемся движении линия тока совпадает с траекториями движения частиц жидкости.

Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется *неустановившимся* или *нестационарным*.

Линия тока при этом не совпадает с траекториями жидких частиц. Касательные к линии тока дают направление скорости различных частиц, находящихся в данный момент в различных точках, например в точках 1 и 2 на рисунке 3.1.

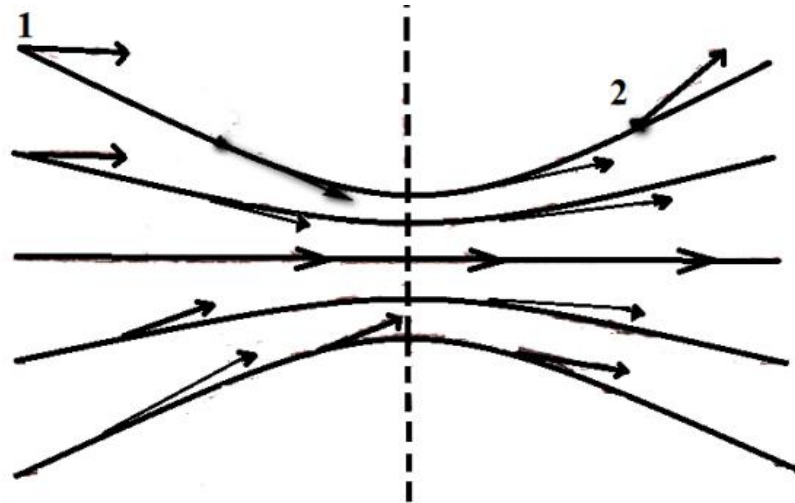


Рисунок 3.1 – Линии тока

Касательные к траектории жидкой частицы являются скоростями одной и той же частицы, но в различные моменты времени. На рисунке 3.1 этому соответствуют два положения одной частицы – сначала в точке 1, а затем в точке 2.

Если распределение скоростей в потоке меняется со временем, то за время, пока одна частица дойдёт от точки 1 до точки 2, скорость в точке 2 может измениться.

В установившемся потоке линии тока совпадают с траекториями жидких частиц. Примером установившегося движения может служить процесс истечения жидкости из отверстия в стенке сосуда при условии, что уровень жидкости в сосуде всё время остаётся неизменным (рисунок 3.2,а). Примером неустановившегося движения является тот же процесс истечения жидкости из отверстия в стенке сосуда, если при этом уровень жидкости в сосуде изменяется с течением времени (рисунок 3.2,б).

Трубка тока. Если проведём линию тока через каждую точку малого замкнутого контура s , выделенного в жидкости (рисунок 3.3), получим трубчатую поверхность, которая называется трубкой тока.

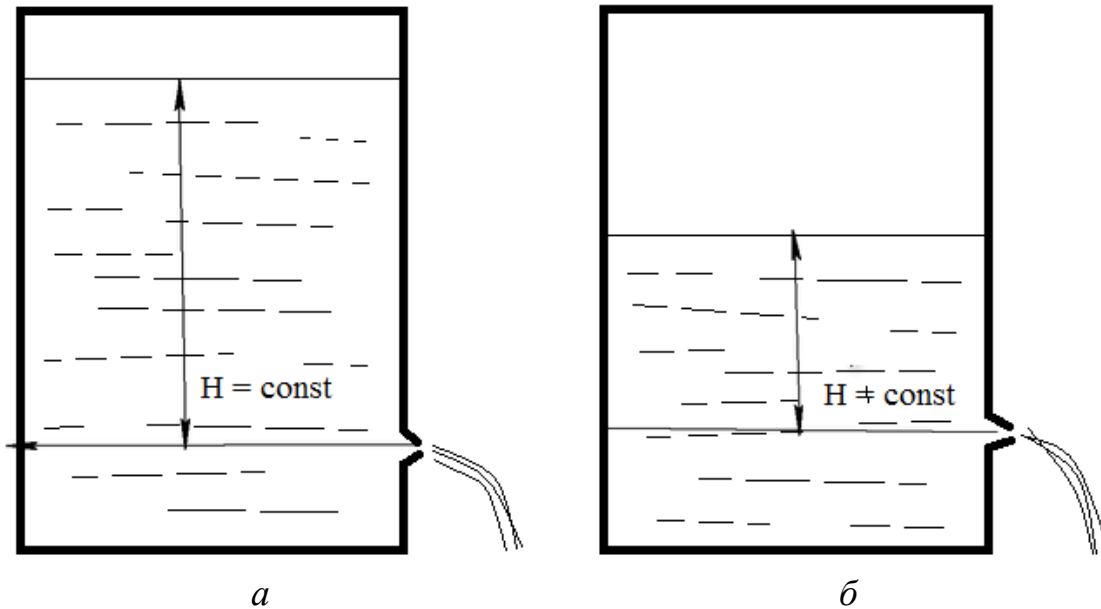


Рисунок 3.2 – Истечение жидкости

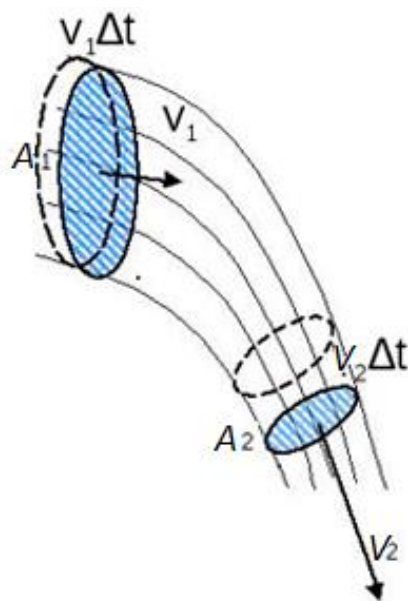


Рисунок 3.3 – Трубка тока

Трубка тока является как бы непроницаемой стенкой, а элементарная струйка представляет собой самостоятельный элементарный поток. Так как касательные к линиям тока дают

направления скоростей частиц, то частицы не покинут трубку тока, в которой они находятся.

Жидкость, заполняющая трубку тока, образует элементарную струйку. При установившемся течении форма элементарных струек не меняется, так как не меняется форма линий тока.

Живое сечение струйки. Сечения, перпендикулярные линиям тока, называются *живыми сечениями струйки* или просто *сечениями струйки* и обозначаются буквой A . Поверхность живого сечения может быть плоской или криволинейной. Величина живого сечения определяется его площадью.

Различные величины, характеризующие течение элементарных струек, являются весьма важными, так как они дают точное дифференциальное описание движения. Такими величинами являются скорость и элементарный расход жидкости в струйке. Так как живое сечение струйки мало, то скорости жидкости v в различных точках сечения можно считать равными между собой.

Элементарная струйка обладает следующими свойствами:

- форма элементарной струйки при установившемся движении остается неизменной во времени, так как в этом случае линии тока с течением времени не меняют свою форму;
- вхождение в элементарную струйку внешних линий тока и выход из нее содержащихся в ней линий тока не происходит, так как боковая поверхность элементарной струйки образована линиями тока, к которым скорости направлены по касательной;
- скорости во всех точках живого сечения элементарной струйки можно считать одинаковыми вследствие незначительности этого сечения.

Элементарный объём. Элементарным объёмным (или массовым) расходом называют объём (или массу) жидкости, протекающей через сечение струйки в единицу времени. Единица массового расхода – килограмм в секунду (кг/с); единица объёмного расхода – кубический метр в секунду ($\text{м}^3/\text{с}$).

Обозначим элементарный объёмный расход через q , а массовый – через m . Зависимость между ними выразится равенством

$$m = q\rho, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность жидкости в сечении элементарной струйки.

Уравнение неразрывности течений вытекает из закона сохранения вещества и постоянства расхода жидкости по всему течению. Выполняется закон сохранения энергии.

Рассмотрим уравнение неразрывности для случая течения струйки при установившемся движении. Масса жидкости течет в трубке тока (см. рисунок 3.3). Пусть левое входное сечение трубки тока 1–1 имеет площадь A_1 и в этом сечении скорость жидкости v_1 , а ее плотность ρ_1 . Площадь сечения на выходе из трубки 2–2 A_2 , скорость течения жидкости v_2 , ее плотность ρ_2 .

Скорости струйки направлены по касательной к стенкам трубки тока, поэтому через стенки обмен массой с окружающей жидкостью отсутствует. Через сечение 1–1 втекает в единицу времени масса жидкости $q_1 = \rho_1 A_1 v_1$. Через сечение 2–2 вытекает в единицу времени масса жидкости $q_2 = \rho_2 A_2 v_2$. Так как частицы жидкости не покидают струйку и жидкость несжимаема, то элементарные объёмные расходы в любых двух сечениях (например, 1–1 и 2–2 на рисунке 3.3) должны быть равны между собой в каждый момент времени:

$$q_1 = q_2. \quad (3.2)$$

Если плотность жидкости по длине трубки тока не изменяется, т. е. $\rho_1 = \rho_2$, то можно записать

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{const}. \quad (3.3)$$

Уравнение (3.3) является уравнением неразрывности для трубки тока.

Элементарный объёмный расход жидкости в сечении площадью A равен

$$q = Av. \quad (3.4)$$

Уравнение неразрывности выражает постоянство объемного расхода q и условие неразрывности струи жидкости по длине установившегося потока.

Поток. В гидрогазодинамике потоком считают движение массы, когда эта масса ограничена (рисунок 3.4):

– твердыми поверхностями;

- поверхностями, которые разделяют разные жидкости;
- свободными поверхностями.

В зависимости от того, какого рода поверхностями или их сочетаниями ограничена движущаяся жидкость, различают следующие виды потоков:

- безнапорные, когда поток ограничен сочетанием твердой и свободной поверхностей, например река, канал, труба с неполным сечением;
- напорные, например труба с полным сечением;
- гидравлические струи, которые ограничены жидкой (такие струйки называют затопленными) или газовой средой.

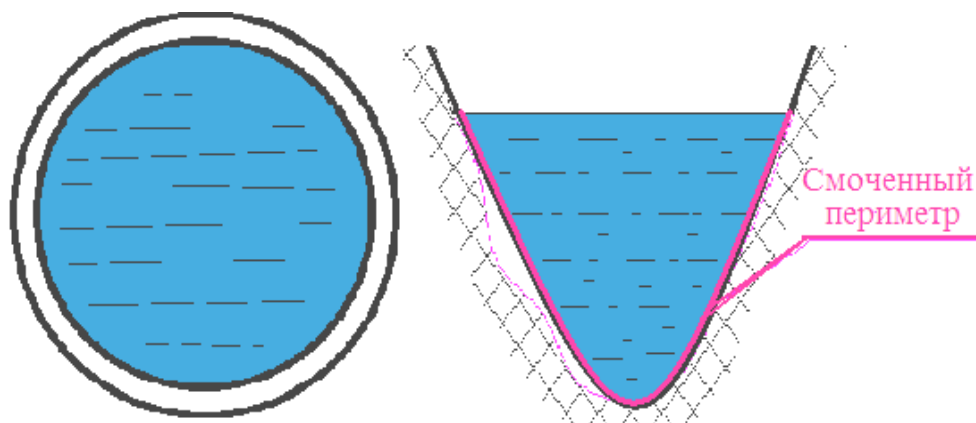


Рисунок 3.4 – Граница потока

Поток представляет собой пучок элементарных струек. Живым сечением потока называют сечение, нормальное к общему направлению движения жидкости. Площадь A_n живого сечения потока равна сумме площадей живых сечений составляющих его элементарных струек:

$$A_n = \sum A.$$

Расход потока подразделяют на объёмный Q и массовый M . Объём или массу жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени, называют расходом потока (объёмным Q или массовым M). При этом

$$M = Q\rho. \quad (3.5)$$

В формуле (3.1) ρ «местное» (в малом сечении) значение плотности. В формуле (3.5) это средняя плотность в «большом» сечении потока. Различие в плотности по сечению потока вызвано рядом причин, например перепадом температур (течение расплавленного металла, движение жидкости в теплообменных устройствах и т. п.).

Для определения объёмного расхода потока вводится понятие средней скорости потока. Поток, протекающий по руслу, ограниченному стенками, в разных точках поперечного сечения имеет соответственно разные скорости. Частицы жидкости, соприкасающиеся со стенками трубы (русла, канала), прилипают к стенке и остаются неподвижными. Скорость этих частиц равна нулю. Струйки, протекающие в непосредственной близости к прилипшим частицам, вследствие внутреннего трения в жидкости тормозятся и уменьшают свою скорость. По мере удаления струек жидкости от стенок их скорость возрастает и на оси потока, т. е. в центре трубы (русла, канала), принимает максимальное значение. Эту скорость называют осевой.

Скорость элементарных струек потока, протекающих между стенками и осью, изменяется от нуля до максимальной осевой скорости.

Среднюю скорость потока v определяют следующим образом:

$$v = Q/A. \quad (3.6)$$

Откуда объёмный расход

$$Q = vA. \quad (3.7)$$

Для потока, как и для струйки несжимаемой жидкости, справедливо уравнение неразрывности. При любом течении любые два объёма жидкости, протекающие в один и тот же момент времени через произвольные сечения потока (см. рисунок 3.3), равны между собой:

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q. \quad (3.8)$$

Если же течение жидкости стационарно, то для любого момента времени

$$Av = \text{const.} \quad (3.9)$$

Из равенства (3.8) следует, что скорость обратно пропорциональна живому сечению потока:

$$v_1/v_2 = A_2/A_1. \quad (3.10)$$

То есть средние скорости v_1 и v_2 обратно пропорциональны соответствующим площадям живых сечений A_1 и A_2 потока жидкости.

Уравнение неразрывности выражает постоянство объемного расхода Q и условие неразрывности струи жидкости по длине установившегося потока.

Смоченный периметр. Смоченным периметром π называют часть полного периметра сечения, по которой жидкость соприкасается с твердыми стенками (рисунок 3.5). Если геометрический периметр того же сечения обозначить через π' , то всегда $\pi \leq \pi'$.

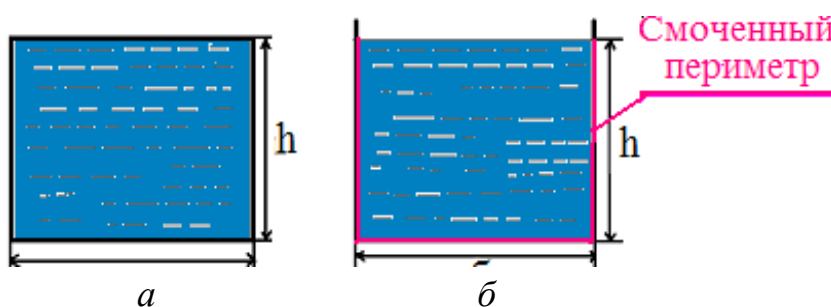


Рисунок 3.5 – Смоченный периметр

Понятие смоченного периметра имеет большое значение при проектировании каналов.

Расход воды равен произведению площади поперечного сечения канала на скорость течения. Скорость течения по формуле Шези при постоянном сечении канала и гидравлическом уклоне определяется как

$$v = c\sqrt{R - I},$$

где v – средняя скорость потока; R – гидравлический радиус; c – коэффициент сопротивления трения; I – гидравлический уклон. Коэффициент c определяется по формуле Павловского:

$$c = (1/n)R^y,$$

где n – коэффициент шероховатости; y – показатель степени, который зависит от коэффициента шероховатости:

$$y = 2,5\sqrt{n} - 0,13 - 0,75\sqrt{(n - 0,1)} .$$

При заданной площади поперечного сечения канала необходимо минимизировать смоченный периметр, чтобы увеличить скорость течения, а следовательно, и расход воды.

На рисунке 3.5,*а* смоченный периметр совпадает с геометрическим, так как жидкость со всех сторон ограничена твёрдыми стенками. На рисунке 3.5,*б* смоченный периметр меньше геометрического на длину линии свободной поверхности жидкости. Если геометрический периметр на этом рисунке равен $2h + 2b$, то смоченный периметр равен $2h + b$.

Отношение площади A живого сечения к смоченному периметру π называют гидравлическим радиусом сечения

$$R = A/\pi.$$

Не следует смешивать гидравлический радиус с геометрическим. Понятие гидравлического радиуса имеет смысл для любого потока, ограниченного стенками. Геометрический радиус существует только при течении жидкости в трубе. Однако даже в этом случае геометрический радиус не совпадает с гидравлическим. Геометрический радиус равен половине диаметра трубы: $r = d/2$.

Для круглой трубы, работающей с полным сечением, гидравлический радиус равен одной четвертой ее диаметра:

$$R = \pi d^2 / 4\pi d = d/4 \neq r.$$

Для канала прямоугольного сечения (рисунок 3.5) гидравлический радиус равен:

$$R = bh/[2(b + h)] \text{ (рисунок 3.5,а);}$$

$$R = bh/(b + 2h) \text{ (рисунок 3.5,б).}$$

Два режима течения жидкости. Английский ученый О. Рейнольдс в 1883 году методом окрашивания струй установил, что существуют два режима течения жидкости: ламинарный и турбулентный. Рейнольдс подтвердил предположения

Д.И. Менделеева и показал, что при определённых условиях возможен переход от одного режима движения к другому и обратно.

Ламинарным (послойным) называется режим течения, при котором силы вязкости соизмеримы с силами инерции и отсутствует обмен частиц между слоями (перемешивание жидкости по сечению потока), т. е. доля частиц, двигающихся в поперечном направлении, составляет не более 1–3 % от общего числа частиц.

Турбулентным называется режим течения, когда силы инерции преобладают над силами вязкости и происходит интенсивный обмен частиц между слоями (более 90 % от общего числа).

Существуют два вида движения жидкости – напорное и безнапорное.

Напорным называется движение без свободной поверхности, т. е. когда жидкость занимает весь внутренний объём трубопровода или движение происходит под действием перепада давления (например, движение воды в системе водоснабжения, движение теплоносителя в системах теплоснабжения).

Безнапорным называется движение со свободной поверхностью или движение под действием силы тяжести (например, движение воды в реке).

Рассмотрим опыт Рейнольдса (рисунок 3.6).

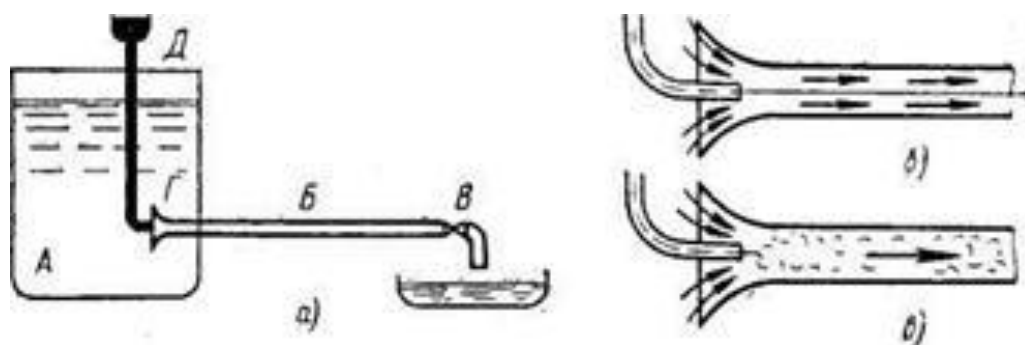


Рисунок 3.6 – Опыт Рейнольдса: *а* – схема установки Рейнольдса; *б* – ламинарное движение; *в* – турбулентное движение

Сосуд *А* наполняется жидкостью, которая вытекает через трубку *Б*, снабженную краном *В* для регулирования скорости истечения. В сосуде *А* уровень жидкости поддерживается постоянным. В трубку *Б* подается также окрашенная жидкость через трубку *Г* из маленького сосуда *Д*.

При постепенном открытии крана жидкость из сосуда A начинает вытекать, одновременно в поток подается тонкая струйка краски. Если она не смешивается с движущейся в трубке B жидкостью, то режим движения жидкости ламинарный (рисунок 3.6,б). Движение жидкости, при котором возможно существование стационарных траекторий её частиц, называют ламинарным или слоистым.

Постепенно увеличивая открытие крана B и тем самым изменяя скорость течения жидкости в трубке B , можно наблюдать, как струйка краски начинает колебаться, а затем разрывается и через определённое время равномерно окрашивает всю жидкость в трубке. Это значит, что ламинарный режим движения перешел в турбулентный (рисунок 3.6,в). Движение жидкости с хаотично изменяющимися во времени траекториями частиц, при котором в потоке возникают нерегулярные пульсации скорости, давления и других параметров, называют турбулентным движением.

Рейнольдс в своих опытах изменял не только скорость, но и диаметр трубопровода, и вязкость жидкости (путём её охлаждения или подогрева).

Опытами установлено, что наличие того или иного режима движения жидкости определяется совместным влиянием четырех факторов:

- 1) динамической вязкости жидкости μ ;
- 2) плотности жидкости ρ ;
- 3) средней скорости потока v ;
- 4) характерного линейного размера сечения потока d (к примеру, для трубы влиянием ее диаметра).

Из перечисленных изменяемых величин Рейнольдс составил безразмерный комплекс, который является очень важной динамической характеристикой движения вязкой жидкости. Его называют числом Рейнольдса:

$$Re = vd\rho/\mu. \quad (3.11)$$

Опытами установлено, что ламинарный режим тем легче осуществить, чем меньше скорость движения жидкости v ; меньше диаметр трубы d , по которой течёт жидкость; больше динамическая вязкость жидкости μ ; меньше её плотность ρ .

Турбулентному режиму соответствуют большие скорости движения жидкости; большие диаметры труб; большая плотность жидкости; малая вязкость жидкости.

Если ввести кинематическую вязкость $\nu = \mu/\rho$, то формула (3.11) примет вид

$$Re = vd/\nu. \quad (3.12)$$

Выразив диаметр трубы d через гидравлический радиус ($d = 4R$), получим

$$Re = 4\nu R/\nu. \quad (3.13)$$

Существует значение числа Рейнольдса, которое называют критическим, – $Re_{кр}$. При $Re < Re_{кр}$ течение ламинарное, а при $Re > Re_{кр}$ – турбулентное.

В каждом конкретном случае существует узкий диапазон значений числа Рейнольдса, которые можно рассматривать как критические. При критических значениях числа Рейнольдса происходит смена режимов движения жидкости. Эту смену можно считать скачкообразной, так как диапазон $Re_{кр}$ узок. Опытами установлено, что для напорного движения жидкости в цилиндрических трубах круглого сечения $Re_{кр} \approx 2300$.

Однако на значение $Re_{кр}$ оказывают влияние различные возмущения, возникающие в потоке на входе его в трубу, а также возмущения от различных запорных устройств, встречающихся на пути потока (клапанов, кранов, переходных камер и т. д.).

Путём тщательного устранения источников возмущения при течении в круглых трубах удастся значительно повысить $Re_{кр}$. Но тогда ламинарное течение становится неустойчивым и при незначительных возмущениях переходит в турбулентное. Для условий, которые наблюдаются на практике, поток в трубах турбулентный тогда, когда $Re > 2300$. Скорость движения потока, соответствующую критическому значению числа Рейнольдса, называют критической:

$$v_{кр} = Re_{кр} \nu/d.$$

Дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости (уравнение Эйлера) может быть получено из дифференциального уравнения равновесия той же жидкости, если согласно принципу Д'Аламбера к действующим силам присоединить силы инерции, т. е.

$$\rho(Xdx + Ydy + Zdz) = dp + (\rho/2)dv^2,$$

где v – скорость движения частицы жидкости, m^2/c .

3.2 Энергия элементарной струйки. Уравнение Бернулли

Уравнение Даниила Бернулли, полученное в 1738 г., показывает связь между давлением p , средней скоростью v и пьезометрической высотой z в различных сечениях потока. Оно выражает закон сохранения энергии движущейся жидкости.

Выберем произвольно на участке трубопровода два сечения: сечение 1–1 и сечение 2–2 (рисунок 3.7). По трубопроводу от первого сечения ко второму движется жидкость. Для измерения давления жидкости применяют пьезометры – тонкостенные стеклянные трубки, в которых жидкость поднимается на определённую высоту.

Исходные данные:

A_1 – площадь поперечного сечения 1–1;

v_1 – скорость течения жидкости в сечении 1–1;

p_1 – давление жидкости в сечении 1–1;

z_1 – расстояние от горизонтальной плоскости $O - O$ до центра тяжести объёма в сечении 1–1;

A_2 – площадь поперечного сечения 2–2;

v_2 – скорость течения жидкости в сечении 2–2;

p_2 – давление жидкости в сечении 2–2;

z_2 – расстояние от горизонтальной плоскости $O - O$ до центра тяжести объёма в сечении 2–2.

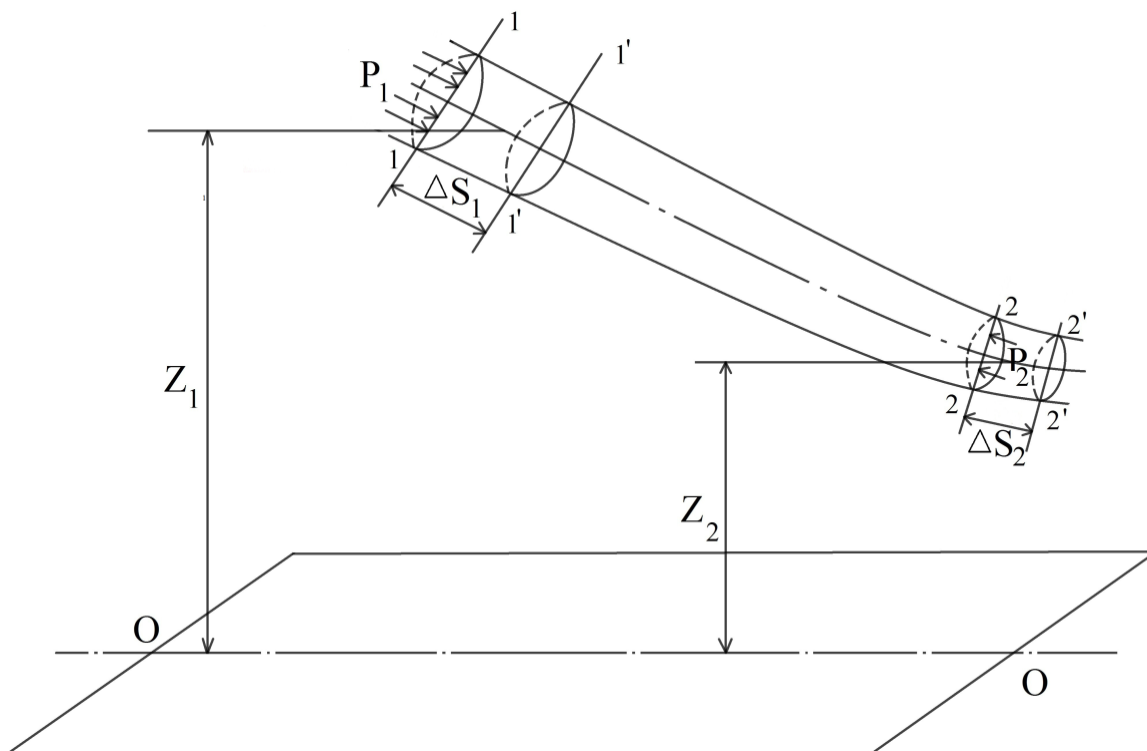


Рисунок 3.7 – Элементарная струйка. Схема для вывода уравнения Бернулли

Рассмотрим стационарное течение в струйке за малый промежуток времени Δt , через который объём элементарной струйки переместится из положения 1 – 2 в положение 1' – 2'. Найдём изменение энергии объёма струйки при его перемещении.

Как известно из курса теоретической механики, приращение полной (потенциальной плюс кинетической) энергии тела равно сумме работ всех действующих на него сил:

$$\Delta E = \sum F \Delta s, \quad (3.14)$$

где $F \Delta s$ – работа, производимая силой F , действующей на тело на элементарном пути Δs .

Элементарный путь Δs обычно рассматривают как проекцию элементарного перемещения точки приложения силы F на её направление.

В рассматриваемом случае за время Δt жидкость в струйке переместится из положения 1 – 2 в положение 1' – 2'. При этом сечение 1 – 1 переместится на малую длину

$$\Delta s_1 = v_1 \Delta t, \quad (3.15)$$

а сечение 2 – 2 – соответственно на

$$\Delta s_2 = v_2 \Delta t. \quad (3.16)$$

При таком перемещении энергия струйки изменится. Однако при стационарном течении энергия той части жидкости, которая заполняет объём между сечениями $1' - 1'$ и $2 - 2$, остаётся неизменной.

При этом всё изменение энергии элемента жидкости будет таким же, как если бы левый слой, заключённый между сечениями

$1 - 1$ и $1' - 1'$, занял бы место правого слоя, заключённого между сечениями $2 - 2$ и $2' - 2'$.

Так как участки Δs_1 и Δs_2 струйки предельно малы, то условно их можно считать цилиндрическими, тогда соответствующие им объёмы Δq_1 и Δq_2 определяются равенствами

$$\Delta q_1 = A_1 \Delta s_1 = A_1 v_1 \Delta t; \quad \Delta q_2 = A_2 \Delta s_2 = A_2 v_2 \Delta t.$$

Определим потенциальную $E_{\text{п}}$ и кинетическую $E_{\text{к}}$ энергию относительно плоскости $O - O$ для массы жидкости $\Delta m_1 = \rho \Delta q_1$ и $\Delta m_2 = \rho \Delta q_2$. Потенциальная энергия массы Δm_1 будет

$$E_{\text{п1}} = \Delta m_1 g z_1 = \rho A_1 v_1 \Delta t g z_1, \quad (3.17)$$

а кинетическая –

$$E_{\text{к1}} = \Delta m_1 v_1^2 / 2 = \rho A_1 v_1 \Delta t v_1^3 / 2. \quad (3.18)$$

Потенциальная и кинетическая энергии массы жидкости Δm_2 в объёме Δq_2 определяются соответственно равенствами

$$E_{\text{п2}} = \rho A_2 v_2 \Delta t g z_2; \quad (3.19)$$

$$E_{\text{к2}} = \rho A_2 \Delta t v_2^3 / 2. \quad (3.20)$$

Из формул (3.17) и (3.20) видно, что полная энергия произвольного участка струйки объёмом $A v \Delta t$ равна сумме энергий:

$$E = E_{\text{к}} + E_{\text{п}} = \Delta t A v \left(\rho v^2 / 2 + \rho g z \right).$$

Изменение потенциальной и кинетической энергии для всей элементарной струйки можно записать в виде

$$\Delta E = (E_{к2} - E_{к1}) + (E_{п2} - E_{п1}). \quad (3.21)$$

Подставив в уравнение (3.21) выражение для энергий из равенств (3.17) – (3.20), получим

$$\Delta E = (\rho/2)(A_2v_2^3 - A_1v_1^3)\Delta t + \rho g(A_2v_2z_2 - A_1v_1z_1)\Delta t. \quad (3.22)$$

При перемещении сечений 1 – 1 в 1' – 1' и 2 – 2 в 2' – 2' работа ΔW сил $F_1 = p_1A_1$ и $F_2 = p_2A_2$, приложенных к струйке, с учётом выражений (3.15) и (3.16) составит

$$\Delta W = p_1A_1v_1\Delta t - p_2A_2v_2\Delta t. \quad (3.23)$$

Согласно уравнению (3.14) изменение полной энергии элементарной струйки должно быть равно работе сил давления, приложенных к ней:

$$\Delta E = \Delta W.$$

Подставив в это равенство выражения (3.22) и (3.23), получим

$$\begin{aligned} (\rho/2)(A_2v_2^3 - A_1v_1^3)\Delta t + \rho g(A_2v_2z_2 - A_1v_1z_1)\Delta t = \\ = p_1A_1v_1\Delta t - p_2A_2v_2\Delta t. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Разделив обе части уравнения на Δt , на g и на $m = \rho Av$, после некоторых преобразований запишем

$$v^2/(2g) + z + p/(\rho g) = \text{const}. \quad (3.25)$$

Уравнение (3.25) называется уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Все три члена уравнения имеют линейную размерность. Величина z , являясь геометрической высотой, измеряется в метрах.

Геометрический смысл уравнения Бернулли заключается в том, что при установившемся движении идеальной жидкости сумма трёх высот: геометрический z , пьезометрический $p/(\rho g)$ и скоростной $v^2/(2g)$, не меняется вдоль данной элементарной струйки.

Уравнение Бернулли (3.25) выражает закон баланса энергии. Первые его два члена – $v^2/(2g)$ и z – представляют собой кинетическую и потенциальную энергию потока, отнесённую к единице

массы жидкости, а член $p/(\rho g)$ – работу внешних сил. Сумму всех трёх слагаемых в левой части формулы (3.25) называют полным напором и обозначают H :

$$H = v^2/(2g) + z + p/(\rho g), \quad (3.25a)$$

где z – геометрический напор; $p/(\rho g)$ – пьезометрический напор; $v^2/(2g)$ – скоростной напор.

В качестве примеров, поясняющих уравнение Бернулли, рассмотрим принципы действия некоторых приборов, предназначенных для измерения скорости течения жидкости. Простейшим прибором для измерения скорости в открытом потоке служит трубка Пито (рисунок 3.8). Это изогнутая трубка небольшого диаметра, установленная в потоке движущейся жидкости открытым концом навстречу течению так, что ее ось совпадает с направлением потока.

В вертикальной части трубки жидкость поднимается на высоту h , равную скоростному напору: $h = v^2/(2g)$. Откуда

$$v = \sqrt{2gh}.$$

Фактически, наличие трубки в потоке несколько искажает общее распределение скорости. Кроме того, в реальной жидкости сказывается влияние вязкости. Поэтому при определении скорости в формулу вводится коэффициент ξ_1 , который находят экспериментально для каждой трубки:

$$v = \xi_1 \sqrt{2gh}. \quad (3.26)$$

Трубку Пито можно использовать и для замера скорости в закрытых трубопроводах (рисунок 3.9), применяя её совместно с обычной пьезометрической трубкой.

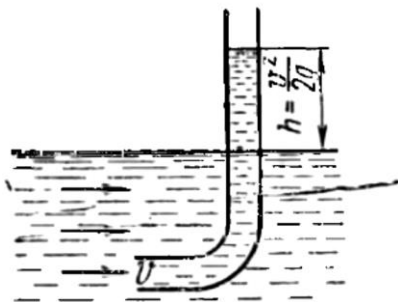


Рисунок 3.8 – Трубка Пито

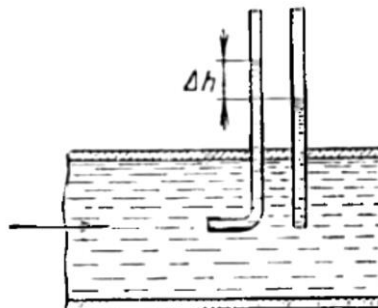


Рисунок 3.9 – Трубка Прандля

Устройство, сочетающее трубку Пито и пьезометрическую трубку, называют трубкой Прандля. В этом устройстве трубка Пито показывает полный напор жидкости в трубе $v^2/(2g) + p/(\rho g)$, а пьезометрическая трубка – статистический напор $p/(\rho g)$ в той же трубе. Разность этих напоров $v^2/(2g)$ равна разности уровней Δh в обеих трубках. Таким образом,

$$v = \xi \sqrt{2g\Delta h}.$$

Чтобы учесть влияние вязкости и внесённое трубкой изменение в распределение скоростей и давлений в потоке, так же как и для трубки Пито, вводят поправочный коэффициент ξ_2 :

$$v = \xi_2 \sqrt{2g\Delta h}. \quad (3.27)$$

Расход жидкости измеряют трубкой Вентури (рисунок 3.10,а) или диафрагмой (рисунок 3.10,б).

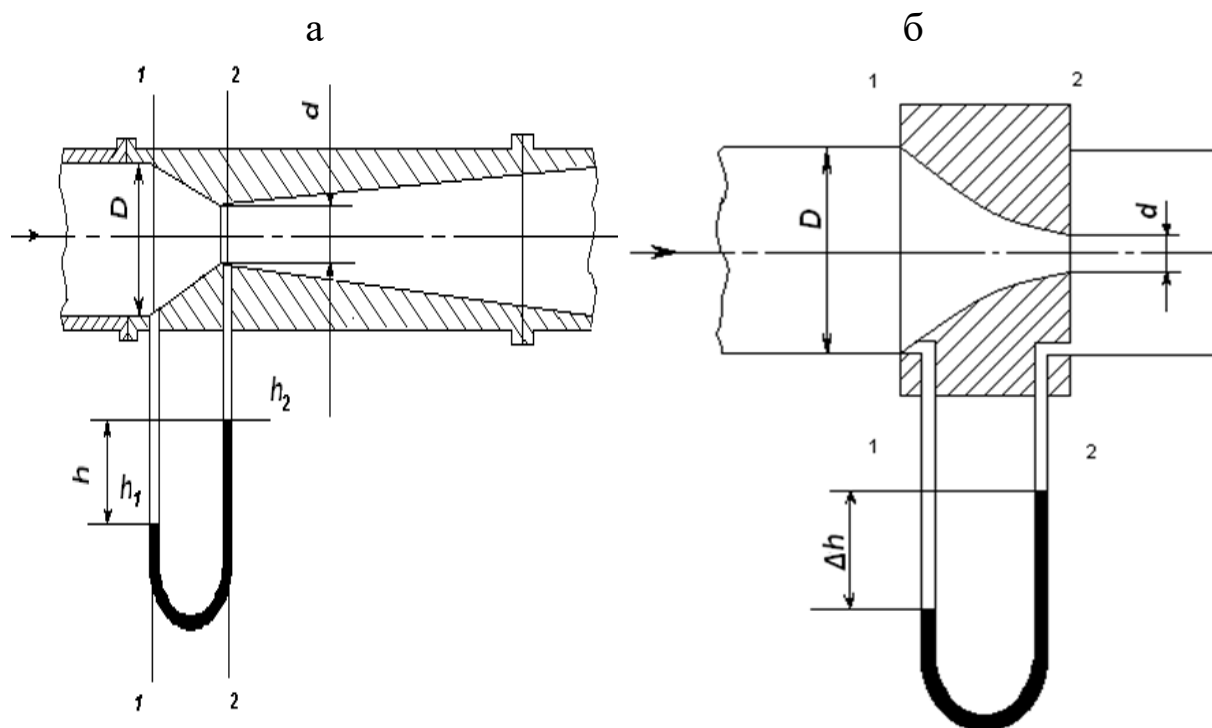


Рисунок 3.10 – Приборы для измерения расхода жидкости в закрытом трубопроводе: а – трубка Вентури; б – диафрагма

Составим уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2, преобразовав которое, получим

$$(p_1 - p_2)/(\rho g) = v_2^2/(2g) - v_1^2/(2g).$$

Известно, что $(p_1 - p_2)/(\rho g) = h_2 - h_1 = h$, поэтому

$$h = 1/2g(v_2^2 - v_1^2). \quad (3.28)$$

Из уравнения неразрывности (3.8) имеем

$$v_1 = Q/A_1 \text{ и } v_2 = Q/A_2,$$

где $A_1 = \pi D^2/4$; $A_2 = \pi d^2/4$.

Подставив значения v_1 и v_2 в формулу (3.28) и решив полученное уравнение относительно Q , найдём расход жидкости:

$$Q = A_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - (A_2/A_1)^2}} = \sigma \sqrt{h}, \quad (3.29)$$

где $A_2 \sqrt{\frac{2gh}{1 - (A_2/A_1)^2}}$ – постоянная величина, которую обычно определяют при градуировке прибора.

Для вычисления расхода жидкости Q по формуле (3.29) измеряют входной диаметр трубы D (см. рисунок 3.10), а затем вычисляют значение A_1 . После этого точно замеряют выходной диаметр трубки Вентури или диафрагмы и рассчитывают значение A_2 . По показаниям шкал пьезометрических трубок дифференциальных манометров определяют значение напора h .

3.3 Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости отличается от уравнения Бернулли для идеальной жидкости. При движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, например, связанные с тем, что поверхность трубопровода обладает определенной шероховатостью. На преодоление сил трения жидкость

затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении $1-1'$ будет больше полной удельной энергии в сечении $2-2'$ на величину потерянной энергии (см. рисунок 3.7).

Рассмотрим основные закономерности ламинарного режима при равномерном движении жидкости в круглых трубах, ограничиваясь случаем, когда ось трубы горизонтальна.

Пусть имеется уже сформировавшийся поток, т. е. поток на участке, начало которого находится от входного сечения трубы на расстоянии, обеспечивающем окончательный устойчивый вид распределения скоростей по сечению потока.

Так как ламинарный режим течения имеет слоистый (струйный) характер и происходит без перемешивания частиц, то в потоке будут иметь место только скорости, параллельные оси трубы.

В этом случае движущаяся жидкость как бы разделяется на бесконечно большое число бесконечно тонких цилиндрических слоев, параллельных оси трубопровода и движущихся один внутри другого с различными скоростями, увеличивающимися в направлении от стенок к оси трубы (рисунок 3.11,а).

Скорость в слое, непосредственно соприкасающемся со стенками, из-за эффекта прилипания равна нулю и достигает максимального значения в слое, движущемся по оси трубы.

Принятая схема движения и введенные выше предположения позволяют теоретическим путем установить закон распределения скоростей в поперечном сечении потока при ламинарном режиме.

Для этого обозначим внутренний радиус трубы через r и выберем начало координат в центре её поперечного сечения O , направив ось x по оси трубы, а ось z по вертикали (рисунок 3.12).

Выделим внутри трубы объем жидкости в виде цилиндра с радиусом u длиной L и применим к нему уравнение Бернулли. Так как вследствие горизонтальности оси трубы $z_1 = z_2 = 0$, то

$$\frac{P_1}{P_2} - \frac{P_2}{\rho g} = \frac{\tau}{\rho g} \frac{L}{R},$$

где $R = y/2$ – гидравлический радиус сечения выделенного цилиндрического объема; $\tau = -\mu dv/dy$ – единичная сила трения.

Подставляя значения R и τ в исходное уравнение, получим

$$dv = -\frac{P_1 - P_2}{2\mu L} y dy; \quad v_0 = \frac{P_1 - P_2}{2\mu L} r^2.$$

Задавая различные значения координаты y , можно вычислить скорости в любой точке сечения. Максимальная скорость, очевидно, будет при $y = 0$, т. е. на оси трубы.

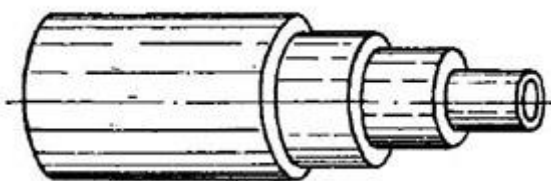


Рисунок 3.11 – Схема образования цилиндрических слоёв в жидкости

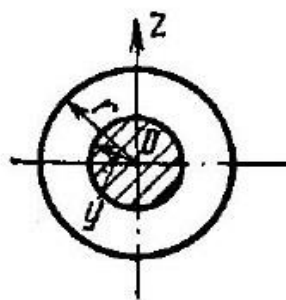


Рисунок 3.12 – Схема для вычисления скорости в любой точке сечения потока жидкости

Для того чтобы изобразить эти уравнения графически, необходимо отложить в определенном масштабе от некоторой произвольной прямой AA скорости в виде отрезков, направленных по течению жидкости, и концы отрезков соединить плавной кривой.

Полученная кривая и представит собой кривую распределения скоростей в поперечном сечении потока (рисунок 3.13,а).

График изменения силы трения τ по сечению выглядит совсем по-другому (рисунок 3.13,б). Таким образом, при ламинарном режиме в цилиндрической трубе скорости в поперечном сечении потока изменяются по параболическому закону, а касательные напряжения – по линейному.

Полученные результаты справедливы для участков труб с вполне развитым ламинарным течением. В действительности жидкость, которая поступает в трубу, должна пройти от входного сечения определенный участок, прежде чем в трубе установится

соответствующий ламинарному режиму параболический закон распределения скоростей.

Развитие ламинарного режима в трубе можно представить следующим образом. Пусть, например, жидкость входит в трубу из резервуара большого размера, кромки входного отверстия которого хорошо закруглены (рисунок 3.14,а). В этом случае скорости во всех точках входного поперечного сечения будут практически одинаковы, за исключением очень тонкого пристенного слоя (слоя вблизи стенок), в котором вследствие прилипания жидкости к стенкам происходит почти внезапное падение скорости до нуля. Поэтому кривая скоростей во входном сечении может быть представлена достаточно точно в виде отрезка прямой.

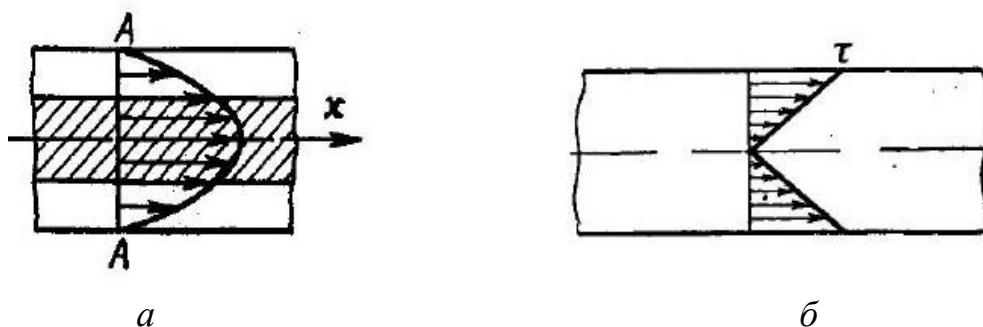


Рисунок 3.13 – Графики распределения скоростей (а) и сил трения (б)

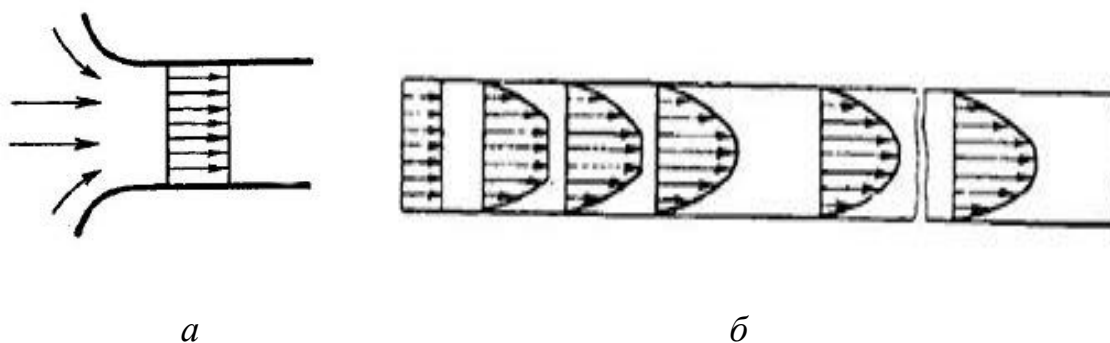


Рисунок 3.14 – Развитие ламинарного режима в трубе круглого сечения: а – вход жидкости в трубу; б – формирование потока по длине трубы

По мере удаления от входа вследствие трения у стенок слой жидкости, соседние с пограничным слоем, начинают затормаживаться, толщина этого слоя постепенно увеличивается, а движение в нем, наоборот, замедляется.

Центральная часть потока (ядро течения), еще не захваченная трением, продолжает двигаться как одно целое с примерно одинаковой для всех слоев скоростью, причем замедление движения в пристенном слое вызывает увеличение скорости в ядре.

Таким образом, в середине трубы, в ядре, скорость течения все время возрастает, а у стенок, в растущем пограничном слое, уменьшается. Это происходит до тех пор, пока пограничный слой не захватит все сечение потока и ядро не будет сведено к нулю. На этом формирование потока заканчивается, и кривая скоростей принимает обычную для ламинарного режима параболическую форму (рисунок 3.14,б).

Ламинарное течение жидкости при некоторых условиях способно перейти в турбулентное. При повышении скорости течения потока его слоистая структура начинает разрушаться, появляются волны и вихри, распространение которых в потоке говорит о нарастающем возмущении.

Постепенно количество вихрей начинает возрастать и растет, пока струйка не разобьется на множество перемешивающихся между собой более мелких струек.

Хаотичное движение таких мелких струек позволяет говорить о начале перехода ламинарного режима течения в турбулентный. С увеличением скорости ламинарное течение теряет свою устойчивость, при этом любые случайные небольшие возмущения, которые раньше вызывали лишь малые колебания, начинают быстро развиваться.

Распределение скоростей по сечению трубы при турбулентном течении устанавливается экспериментально. На стенах трубы скорости при этом также равны нулю вследствие «прилипания» к ним частиц жидкости. На очень небольшом расстоянии от поверхности стенки скорости могут иметь довольно большие значения, мало отличающиеся от значений скоростей в других точках сечения трубы. Вблизи оси трубы скорости жидкости увеличиваются, но незначительно (см. рисунок 3.11,б). Однако течение с такими профилями скорости устанавливается не сразу на входе в трубу, а на некотором расстоянии от него и носит название гидродинамически стабилизированного. На участке от входа в трубу

и до начала стабилизированного течения характер движения жидкости претерпевает большие изменения. Во входном сечении (при достаточном закруглении стенок или если жидкость вытекает из достаточно большого объёма) скорость постоянна. Но как только начинается движение по трубе, ближайšie к стенкам частицы жидкости прилипают к ним, вследствие чего скорость вблизи стенок резко уменьшается.

Так как расход жидкости при этом постоянный, то скорость в центре сечения трубы соответственно возрастает. При этом у стенок трубы образуется *гидродинамический пограничный слой*, т. е. слой, характеризующийся большим поперечным градиентом продольной составляющей скорости. Поперечным градиентом продольной составляющей скорости называют величину dv/dy из формулы (1.7). На рисунке 3.15 представлены схемы распределения скоростей при различных режимах течения в круглой трубе.

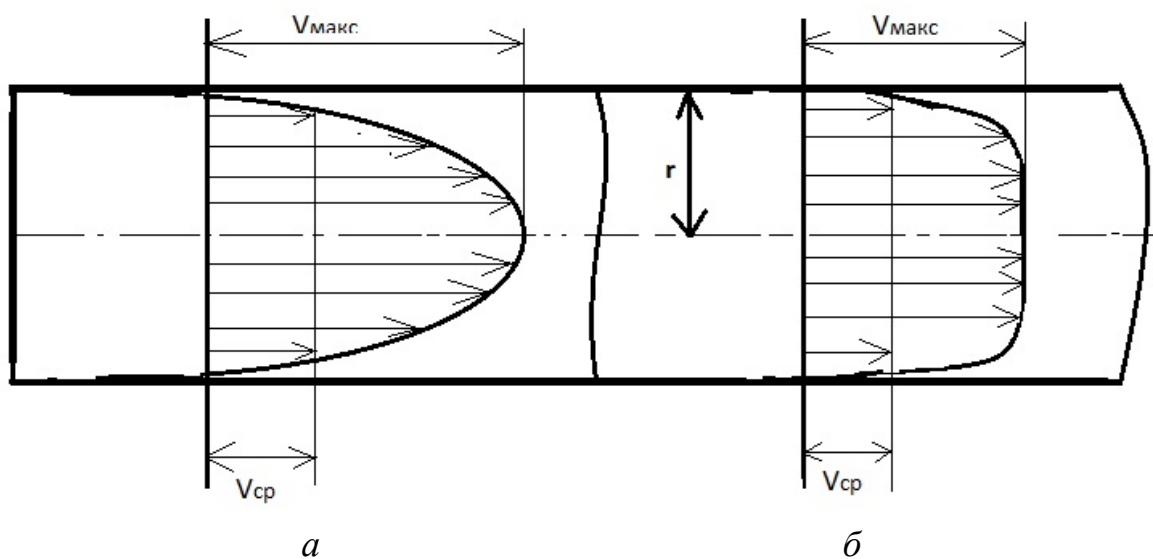


Рисунок 3.15 – Распределение скоростей при различных режимах течения в круглой трубе:
 а – ламинарный режим; б – турбулентный режим

В турбулентном пограничном слое всегда имеется тончайший подслой, называемый вязким, где турбулентные пульсации постепенно затухают вследствие действия сил вязкости. С момента входа жидкости в трубу и до установления стабилизированного течения толщина пограничного слоя постепенно нарастает по

длине трубы, пока не заполнит все сечение. С этого момента устанавливается постоянный профиль скорости и течение стабилизируется.

Определим, какие изменения необходимо внести в уравнение Бернулли, выведенное для струйки идеальной жидкости, чтобы оно стало применимо для потока реальной жидкости в трубе.

Первое изменение касается того, что при выводе уравнения Бернулли (3.25) для струйки идеальной жидкости скорости v во всех точках поперечного сечения струйки принимались одинаковыми. Поэтому член уравнения $v^2/2g$ выражал действительную удельную энергию струйки.

В потоке реальной жидкости скорости в разных точках поперечного сечения различны, поэтому в расчёт вводят среднюю скорость. Подсчитанное по средней скорости значение удельной кинетической энергии потока оказывается несколько меньше действительного значения, вследствие чего для потока реальной жидкости вводят поправочный коэффициент $\alpha > 1$.

Второе изменение вызвано тем, что при движении реальной жидкости часть энергии расходуется на преодоление различных сопротивлений. Поэтому в уравнение Бернулли вводится поправочный член h_n , учитывающий потери напора на некотором участке 1 – 2.

С учётом этих поправок уравнение Бернулли для потока реальной жидкости принимает вид

$$\alpha_1 \left(v_1^2 \right) / 2g + p_1 / \rho g + z_1 = \alpha_2 \left(v_2^2 \right) / 2g + p_2 / \rho g + z_2 + h_n, \quad (3.30)$$

где α – коэффициент Кориолиса, который определяют опытным путём. Коэффициент Кориолиса – это поправка кинетической энергии, так как реальная жидкость движется неравномерно. Коэффициент Кориолиса характеризует отношение действительной кинетической энергии потока жидкости в данном сечении к той кинетической энергии потока, которую он имел бы, если бы все частицы двигались с одинаковой скоростью, равной средней скорости потока.

Диапазон значений $\alpha = 1,05-2,0$. При ламинарном течении $\alpha = 2$. При турбулентном течении α стремится к 1. В расчётах

принимается $\alpha = 1,05 - h_n$, где h_n – полная потеря напора. Она складывается из линейных потерь $h_{дл}$ и потерь на местные сопротивления h_m : $h_n = h_{дл} + h_m$.

Линейные потери напора. Линейные потери напора представляют собой потери на преодоление внутреннего трения между различными слоями жидкости, движущимися относительно друг друга. Поэтому внутреннее трение существенно зависит от распределения скоростей в потоке, следовательно, и от режима течения жидкости.

Определим потерю напора $h_{дл}$ при стационарном ламинарном течении в круглой трубе. Выделим мысленно в жидкости соосный с трубой цилиндр длиной l и радиусом y . С внешней стороны на поверхность цилиндра действует касательное напряжение вязкого трения, которое можно определить по формуле

$$\tau = \mu(dv/dy).$$

Следовательно, на всю площадь $A = 2\pi y l$ поверхности цилиндра действует сила

$$F = 2\pi y l \mu(dv/dy). \quad (3.31)$$

Так как течение стационарно, эта сила уравновешивается разностью сил $p_1 \pi y^2$ и $p_2 \pi y^2$, действующих на торцах цилиндра. Таким образом,

$$2\pi y l \mu(dv/dy) + (p_1 - p_2) \pi y^2 = 0,$$

откуда

$$dv = -[(p_1 - p_2)/(2l\mu)] y dy.$$

Учитывая граничные условия $v = 0$ при $y = r$, где r – радиус трубы, проинтегрируем правую часть последнего уравнения от y до r , а левую соответственно от 0 до v :

$$v(y) = \frac{P_1 - P_2}{2l\mu} \int_y^r y dy = \frac{P_1 - P_2}{4l\mu} (r^2 - y^2). \quad (3.32)$$

Интегрируя выражение (3.32) по поперечному сечению потока, получаем формулу Пуазейля для определения секундного расхода жидкости

$$Q = \int_0^r v(y) 2\pi y dy = \frac{\pi}{8} \frac{P_1 - P_2}{l\mu} r^4. \quad (3.33)$$

Используя равенства (3.33) и (3.7), можно определить среднюю скорость $v_{\text{ср}}$ потока, с которой обычно приходится иметь дело во всех гидравлических расчётах (как правило, индекс «ср» отбрасывают и обозначают просто v):

$$v = Q/\pi r^2 = [(p_1 - p_2)r^2]/8l\mu.$$

Из уравнения Бернулли $h_{\text{дл}} = (p_1 - p_2)/\rho g$ тогда с помощью последней формулы найдём перепад давлений $p_1 - p_2$ и определим значение линейной потери:

$$h_{\text{дл}} = (p_1 - p_2)/\rho g = 8l\mu v / (\rho g r^2). \quad (3.34)$$

Из формулы (3.34) видно, что при ламинарном установившемся течении потеря $h_{\text{дл}}$ пропорциональна скорости потока. Если вместо радиуса использовать диаметр трубы $2r = d$ и число Рейнольдса $Re = \rho v d / \mu$, то формулу (3.34) можно привести к виду

$$h_{\text{дл}} = (64/Re)(l/d)(v/2g). \quad (3.35)$$

Уравнение (3.35) используют при любых режимах течения жидкости и называют формулой Дарси – Вейсбаха:

$$h_{\text{дл}} = (f(l/d))(v^2/2g),$$

где f – коэффициент трения, являющийся функцией числа Рейнольдса.

При стабилизированном ламинарном течении в круглой трубе значение f определяется формулой Пуазейля:

$$f = 64/Re. \quad (3.36)$$

Распределение скоростей в турбулентном потоке не имеет параболического характера (см. рисунок 3.15,б), а коэффициент трения $f \neq 64/Re$ и его зависимость от числа Рейнольдса определяется степенью шероховатости стенок труб.

Эту зависимость экспериментально исследовал И. Никурадзе на трубах с искусственной равномерной шероховатостью. На рисунке 3.16 представлено шесть кривых, полученных для труб с различной относительной шероховатостью, которая характеризуется безразмерной величиной $\varepsilon = k/r$, где k – средняя высота шероховатости; r – радиус трубы.

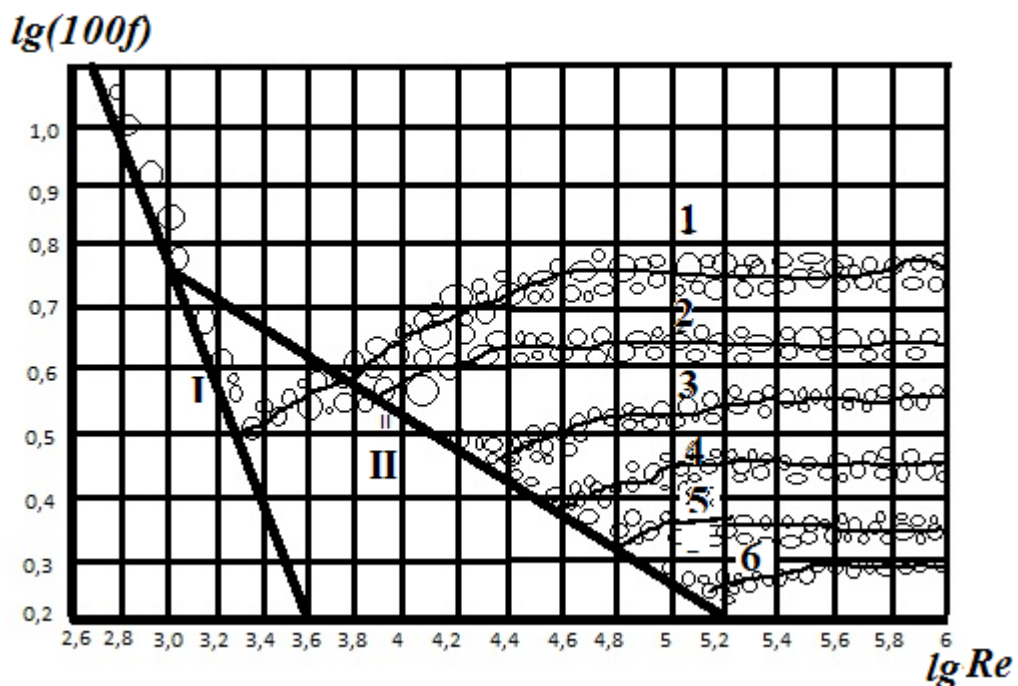


Рисунок 3.16 – Области распределения потока

В таблице 3.1 приведены значения ε , соответствующие кривым на рисунке 3.16.

Таблица 3.1 – Зависимость параметра ε от шероховатости труб

Номер кривой	1	2	3	4	5	6
ε	0,066	0,0328	0,0166	0,00793	0,00397	0,00197

Анализируя кривые Никурадзе, можно прийти к выводу, что график состоит из пяти зон.

Первая зона ($Re < 2300$, чему соответствует $\lg Re < 3,36$) – область ламинарного течения. Кривые для труб разной шероховатости в этой зоне совпадают с прямой I, на которой $f = 64/Re$.

Вторая зона ($2300 < Re < 4000$) – область перехода из ламинарного режима в турбулентный.

Третья зона ($4000 < Re < 80 1/\varepsilon$) – так называемая область гладких труб, в которой коэффициент трения f зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости. Это происходит потому, что при движении жидкости с числом Рейнольдса в пределах третьей зоны выступы шероховатости оказываются погружёнными в вязкий подслой, вследствие чего, как и в первой зоне, не оказывают влияние на значение коэффициента трения f . Как видно из графика, кривые на некотором участке (в пределах третьей зоны) укладываются на одну прямую (прямая II).

Четвёртая зона ($80 1/\varepsilon < Re < 1000 1/\varepsilon$) – область шероховатых труб, в ней значение f зависит как от ε , так и от Re .

Пятая зона ($Re > 1000 1/\varepsilon$) – квадратичная область, в которой значение f уже практически не зависит от числа Рейнольдса и является функцией только относительной шероховатости ε .

С помощью рисунка 3.16 легко получить значения коэффициентов трения f для труб различной шероховатости. В первой зоне величина f определяется формулой Пуазейля: $f = 64/Re$. Для расчёта коэффициента трения f в других зонах удобно пользоваться следующими формулами:

во второй зоне по исследованиям Н.В. Френкеля

$$f = 2,7/Re^{0,57}, \quad (3.37)$$

в третьей, четвёртой и пятой зонах

$$1/f = -2\lg \left[\varepsilon/7,4 + (6,81/Re)^{0,9} \right]. \quad (3.38)$$

Для области гладких труб в равенстве (3.38) первым слагаемым в квадратных скобках можно пренебречь.

Местные потери напора. Местными сопротивлениями называют различные препятствия в трубопроводах – вентили, колена, краны, диффузоры, сужения и расширения.

При протекании жидкости через местные сопротивления возникают области вихревого неупорядоченного движения. На рисунке 3.17 эти области представлены отделёнными от основного потока поверхностями раздела abc и def . Потери напора на местные сопротивления обусловлены большими затратами энергии на внутреннее трение в подобных областях.

Для самых разнообразных местных сопротивлений зависимость потерь напора от скорости можно считать квадратичной:

$$h_m = \zeta v^2 / 2g, \quad (3.39)$$

где v – средняя скорость потока после местного сопротивления; ζ – коэффициент местного сопротивления.

Обозначив A_1 площадь сечения $a - d$, A_2 площадь сечения $c - f$, можно рассчитать коэффициент местного сопротивления. При внезапном расширении потока от сечения $a - d$ к сечению $c - f$ коэффициент местного сопротивления вычисляется по формуле

$$\zeta = \left[\left(A_2 / A_1 \right) - 1 \right]^2.$$

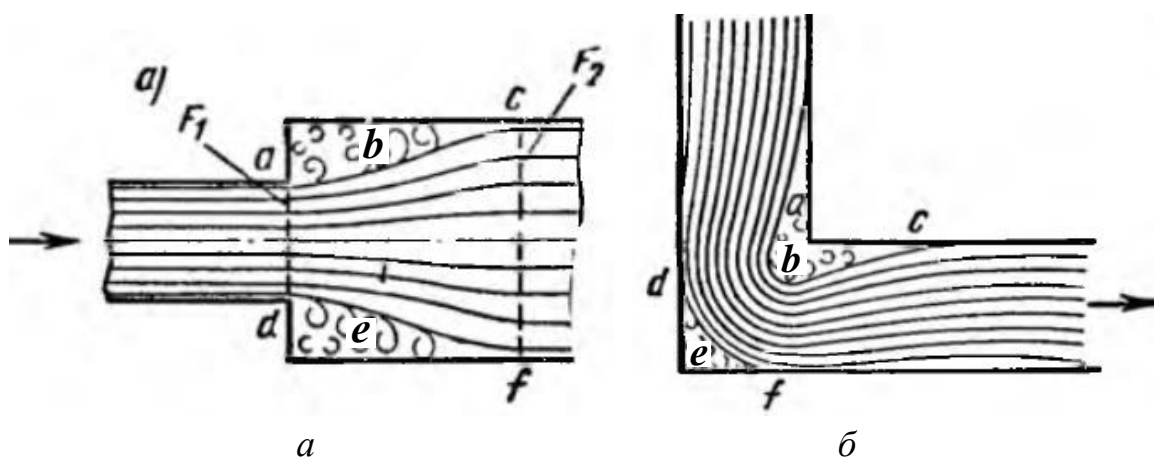


Рисунок 3.17 – Местные сопротивления:
 a – расширение трубы; b – колено

В диффузоре – коническом расширении трубы от сечения $a - d$ к сечению $c - f$, этот коэффициент можно вычислить по формуле

$$\zeta = k \left[\left(A_2 / A_1 \right) - 1 \right]^2,$$

где k – экспериментальный коэффициент. Его зависимость от угла раствора конуса θ приведена в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Зависимость экспериментального коэффициента k от угла раствора конуса θ (в градусах)

θ	k	θ	k	θ	k	θ	k
5	0,13	30	0,71	70	1,13	120	1,05
15	0,26	50	1,03	90	1,07	160	1,02

Для закруглений трубопровода с углом поворота φ коэффициент ζ можно определить по формуле Вейсбаха:

$$\zeta = \left[0,131 + 0,163 \left(d/r \right)^{3,5} \right] \varphi / 90,$$

где d – диаметр трубы; r – радиус скругления.

Различные запорные устройства и тройники также представляют собой местное сопротивление. Значения коэффициентов для них определяются по справочникам.

С помощью уравнения Бернулли решается большинство задач практической гидрогазодинамики. Особое внимание необходимо уделять определению полных потерь, которые складываются из линейных потерь $h_{\text{дл}}$ и потерь на местные сопротивления $h_{\text{м}}$.

3.4 Трубопроводы

Устройство, предназначенное для транспортировки жидких, газообразных или сыпучих веществ, называется трубопроводом. На рисунке 3.18 представлены основные виды трубопроводов. В зависимости от транспортируемого материала используются термины: газопровод, нефтепровод, водопровод, паропровод, возду-

хопровод, маслопровод, кислотопровод, кислородопровод, бензопровод, молокопровод и т. д.

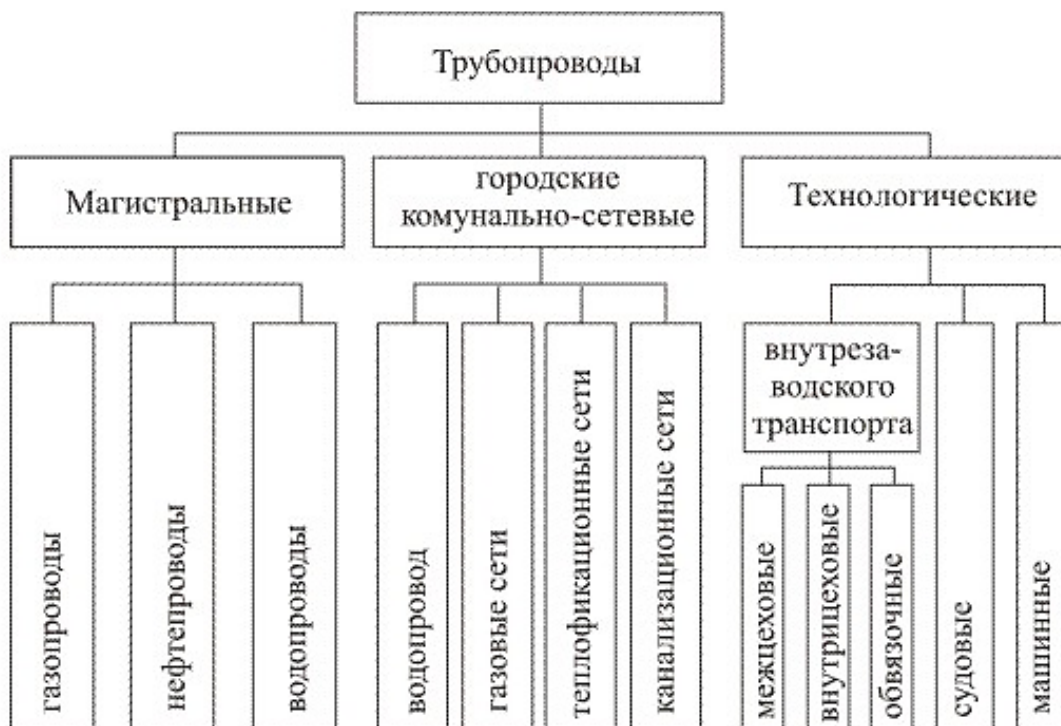


Рисунок 3.18 – Основные виды трубопроводов

Основными параметрами трубопровода и арматуры являются: условный диаметр прохода D_y , мм; условное давление P_y , МПа; рабочая температура t_p , °С. Различают рабочее давление P_p , МПа, и пробное давление $P_{пр}$, МПа.

Магистральные трубопроводы используются для транспортировки среды на дальние расстояния. В состав магистрального трубопровода входят: сооружения по подготовке транспортируемой среды, линейная часть, насосные, компрессорные и газораспределительные станции. По рабочему давлению различают магистральные газопроводы низкого давления – $P_p < 1,2$ МПа, среднего давления – $P_p = 1,2–2,5$ МПа, и высокого давления – $P_p > 2,5$ МПа.

Городские (поселковые) коммунально-сетевые трубопроводы используются для удовлетворения нужд городского населения, учреждений и промышленных предприятий. Газопроводы

городского газового хозяйства в зависимости от назначения подразделяют на транзитные, распределительные и ответвления. Транспортировка газа по городскому газопроводу действующими нормами допускается при $P_p < 1,2$ МПа. В городском коммунальном хозяйстве используются газопроводы низкого давления – $P_p < 0,005$ МПа, среднего давления – $P_p = 0,005–0,3$ МПа, и высокого – $P_p > 0,3$ МПа.

Технологическими называют трубопроводы обеспечивающие выполнение технологических процессов и эксплуатацию промышленных предприятий. По ним транспортируют сырье, полуфабрикаты и готовые продукты, энергоносители, пар, воду, топливо, реагенты, отработанные реагенты и газы, различные промежуточные продукты, полученные или использованные в технологическом процессе, отходы производства. Технологические трубопроводы подразделяют на внутрицеховые, соединяющие агрегаты, машины и технологические установки цеха, и межцеховые, соединяющие технологические установки разных цехов. Технологические трубопроводы делятся на пять категорий в зависимости от характера транспортируемой среды, рабочего давления и рабочей температуры. Категория трубопровода устанавливается проектом.

Технологические трубопроводы классифицируют в зависимости от рабочей температуры транспортируемой среды t_p :

- холодные, $t_p < 50$ °С;
- горячие, $t_p > 50$ °С.

В зависимости от условного давления среды трубопроводы подразделяются на вакуумные, работающие при абсолютном давлении среды ниже 0,1 МПа (абс.), низкого давления, работающие при давлении среды от 0,1 до 1,6 МПа или от 0 до 1,5 МПа (изб), среднего давления, работающие при давлении среды от 1,5 до 10 МПа (изб). Безнапорными называются трубопроводы, работающие без избыточного давления (самотеком).

При транспортировке агрессивной среды используют трубопроводы, которые делятся на три группы:

- с неагрессивной и малоагрессивной средой (скорость коррозии менее 0,1 мм/год);
- со среднеагрессивной средой (скорость коррозии 0,1–0,5 мм/год);
- с высокоагрессивной средой (скорость коррозии более 0,5 мм/год).

В зависимости от максимального рабочего давления газа газопроводы и газоустановки бывают:

- низкого давления ($P_p < 0,015$ МПа и $0,015 < P_p < 0,1$ МПа);
- среднего давления ($0,1 < P_p < 0,3$ МПа);
- высокого ($0,3 < P_p < 0,6$ МПа и $0,6 < P_p < 1,2$ МПа).

В черной металлургии разрешается прокладка газопроводов как межцеховых, так и внутрицеховых с рабочим давлением $P_p < 0,6$ МПа. В случае производственной необходимости допускается давление $P_p = 1,2$ МПа.

Для прокладки газопроводов с давлением выше 1,2 МПа требуется разрешение Госгортехнадзора.

Судовые трубопроводы предназначены для транспортирования различных сред в условиях работы судовых установок и агрегатов. Они имеют разное назначение, протяженность, рабочие параметры и условия эксплуатации.

Машинные трубопроводы служат для передачи среды из одной части машины в другую или из одного агрегата в другой. К ним относятся топливопроводы в дизельных и бензиновых двигателях, маслопроводы в станках, самолетах и т. п.

Проектирование, изготовление и монтаж технологических и городских трубопроводов осуществляется в соответствии с техническими регламентами и правилами Госгортехнадзора. Исключение составляют трубопроводы с невысокими параметрами среды, например для пара при рабочем давлении до 0,2 МПа (абс.); для воды с температурой до 120 °С; временно установленные трубопроводы со сроком до 1 года и некоторые другие.

К трубопроводам, предназначенным для транспортирования огне- и взрывоопасных, а также токсичных или радиоактивных сред, предъявляются высокие требования в отношении безопасности, непроницаемости и долговечности материалов корпусных деталей, а также герметичности.

При транспортировании рабочей среды под вакуумом или под давлением независимо от температуры при диаметре трубопровода до 400 мм применяются стальные бесшовные трубы. Сварные трубы можно использовать только при их изготовлении по специальным техническим условиям. Соединения в трубопроводах для транспортирования сжиженных газов должны осуществляться главным образом сваркой. В местах установки арматуры с целью присоединения ее к трубопроводу могут быть применены фланцевые соединения. Их используют и в трубопроводах, требующих периодической разборки в целях очистки или замены отдельных участков.

Сварка является наиболее целесообразным и надежным методом соединения стальных трубопроводов и арматуры с трубопроводом. Она широко применяется в трубопроводных системах различного назначения, но во многих случаях используются и фланцевые соединения, обладающие своими достоинствами и недостатками как разъёмные соединения. В трубопроводах с малыми условными диаметрами часто используются резьбовые соединения.

Обычно в трубопроводах жидкости перемещаются принудительно под некоторым заданным давлением. При этом жидкость оказывает давление на стенки трубы изнутри, стремясь её разорвать. Когда трубы работают под давлением ниже атмосферного (всасывающие трубопроводы), они должны быть достаточно жёсткими и не сплющиваться под воздействием разности между давлением в трубе и атмосферным. Если трубопровод должен быть гибким, его изготавливают из резины или пластических материалов. Такие трубопроводы бывают трёх видов:

– армированные изнутри по всей длине проволочными витками в виде растянутой пружины;

– армированные проволочными витками, заложеными внутри стенок трубы при её изготовлении, которые образуют тройную стенку (полимер – арматура – полимер);

– вакуумные резиновые трубы с толщиной стенки, равной внутреннему диаметру трубы.

Все три вида трубопроводов достаточно жёстки и хорошо сопротивляются сплющиванию.

Гидравлический расчёт простого трубопровода. При расчёте трубопровода решаются три основные задачи (рисунок 3.19).

1. Определяется перепад (потери) напора, необходимый для пропуска заданного расхода жидкости.

2. Рассчитывается расход жидкости при заданном перепаде напора.

3. Вычисляется оптимальное сечение трубопровода.

Рассмотрим трубопровод из n участков труб с коэффициентами трения f_1, f_2, \dots, f_n и диаметрами d_1, d_2, \dots, d_n , длинами l_1, l_2, \dots, l_n . Пусть также имеется n местных сопротивлений с коэффициентами $\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n$.

Если по трубопроводу поднимают воду на высоту z , то при стационарном течении полная потеря напора в соответствии с формулами (3.30), (3.36), (3.39) составит

$$\Delta H = \frac{P_A - P_B}{\rho g} = z + \sum_{i=1}^n f_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{k=1}^m \xi_k \frac{v_k^2}{2g}. \quad (3.40)$$

Формула (3.40) справедлива при условии, что резервуары достаточно большие (по сравнению с трубами), поэтому можно считать жидкость в них покоящейся и пренебречь начальным и конечным динамическими напорами. Если в формуле (3.40) $z < 0$, это означает, что точка потребления воды находится ниже точки ее забора.

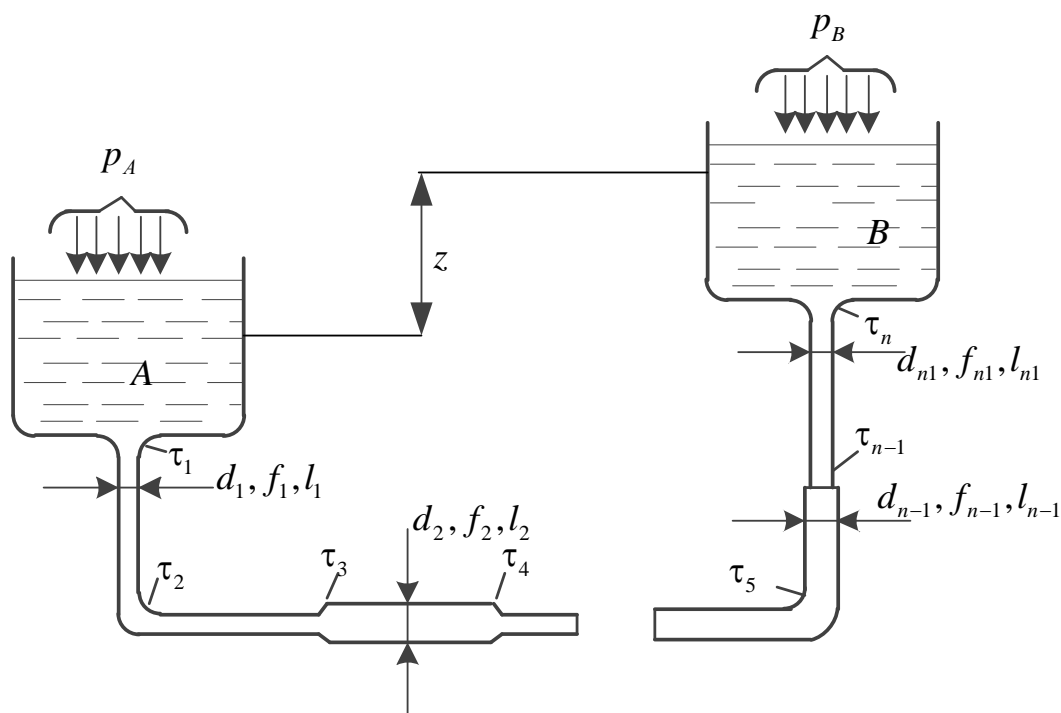


Рисунок 3.19 – Схема простого трубопровода

Выразив с помощью уравнения неразрывности $v_1 A_1 = v_2 A_2 = \dots = v_n A_n$ все скорости v_i через одну, например v_1 , получим

$$\Delta H = \frac{P_A - P_B}{\rho g} = z + \frac{v_1^2}{2g} \left[\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i l_i}{d_i} \left(\frac{A_1}{A_i} \right)^2 + \sum_{k=1}^m \xi_k \left(\frac{A_1}{A_k} \right)^2 \right].$$

Если выражение в квадратных скобках обозначить через $\zeta_{\text{сист}}$, то

$$\Delta H = (p_A - p_B) / (\rho g) = z + \zeta_{\text{сист}} v_1^2 / (2g). \quad (3.41)$$

Так как $Q = v_1 A_1$, то формулу (3.41) можно записать в виде

$$\Delta H = (p_A - p_B) / (\rho g) = z + \zeta_{\text{сист}} Q^2 / (2g A_1^2). \quad (3.42)$$

Решив уравнение (3.42), найдем

$$Q = \frac{A_1}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{2g(\Delta H - z)}. \quad (3.43)$$

Формулы (3.42) и (3.43) решают первую и вторую задачи.

Решение третьей задачи сводится к определению оптимального диаметра трубопровода при заданном расходе жидкости.

Подачу заданного объёма жидкости можно осуществить через трубопроводы различных диаметров. Чем меньше диаметр трубопровода, тем меньше потребуется металла на его изготовление и соответственно снизится стоимость. Однако при заданном расходе жидкости с уменьшением диаметра трубопровода увеличивается скорость течения, а следовательно, растут потери напора, так как по формуле (3.41) потери напора пропорциональны квадрату скорости течения жидкости.

Таким образом, для прокачивания жидкости по трубопроводу малого диаметра потребуются более дорогие насосы, создающие более высокое давление и потребляющие больше энергии. Экономия стоимости трубопровода одновременно приводит к удорожанию насосной установки и повышению эксплуатационных расходов. Поэтому решение задачи по выбору диаметра трубопровода требует не только технических, но и экономических расчётов.

Используя формулу (3.7) и выразив в ней площадь A через диаметр d , можно записать

$$Q = vA = v\pi d^2/4,$$

откуда

$$d = \sqrt{4Q/v\pi}, \quad (3.4)$$

где d – внутренний диаметр трубопровода, м; Q – расход жидкости, м³/с; v – скорость жидкости, м/с.

Различные исследования показали, что оптимальный диаметр трубопровода соответствует скорости течения жидкости порядка 1 м/с.

3.5 Гидравлический удар

Основоположником гидродинамики является Николай Егорович Жуковский. Он открыл и исследовал такое явление, как гидравлический удар, в 1897–1899 гг. Этот процесс характеризуется резким скачком давления в системе, заполненной жидкостью, с быстрым изменением скорости ее потока за короткий промежу-

ток времени. Гидроудар наносит огромный ущерб инженерным системам – он способен образовывать продольные трещины в трубопроводах, при этом разрушая оборудование (насосы, сосуды под давлением и теплообменники). Зачастую основной причиной возникновения гидроудара в системе является резкое перекрытие трубопровода запорной арматурой либо внезапный пуск или остановка насоса. Наличие воздушных пробок также служит первостепенной причиной появления гидроудара. Изменение давления и скорости потока при этом имеет волновой характер. Скорость и напор в системе могут как стремительно повышаться, так и понижаться. В зависимости от скорости и напора различают положительный гидроудар, который возникает при увеличении давления в трубопроводе от его резкого перекрытия либо включения насоса; отрицательный – при снижении давления из-за открытия запорных устройств либо отключения насосного оборудования. В особенности ощутимый ущерб приходится на уплотнительные элементы и фланцевые прокладки, именно они в первую очередь дают течь. Гидроудар наиболее опасен в местах резких переходов с одного сечения трубы на другое, так как давление в точке преграды резко увеличивается, а в месте расширения трубы, наоборот, резко уменьшается, что порождает ударную волну. Если давление в системе окажется больше допустимого, то на данном участке трубопровода возможно нарушение его целостности.

Предположим, что по трубопроводу течёт поток со скоростью v . Резко преграждаем ему путь краном или любым другим запорным приспособлением. Жидкость не сразу остановится по всему трубопроводу. Сначала остановятся ее передние слои, находящиеся непосредственно у заслонки. Следующие слои, не имея возможности продолжить движение, будут давить на передние слои, сжимать их и тоже останавливаться. В слоях, следующих друг за другом, образуется область повышенного давления, которая в виде ударной волны отразится от задвижки со скоростью c в направлении, обратном движению жидкости.

Ударная волна, достигнув начального сечения трубы, станет (в определённых условиях) двигаться обратно к задвижке с той же скоростью, но уже с пониженным давлением. Достигнув сечения

задвижки, ударная волна с меньшим давлением опять вернётся к начальному сечению трубопровода. Таким образом, при гидравлическом ударе в жидкости возникает чередующийся процесс резкого повышения и понижения давления, который из-за вязкости жидкости быстро затухает.

По формуле Н.Е. Жуковского перепад давлений при полной остановке жидкости в месте возникновения гидравлического удара определяется как

$$\Delta p = \rho v c, \quad (3.45)$$

где ρ – плотность жидкости; v – скорость жидкости до установки задвижки; c – скорость распространения ударной волны, которая обычно близка к скорости распространения звука в данной жидкости.

При неполном гидроударе фронт ударной волны не только меняет направление своего движения, но и частично проходит далее сквозь не закрытую до конца задвижку.

Чем выше сжимаемость жидкости, тем ниже скорость распространения ударной волны в ней, а следовательно, и значение Δp в формуле (3.45). Кроме того, некоторая деформация трубы при гидравлическом ударе также снижает его значение. Тем не менее скачок давления при гидравлическом ударе очень большой (от 1 до 10 МПа).

Для предотвращения или ослабления гидравлического удара необходимо плавно открывать и закрывать запорные устройства на трубопроводе. При плавной регулировке давление в трубопроводе будет выравниваться постепенно, а ударная волна окажется незначительной. Но далеко не каждый запорный механизм способен обеспечить плавное перекрытие потока жидкости. Например, шаровой кран при неосторожном движении способен одним поворотом перекрыть весь поток. Поэтому, чтобы избежать серьезных гидравлических ударов, нужно уже на этапе проектирования учитывать специфику применяемой запорной арматуры и выбирать ту, которая способна гарантированно обеспечить плавное и равномерное закрытие. Из формулы (3.45) следует, что для смягчения гидравлического удара нужно применять трубы большего

диаметра, в которых рабочая среда движется с меньшей скоростью. Иногда устанавливают перед задвижками воздушные колпаки или пружинные компенсаторы, воспринимающие на себя повышенное давление и локализирующие распространение гидравлического удара.

После гидравлического расчета трубопровода и определения диаметров труб на участках необходимо выполнить экономическую оценку, чтобы принять грамотное решение о возможности компенсации нагрузок гидроудара путем применения труб с увеличенным условным проходом.

Применение компенсирующих резиновых вставок в местах соединения трубопровода с насосным оборудованием, наличие гидроаккумулирующих емкостей в системах, отлаженная автоматизация, грамотно проведенные пусконаладочные работы и своевременное обслуживание – все это залог качественного, надежного и долговечного существования трубопровода.

3.6 Истечение жидкостей из отверстия и насадки

Истечение жидкостей из отверстий. Применим уравнение Бернулли к истечению жидкости из небольшого отверстия в дне широкого сосуда (рисунок 3.20,а). Примем условия:

- сосуд открыт и истечение происходит в атмосферу;
- вся жидкость в сосуде представляет собой единую трубку тока, начинающуюся на свободной поверхности жидкости и заканчивающуюся в выходном отверстии;
- площадь выходного отверстия A_0 ;
- давление на свободную поверхность жидкости и давление в среде, куда вытекает жидкость, равны атмосферному давлению p_0 ;
- принимаем $H = z$;
- пренебрегаем скоростью жидкости на свободной поверхности.

Представим уравнение Бернулли для двух сечений трубки тока (свободной поверхности 1 – 1 и выходного отверстия 2 – 2):

$$H + p_0/(\rho g) = p_0/(\rho g) + v_0^2/(2g),$$

где H – геометрический напор в центре отверстия; v_0 – скорость течения жидкости в выходном отверстии.

Из этого уравнения получается формула, определяющая скорость истечения жидкости. Она называется формулой Торричелли и выражает скорость истечения идеальной жидкости из отверстия:

$$v_0 = \sqrt{2gH}$$

или

$$Q_0 = A_0\sqrt{2gH}. \quad (3.46)$$

Если происходит истечение жидкости через отверстие в боковой стенке сосуда (рисунок 3.20,б), которое так мало, что давление по его сечению можно считать постоянным, то приведённые выше рассуждения остаются справедливыми и для этого случая.

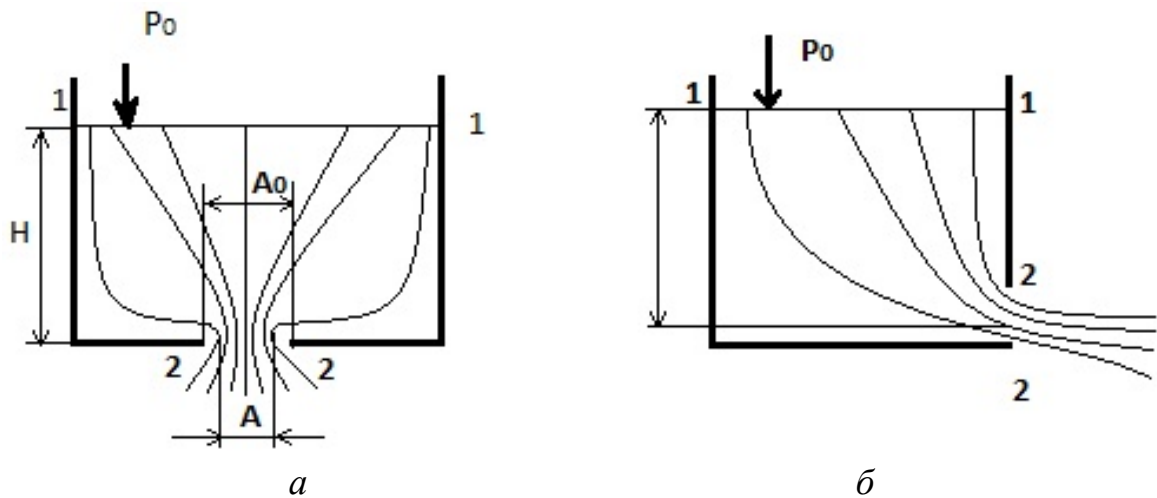


Рисунок 3.20 – Истечение жидкости через отверстия

Из формулы Торричелли следует, что скорость истечения жидкости из отверстия одинакова для всех жидкостей и зависит лишь от высоты, с которой жидкость опустилась. Она равна скорости свободного падения тела с той же высоты. Для реальных жидкостей скорость будет меньше, она зависит от формы, размера отверстия и вязкости жидкости.

При расчёте скорости и расхода реальной жидкости необходимо учесть два следующих фактора:

– выходное отверстие является местным сопротивлением для вытекающей среды;

– площадь A живого сечения вытекающей струи несколько меньше площади A_0 отверстия в стенке, потому что частицы жидкости при входе в отверстие не могут резко изменить направление своего движения.

Влияние первого фактора учитывается коэффициентом скорости $\psi < 1$:

$$v = \psi \sqrt{2gH} = \psi v_0. \quad (3.47)$$

Для воды в среднем $\psi = 0,97$.

Второй фактор учитывается коэффициентом сжатия струи α , причём

$$A = \alpha A_0. \quad (3.48)$$

Для воды можно считать в среднем $\alpha = 0,67$.

Из формул (3.47) и (3.48) следует

$$Q = \alpha \psi A_0 \sqrt{2gH} = \alpha \psi Q_0 = \mu Q_0, \quad (3.49)$$

где $\mu = \alpha \psi$ – коэффициент расхода.

Истечение жидкости через насадки. На практике часто требуется увеличить коэффициент расхода, добиться сохранения формы струи (гидромонитор, брандспойт и т. п.). Для этой цели применяют различные насадки (рисунок 3.21).

При течении жидкости в конце насадки поток полностью занимает ее сечение (рисунок 3.22, сечение 2 – 2), поэтому при коэффициенте сжатия $\alpha = 1$ коэффициент расхода $\mu = \psi$.

При входе в насадку образуется застойная зона (рисунок 3.22, сечение 1 – 1): диаметр струйки уменьшается, создаётся область пониженного давления, жидкость подсасывается в насадки, вследствие чего возрастает коэффициент расхода $\mu = \psi$.

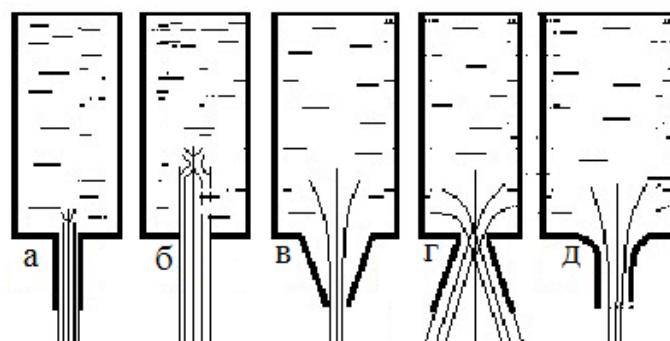


Рисунок 3.21 – Основные типы насадок:
а и *б* – внешний и внутренний цилиндрические;
в и *г* – сходящийся и расходящийся; *д* – криволинейного
 очертания, имеющий форму сжатой струи

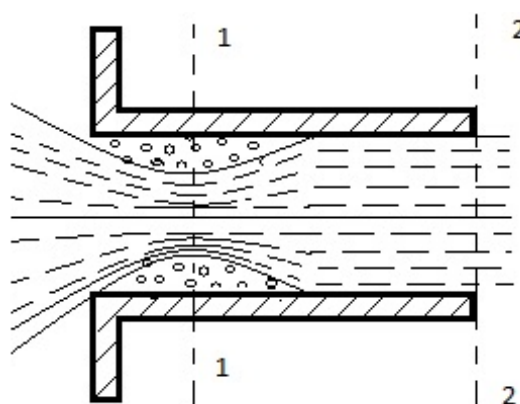


Рисунок 3.22 – Поток в цилиндрической насадке

Наличие застойной зоны приводит к дополнительным потерям на трение в жидкости, поэтому коэффициент скорости ψ в насадках не превышает значения 0,97 для случая истечения из отверстия в тонкой стенке.

В таблице 3.3 приведены значения расхода $\mu = \psi$ для насадок, показанных на рисунке 3.21.

Таблица 3.3 – Коэффициент расхода для насадок разного типа

Тип насадки	μ	Тип насадки	μ
Внешний цилиндрический	0,82	Расходящийся конический с наклоном образующих к оси 5°	0,57
Внутренний цилиндрический	0,71	Конический (по форме сжатой струи)	0,97
Сходящийся конический с наклоном образующих к оси 5°	0,92		

Контрольные вопросы

1. Что изучает гидродинамика?
2. Какие параметры характеризуют перемещающуюся жидкость?
3. Что называют жидкой частицей?
4. Что такое траектория жидкой частицы?
5. Что такое поле скоростей жидкости?
6. Что такое линия тока?
7. Как Вы считаете, в установившемся потоке линии тока совпадают с траекториями жидких частиц или нет?
8. Дайте определение живого сечения трубки.
9. Что такое элементарный объём (или массовый)? Единицы измерения массового объёма.
10. Дайте определение уравнения неразрывности течения.
11. Что в гидрогазодинамике считают потоком?
12. Что называют смоченным периметром?
13. Дайте определение установившегося движения жидкости.
14. Дайте определение неустановившегося движения жидкости.
15. Чему равен гидравлический радиус?
16. Дайте определение ламинарного (послойного) режима течения жидкости.
17. Дайте определение турбулентного режима течения жидкости.
18. Дайте определение напорного движения жидкости.
19. Дайте определение безнапорного движения жидкости.
20. Напишите формулу для определения числа Рейнольдса.
21. Напишите дифференциальное уравнение движения идеальной жидкости (уравнение Эйлера).
22. Напишите уравнение Бернулли. Каков геометрический смысл уравнения?
23. Принцип работы трубки Пито. Как определить скорость с использованием трубки Пито?
24. Принцип работы трубки Вентури. Как определить расход с использованием трубки Вентури?

25. Принцип работы трубки Прандля. Как определить скорость с использованием трубки Прандля?

26. Напишите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.

27. Из каких потерь состоит полная потеря напора?

28. Что определяют по формуле Пуазейля? Напишите формулу.

29. Как определить потери напора по длине?

30. Назовите основные параметры трубопровода и арматуры.

31. Где используются магистральные трубопроводы и что входит в их состав?

32. Где используются городские (поселковые) коммунально-сетевые трубопроводы и как их подразделяют?

33. Где используются технологические трубопроводы?

34. Основные причины гидроудара.

35. Чем характерен гидроудар как процесс?

36. По какой формуле определяется значение перепада давлений Δp при полной остановке жидкости в месте возникновения гидравлического удара?

37. Напишите и охарактеризуйте уравнение Торричелли для идеальной жидкости.

38. Напишите и охарактеризуйте уравнение Торричелли для реальной жидкости.

4 НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

4.1 Основные понятия о насосах

Насосы – гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей под напором. Гидравлическими называют машины, которые сообщают проходящей через них жидкости механическую энергию либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочим органам. Преобразуя механическую энергию приводного двигателя в энергию движущейся жидкости, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе. Насос в любом случае гидравлическая машина, преобразующая энергию приводного двигателя в потенциальную энергию давления и кинетическую энергию движущейся жидкости.

Основные требования, предъявляемые к насосам, – надёжность, долговечность и экономичность.

К основным параметрам насосов относятся пять величин. Это производительность Q , напор H , высота всасывания $h_{вс}$, мощность N и коэффициент полезного действия η .

Производительность Q ($\text{м}^3/\text{с}$) – объём жидкости, подаваемый насосом в нагнетательную линию в единицу времени. В гидродинамике мы использовали понятие объёмного расхода V , которое аналогично производительности насоса.

Напор H (м). С точки зрения энергетики напор – это избыточная удельная энергия, которую насос сообщает единице веса жидкости. С инженерной точки зрения напор – это высота, на которую насос может поднять (закачать) жидкость. Изобразим схему простейшей насосной установки, например для перекачивания воды из колодца (рисунок 4.1). Чтобы перекачать жидкость из нижнего резервуара 4 по всасывающей 3 и нагнетательной 2 трубам в напорный бак 1, двигатель должен сообщить жидкости необходимую энергию, т. е. создать напор насоса.

Напор действующего насоса, который называется *манометрическим*, определяют по показаниям манометра (М) и вакуумметра (В) насосной установки по формуле

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + z_0 + \left(v_{\text{наг}}^2 - v_{\text{вс}}^2 \right) / (2g), \quad (4.1)$$

где $h_{\text{ман}}$ и $h_{\text{вак}}$ – показания соответственно манометра и вакуумметра, м; z_0 – расстояние между точками присоединения манометра и вакуумметра, м; $\left(v_{\text{наг}}^2 - v_{\text{вс}}^2 \right) / (2g)$ – разность скоростных напоров во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м.

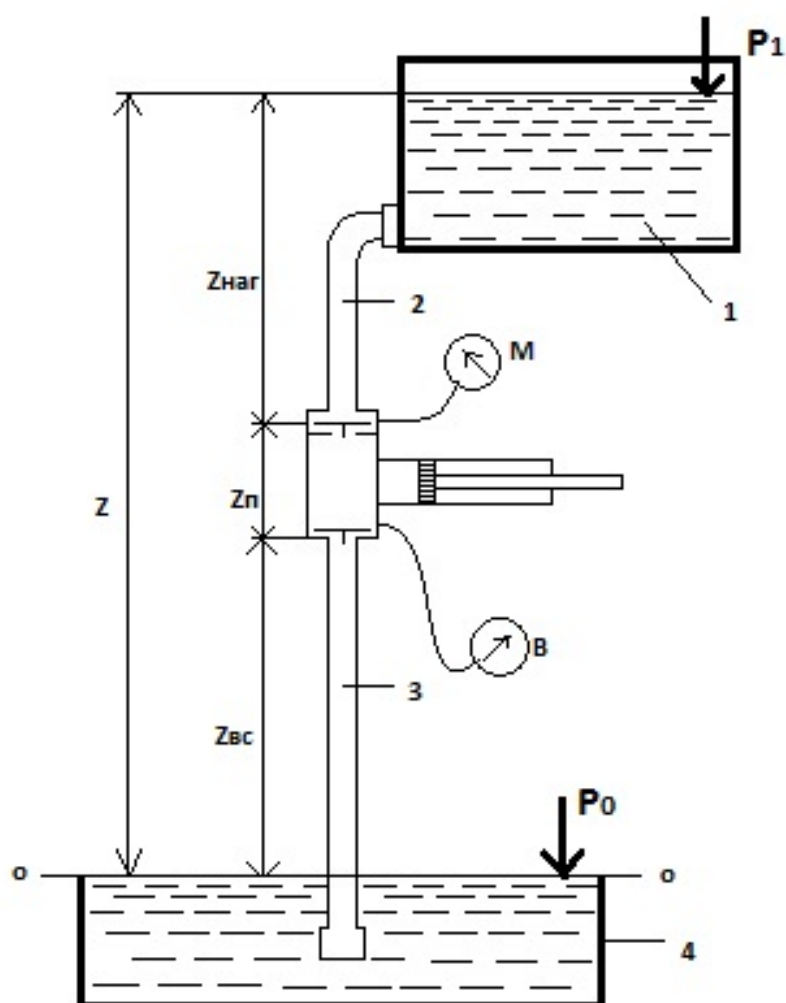


Рисунок 4.1 – Поршневой насос

Разностью скоростных напоров ввиду её малости пренебрегают. Тогда формула (4.1) принимает вид

$$H = h_{\text{ман}} + h_{\text{вак}} + z_0. \quad (4.2)$$

Из формулы (4.2) видно, что манометрический напор насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра в метрах водяного столба плюс вертикальное расстояние между точками присоединения манометра и вакуумметра. При подборе насоса (см. рисунок 4.1) его напор определяют по следующей формуле:

$$H = (p_1 - p_0) / (\rho g) + z_{\text{вс}} + z_{\text{наг}} + z_0 + h_{\text{сопр}}, \quad (4.3)$$

где $z_{\text{вс}}$ – высота всасывания, м; $z_{\text{наг}}$ – высота нагнетания, м; $h_{\text{сопр}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{наг}}$ – общая потеря напора на преодоление гидравлического сопротивления во всасывающем и нагнетающем трубопроводах, м; p_0 и p_1 – давление соответственно на входе в насос и на выходе из него, м; ρ – плотность прокачиваемой жидкости, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Так как $z_{\text{вс}} + z_{\text{наг}} + z_0 = z$, то формулу (4.3) можно записать в виде

$$H = (p_1 - p_0) / (\rho g) + z + h_{\text{сопр}}. \quad (4.4)$$

Высота всасывания. На свободную поверхность жидкости в нижнем резервуаре действует атмосферное давление p_0 (см. рисунок 4.1).

Чтобы жидкость из приёмного резервуара поднялась по всасывающей трубе на высоту $z_{\text{вс}}$ и заполнила рабочую камеру насоса, необходимо создать в ней разрежение. При этом в рабочей камере действует остаточное абсолютное давление $p_{\text{вс}} < p_0$.

Мощность и КПД насоса. При подаче объёма V жидкости на высоту H насос совершает полезную работу, измеряемую в джоулях:

$$W = V \rho g H. \quad (4.5)$$

Полезная мощность (в ваттах) определяется по формуле

$$N = Q H \rho g, \quad (4.6)$$

где Q – объёмный расход жидкости, м³/с.

Однако полезная работа насоса сопровождается дополнительными потерями энергии, затрачиваемой:

– на преодоление гидравлического сопротивления в самом насосе, что учитывается гидравлическим КПД η_t ;

– на утечку части жидкости из рабочей камеры, которая учитывается объёмным КПД $\eta_{об}$;

– на преодоление трения в механизмах насоса, что учитывается механическим КПД $\eta_{мех}$.

Обычно полный КПД насоса $\eta = 0,6–0,85$. Меньшие значения η относятся к насосам малой мощности (примерно до 5 кВт), а большие – к насосам больших мощностей.

Мощность, потребляемая насосом (в ваттах), определяется по формуле

$$N_{нас} = N_{пол} / \eta = Q\rho gH / \eta. \quad (4.7)$$

Классификация насосов. По принципу действия, а также по конструктивным особенностям насосы подразделяют на лопастные, объёмные и струйные.

Лопастными насосы называют потому, что их основным элементом является рабочее колесо с закреплёнными на нем лопастями. Принцип действия лопастных насосов основан на силовом взаимодействии лопасти с обтекающим её потоком жидкости. В зависимости от формы рабочих колёс и характера протекания в них жидкости лопастные насосы в свою очередь подразделяются на центробежные, осевые и вихревые.

К *объёмным насосам* относятся поршневые, плунжерные, роторные (шестерённые, винтовые и др.) и крыльчатые насосы. Принцип действия объёмных насосов основан на принудительном выталкивании определённого объёма жидкости из замкнутой камеры.

В объёмном насосе перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из рабочих камер вытеснителями. Под рабочей камерой понимается замкнутое пространство внутри насоса, периодически изменяющее свой объем. При вращении ротора насоса рабочие камеры попеременно сообщаются с полостями всасывания и нагнетания. Вытеснителем является рабочий орган, непосредственно совершающий вытеснение жидкости. В зависимости от вида вытеснителя объёмные насосы разделяют

на роторно-поршневые, шестеренные, пластинчатые, винтовые и др. Наиболее простыми и дешевыми объемными насосами являются шестеренные и пластинчатые.

К *струйным насосам* относятся эжекторы, инжекторы, водоструйные насосы и т. п. Для перекачивания жидкости струйным насосом используется кинетическая энергия подведённого потока рабочей жидкости.

4.2 Лопастные насосы

4.2.1 Центробежные насосы

Центробежные насосы являются одним из самых распространенных типов оборудования для перекачивания жидкостей и газов (рисунок 4.2). С их помощью выкачивают воду из колодцев и скважин, поднимают ее на значительную высоту и передают на большие расстояния по трубам. Такие насосы перекачивают теплоноситель в системах отопления и технологические жидкости на производствах. Идея использовать центробежную силу для перекачивания жидкостей принадлежит Леонардо да Винчи. Первые действующие образцы были созданы французским инженером и ученым Дени Папеном в конце XVII века.



Рисунок 4.2 – Центробежный насос

Насос включает следующие детали и узлы:

- источник энергии – электрический (или бензиновый) двигатель, смонтированный на одном валу с собственно насосной частью механизма;
- вал, опирающийся на подшипники;
- рабочее колесо, на поверхности которого размещены лопасти;
- корпус с направляющими поток профилями;
- уплотнения на валу;
- входной патрубок, находящийся на оси изделия;
- выходной патрубок, расположенный у внешней стенки корпуса по касательной к нему.

Насос содержит также вспомогательные узлы:

- входные и выходные шланги или трубопроводы;
- запорный клапан, не дающий жидкости течь в обратном направлении;
- фильтр;
- манометр для измерения давления жидкой среды;
- датчик сухого хода, отключающий насос при отсутствии жидкости в магистрали;
- краны и вентили для управления напором.

Принцип действия центробежного насоса несложен (рисунок 4.3).

При вращении рабочего колеса его лопасти захватывают жидкую среду и увлекают ее за собой. Центробежные силы, возникающие при вращении жидкости, отжимают ее к внешним стенкам корпуса, где создается избыточное давление. Давление выталкивает жидкую среду в выходной патрубок. Под действием разрежения, создающегося в центре насоса, очередная порция жидкости всасывается из приемного патрубка.

В конструкцию центробежного насоса могут вноситься изменения и дополнения, направленные на повышение его эффективности и приспособление к перекачиваемой жидкости.

Большую популярность насосов центробежного типа обуславливают их несомненные достоинства:

- высокая эффективность;

- простота конструкции;
- постоянство характеристик создаваемого потока – скорости и напора;
- компактность и относительно малый вес;
- простое техобслуживание (достаточно общих навыков слесарных работ);
- высокая надежность. Большой срок наработки на отказ.

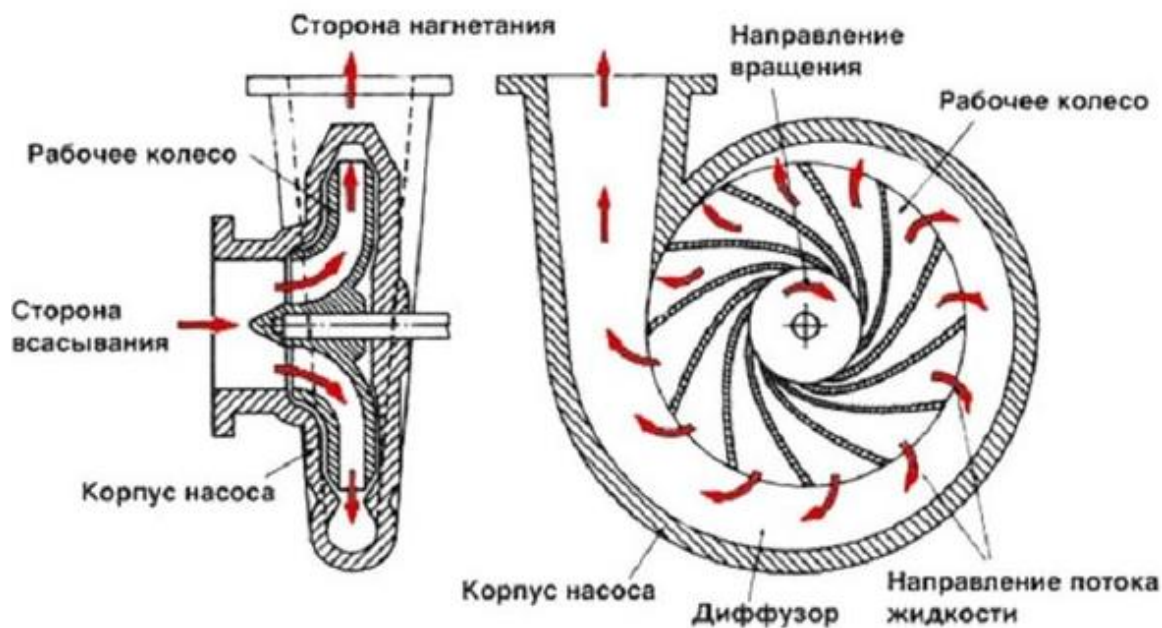


Рисунок 4.3 – Принцип работы центробежного насоса

Кроме достоинств, данному типу гидромашин свойствен ряд недостатков:

- для запуска необходимо заполнить рабочую камеру жидкой средой. Нарушение этого правила приводит к быстрому износу и выходу из строя;

- малый напор, создаваемый рабочим колесом.

Чтобы обеспечить эффективное функционирование центробежного устройства, при монтаже предусматривают схему заполнения рабочей камеры водой через перепускные патрубки или заливные горловины (рисунок 4.4).

Для повышения напора ставят центробежные электронасосы в каскад.

При классификации центробежных насосов учитывают способ уплотнения вала, метод соединения рабочего органа с силовым приводом. Дополнительные различия накладывает тип жидкости, которую перекачивает помпа.

Существуют насосы спирального типа, отводящие жидкость в спиральный лабиринт. В части устройств используется неподвижное колесо с направляющими лопатками для потока жидкости.

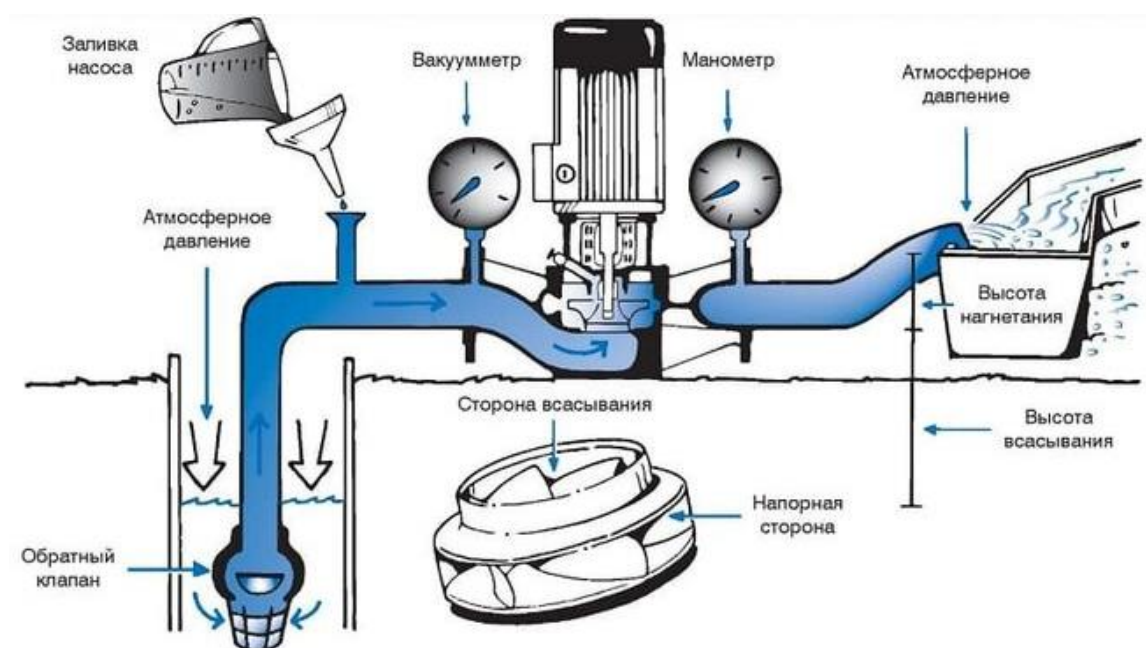


Рисунок 4.4 – Функционирование насоса в системе

Оборудование разделяется по способу установки. Малогабаритные помпы допускается монтировать на переносных рамах или крепить внутри корпусов бытовой техники. Конструкции для водоснабжения жилого дома или промышленного объекта размещаются на бетонном основании, в котором заранее расположены анкеры. При монтаже установки под открытым небом предусматривается защитный козырек, предотвращающий попадание атмосферных осадков в корпус мотора.

Области применения насосов центробежного типа разнообразны.

1. Обеспечение питьевой водой жилых зданий и промышленных помещений. Специальные устройства погружного типа обо-

рудованы контроллером, не допускающим вращение ротора без подачи жидкости.

2. Перекачка нефтепродуктов или иных жидкостей в промышленных условиях или на складах.

3. Подача смеси воды и специального пенообразователя к пожарному стволу. Установки монтируются на шасси пожарных автомобилей. Привод осуществляется от основного двигателя через коробку отбора мощности.

4. Обеспечение циркуляции теплоносителя в отопительных системах.

5. Подача воды или моющего раствора в стиральных и посудомоечных машинах.

6. Обеспечение напора воды в оросительных установках сельскохозяйственного назначения.

7. Подача охлаждающей жидкости в тепловых машинах (например, в двигателях внутреннего сгорания).

8. Заполнение и слив воды из цистерн на грузовых кораблях (балластная нагрузка для обеспечения остойчивости).

9. Перекачивание жидкостей, используемых при производстве пищевых продуктов.

Устройство центробежного насоса. Любой центробежный насос состоит из двух основных узлов: мотора и рабочей камеры или проточной части. В зависимости от назначения, типа перекачиваемой жидкости конструкция и применяемые материалы могут меняться, но состав основных элементов одинаков:

- двигатель;
- спиральный корпус – «улитка»;
- рабочее колесо – крыльчатка;
- рабочий вал;
- уплотнение вала;
- подшипник вала;
- входной патрубок (фланец);
- выходной патрубок (фланец).

Корпус центробежного насоса может быть монолитным или разъемным – для удобства ремонта и ухода за агрегатом. Особые требования к внутренней поверхности корпуса – она должна быть

максимально гладкой. Все неровности и дефекты затрудняют прохождение жидкости и снижают эффективность работы центробежного насоса. Отвод жидкости происходит через спиралевидную камеру с расширением к выходу, поэтому такие центробежные насосы часто называют «улиткой». Отводящая камера переходит в патрубок, к которому подсоединяется напорный трубопровод.

Главная деталь лопастного насоса – рабочее колесо-ротор. От него передаётся в перемещаемую жидкую среду механическая энергия вращения вала двигателя. Для повышения эффективности действия центробежного насоса в корпусе устанавливают несколько роторов на одном валу. Такой агрегат способен создавать на выходе высокое давление и называется многоступенчатым.

По конструкции рабочее колесо может быть открытым или закрытым. Вариант, когда лопасти закрыты с боков дисками, более эффективен, в нём отсутствуют ненужные перетекания жидкости из одной полости в другую.

Характеристика насоса. Подача насоса, напор и потребляемая насосом мощность изменяются при изменении частоты вращения. При этом его рабочая характеристика также изменяется и может быть получена пересчётом: подачу нужно изменить пропорционально первой степени частоты вращения, напор – пропорционально квадрату частоты вращения, мощность – пропорционально кубу частоты вращения:

$$Q_2/Q_1 = n_2/n_1; \quad (4.8)$$

$$H_2/H_1 = n_2^2/n_1^2; \quad (4.9)$$

$$N_2/N_1 = n_2^3/n_1^3. \quad (4.10)$$

На рисунке 4.5 приведены типичные кривые изменения напора H , мощности N и КПД η в зависимости от подачи насоса Q при постоянной частоте вращения n .

Характеристика центробежного насоса показывает, что напор, развиваемый насосом при постоянной скорости вращения вала и колеса насоса, не остаётся постоянным, а изменяется в зависимости от подачи насоса. Так, например, для насоса, характе-

ристика которого приведена на рисунке 4.5, наибольший напор $H_{\text{макс}}$ соответствует расходу жидкости Q . При дальнейшем увеличении расхода Q напор H , развиваемый насосом, постепенно уменьшается.

Если на нагнетательном трубопроводе закрыть задвижку, подача жидкости центробежным насосом прекращается, $Q = 0$. При этом, как показывают кривые характеристики, незначительно понижается и напор насоса H .

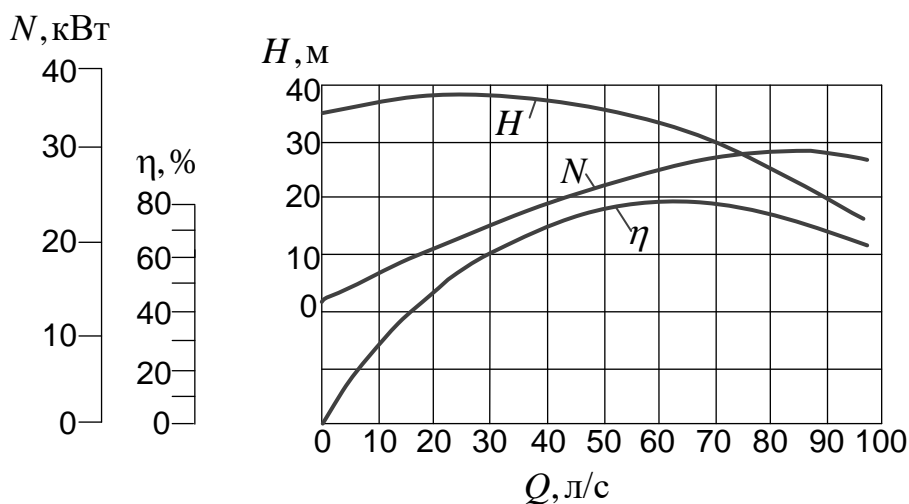


Рисунок 4.5 – Характеристика центробежного насоса

Вместе с изменением подачи насоса и соответствующим изменением напора изменяется мощность N , потребляемая насосом, а также его КПД.

Минимальная мощность, потребляемая насосом при полной закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе, соответствует так называемому холостому ходу, т. е. работе насоса при $Q = 0$. При $Q = 0$ и КПД = 0. В этом случае полезной работы по перемещению жидкости насос не совершает, а затрачиваемая мощность холостого хода целиком расходуется на преодоление механических потерь от всех видов трения в насосе (трение в подшипниках и уплотнениях вала, трение жидкости, заполняющей корпус насоса, о лопадки и т. п.).

На рисунке 4.5 видно, что наиболее высокий КПД порядка 79–80 % достигается для данного насоса при вполне определённом расходе жидкости – $Q = 65$ л/с, дальнейшее уменьшение или

увеличение расхода жидкости приводит к понижению КПД насоса. Это показывает, что, пользуясь характеристикой насоса, можно выбрать режимы, когда насос будет работать при высоких значениях КПД, т. е. наиболее экономично потреблять энергию. По расходу жидкости и значениям КПД можно также судить о целесообразности использования насоса в заданных условиях.

Используя зависимости (4.8)–(4.10) и зная характеристику насоса при определённой частоте вращения n_1 , всегда можно построить его характеристику при другой частоте n_2 .

Основное уравнение центробежного насоса. Это уравнение позволяет теоретически определить характеристику насоса.

На рисунке 4.6 приведена общая схема канала рабочего колеса центробежного насоса. Поток жидкости из нижнего резервуара со скоростью c_0 поднимается к рабочей камере. Затем жидкость направляется в канал колеса, увеличивая при этом скорость до величины $c_1 > c_0$, а относительно колеса жидкость движется со скоростью w_1 .

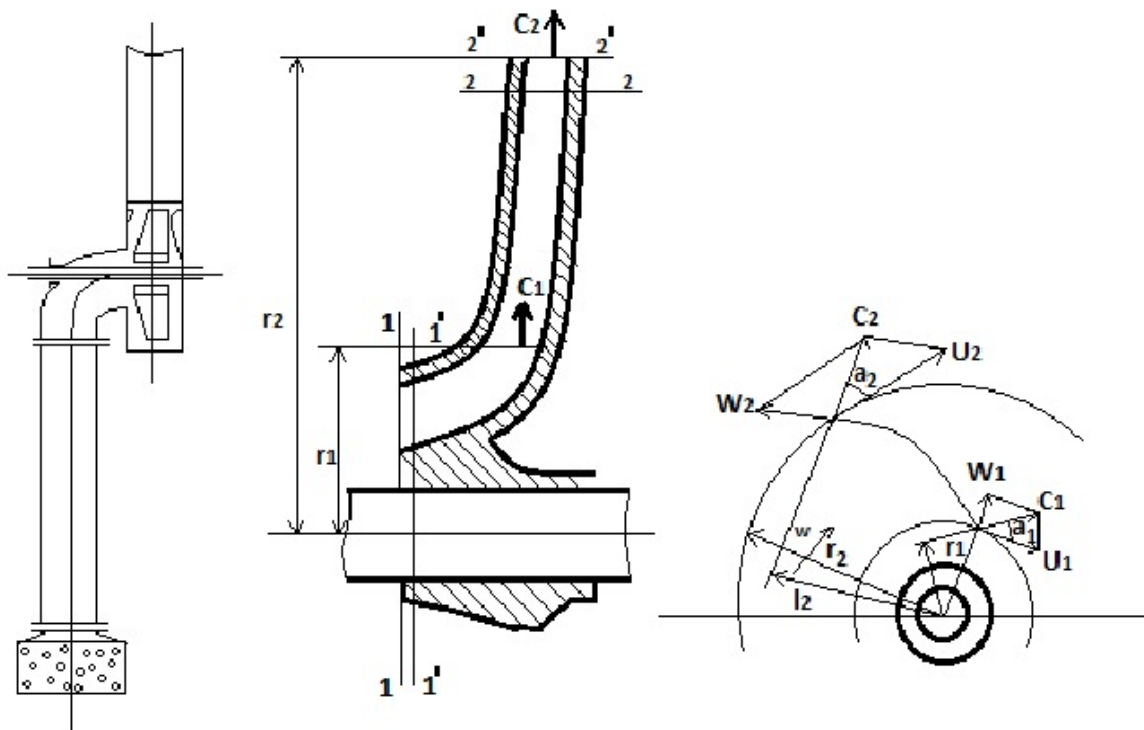


Рисунок 4.6 – Схема канала рабочего колеса центробежного насоса

Допустим, что в каждом канале колеса движется одна элементарная струйка, траектория которой повторяет контур лопатки.

Частицы жидкости в элементарной струйке, двигаясь по каналу, изменяют свою скорость не только по направлению, но и по величине. С точки зрения кинематики это происходит по двум причинам: во-первых, жидкость движется относительно лопатки, во-вторых, само колесо вращается, т. е. лопатка движется относительно подводящего и отводящего патрубков. В результате скорость c частиц жидкости относительно покоящихся частей насоса складывается (векторно) из скорости w жидкой частицы относительно лопатки и скорости u той точки вращающейся лопатки, к которой примыкает данная жидкая частица. Таким образом,

$$c = w + u. \quad (4.11)$$

Равенство (4.11) выражает хорошо известное правило векторного сложения скоростей и справедливо для любой точки канала, в частности и на входе, и на выходе из него. Геометрически формуле (4.11) соответствует известное правило параллелограмма (треугольника векторов).

Поскольку движение колеса вращательное, то скорость u направлена по касательной к колесу (см. рисунок 4.6), а её величина связана с угловой скоростью ω известным соотношением

$$u = \omega r = 2\pi r, \quad (4.12)$$

где r – расстояние рассматриваемой точки (жидкой частицы) от центра колеса; ω – частота вращения колеса.

Что касается скорости w , то её направление для данного колеса также известно и согласно сделанному допущению определяется направлением лопатки в данной точке. Итак, в треугольнике векторов c , w , u (из кинематики и геометрии лопатки) определяются одна сторона и угол. Чтобы определить скорость жидкости на выходе из насоса, остаётся найти ещё один элемент треугольника скоростей. Недостающую связь и даёт основное уравнение центробежного насоса, которое устанавливает соотношение между скоростями на входе и выходе и создаваемым напором H .

Для вывода этого уравнения воспользуемся известным из динамики законом изменения момента количества движения (момента импульса), согласно которому для любой механической системы скорость изменения момента количества движения L относительно некоторой оси равна моменту M внешних сил, приложенных к системе:

$$dL/dt = M. \quad (4.13)$$

В рассматриваемом случае стационарного течения элементарной струйки по каналу колеса её момент количества движения меняется под действием момента внешних сил, приложенных к струйке со стороны стенок канала.

Пусть в момент времени t элементарная струйка занимает положение между сечениями $1-1$ и $2-2$ (см. рисунок 4.6), тогда за время dt к моменту $t' = t + dt$ вся рассматриваемая жидкость переместится в новое положение между сечениями $1'-1'$ и $2'-2'$.

Обозначим через L и L' моменты количества движения всей струйки во время t и t' соответственно и отметим индексами $1-1'$, $1'-2$ и $2-2'$ моменты количеств движения жидкости между соответствующими сечениями, тогда согласно рисунку 4.6 можно записать

$$L = L_{1-1'} + L_{1'-2}; \quad L' = L_{1'-2} + L_{2-2'}.$$

Отсюда изменение момента количества движения струйки

$$dL = L' - L = L_{2-2'} - L_{1-1'}. \quad (4.14)$$

Смысл этого равенства нетрудно понять. Здесь, как и при выводе уравнения Бернулли, средняя часть струйки между сечениями $1'-1'$ и $2-2$ не вносит вклад в изменение момента количества движения всей струйки. Физически это связано с тем, что при стационарном течении в каждой точке участка от $1'-1'$ и $2-2$ скорости жидких частиц во все моменты времени совпадают, а следовательно, совпадают и их моменты количества движения. На участок $1-1'$ поступают новые частицы жидкости, в то время как с участка $2-2'$ жидкость уходит. Поэтому вклад в изменение L всей струйки дают моменты количества движения $L_{2-2'}$ и $L_{1-1'}$.

жидкости только на этих двух участках, что и показывает уравнение (4.14).

Далее, масса dm жидкости на участке $1-1'$ согласно уравнению неразрывности (3.3) равна массе на участке $2-2'$:

$$dm = \rho q dt,$$

где q – расход жидкости в канале колеса.

Обозначим через c_1 и c_2 скорости жидкости на входе и выходе из канала, т. е. на участках $1-1'$ и $2-2'$ соответственно. Тогда векторы $K_{1-1'}$ и $K_{2-2'}$ количеств движения (импульсов) жидкости на соответствующих участках можно записать в виде

$$\begin{aligned} K_{1-1'} &= c_1 dm = c_1 \rho q dt, \\ K_{2-2'} &= c_2 dm = c_2 \rho q dt. \end{aligned} \quad (4.15)$$

Момент количества движения материальной точки по определению равен произведению её количества движения K на плечо l . В рассматриваемом случае имеем

$$\begin{aligned} L_{1-1'} &= K_{1-1'} l_1 = c_1 l_1 \rho q dt, \\ L_{2-2'} &= K_{2-2'} l_2 = c_2 l_2 \rho q dt. \end{aligned} \quad (4.16)$$

Как видно из рисунка 4.6, $l_1 = r_1 \cos \alpha_1$ и $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$, где α_1 – угол между c_1 и u_1 , а α_2 – угол между c_2 и u_2 . Подставляя выражения для l_1 и l_2 , из равенств (4.16) и (4.14), находим

$$dL = (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) \rho q dt.$$

Разделив обе части на dt , получим

$$dL/dt = (c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1) \rho q. \quad (4.17)$$

Выражение в правой части равенства (4.17) согласно закону изменения момента количества движения (4.13) следует приравнять моменту внешних сил M . Момент M удобно выразить через угловую скорость ω и мощность N , подводимую насосом струйке:

$$M = N/\omega.$$

Это равенство вместе с формулами (4.17) и (4.13) даёт

$$N = [c_2 (r_2 \omega) \cos \alpha_2 - c_1 (r_1 \omega) \cos \alpha_1] \rho q. \quad (4.18)$$

Согласно формуле (4.12) величины $r_2\omega$ и $r_1\omega$ – это окружные скорости u_2 и u_1 внешней и внутренней точек колеса. Поэтому формула (4.18) примет вид

$$N = (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) \rho q. \quad (4.19)$$

Кроме того, мощность N можно выразить по формуле (4.6)

$$N = qH\rho g.$$

Сравнивая это выражение с формулой (4.19), получим уравнение центробежного насоса

$$H = (c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1) / g. \quad (4.20)$$

Формула (4.20) в самом общем виде выведена Л. Эйлером в XVIII веке для определения теоретического напора колеса. Она справедлива для всех лопастных машин: водяных, паровых и газовых турбин, центробежных насосов, вентиляторов и турбокомпрессоров.

В обычных центробежных насосах жидкость входит в канал рабочего колеса в радиальном направлении, т. е. при $\alpha_1 = 90^\circ$, поэтому второй член правой части уравнения (4.20) равен нулю и оно принимает вид

$$H_T = (c_2 u_2 \cos \alpha_2) / g. \quad (4.21)$$

Однако напор, развиваемый насосом, меньше теоретического вследствие расхода части напора на преодоление гидравлических сопротивлений при протекании жидкости через колесо насоса. Действительный напор насоса принимают равным теоретическому H_T , умноженному на гидравлический КПД η_r :

$$H_T = \eta_r (c_2 u_2 \cos \alpha_2) / g. \quad (4.22)$$

Значение гидравлического КПД η_r зависит от конструкции рабочего колеса, плавности входа потока на его лопатки, от чистоты обработки поверхностей проточных частей насоса, от размеров колеса и других факторов. Для современных крупных насосов, используемых в промышленности, гидравлический КПД имеет значения 0,85–0,95.

4.2.2 Кавитация

Кавитация (от лат. *cavitas* – пустота) – физический процесс образования пузырьков (каверн, или пустот) в жидких средах с последующим их схлопыванием и высвобождением большого количества энергии, которое сопровождается шумом и гидравлическими ударами. Этот процесс происходит в течение нескольких миллисекунд. Пузырьки могут появляться друг за другом так быстро, что кажутся одной каверной. В жизни кавитационного пузырька различают две стадии – расширение и схлопывание. Кавитационные пузырьки могут содержать разреженный пар. Кавитация возникает в результате местного понижения давления в жидкости, которое происходит либо при увеличении её скорости, например за гребным винтом судна (гидродинамическая кавитация), либо при прохождении акустической волны большой интенсивности во время полупериода разрежения (акустическая кавитация). Существуют и другие причины возникновения эффекта в результате внешних физических воздействий. Перемещаясь с потоком в область более высокого давления или во время полупериода сжатия, кавитационный пузырёк схлопывается, излучая при этом ударную волну. В своей основе кавитация имеет тот же механизм действия, что и ударная волна в воздухе, возникающая в момент преодоления твёрдым телом звукового барьера.

Явление кавитации носит локальный характер и возникает только там, где есть соответствующие условия. Исследования показали, что ведущую роль в образовании пузырьков при кавитации играют газы, выделяющиеся внутрь формирующихся пузырьков. Эти газы всегда содержатся в жидкости и при местном снижении давления начинают интенсивно выделяться внутрь указанных пузырьков. Кавитация наблюдается при работе быстроходных гидравлических машин: гидротурбин, гребных винтов, насосов и других механизмов; при этом снижается подъёмная сила, характеристики и КПД машин. Если кавитационные пузырьки схлопываются на поверхности стенок гидросистемы или вблизи их, то стенки подвергаются непрерывным гидравлическим микроударами, которые нарушают нормальную работу агрегата: в нём

создаются опасные вибрации, сопровождающиеся стуком, треском и общим шумом.

Поскольку под воздействием переменного местного давления жидкости пузырьки могут резко сжиматься и расширяться, то температура газа внутри них колеблется в широких пределах и достигает нескольких сот градусов по Цельсию. Имеются расчётные данные, что температура внутри пузырьков может повышаться до 1500 °С. Следует также учитывать, что в растворённых в жидкости газах содержится больше кислорода в процентном отношении, чем в воздухе, и поэтому газы в пузырьках при кавитации химически более агрессивны, чем атмосферный воздух, что вызывает окисление многих обычно инертных материалов. Экспериментально установлено, что максимальный шум и эрозия на деталях наступают одновременно. Процесс эрозии деталей насосов, турбин, клапанов и других механизмов происходит так быстро, что, например, рабочее колесо насоса после нескольких недель работы выходит из строя. Насосы кавитируют, когда давления низки или скорости очень велики. В этих случаях происходит отрыв жидкости от рабочего элемента насоса (поршня, лопатки и др.). Отрыв жидкости в основном зависит от величины давления на входе в рабочую камеру насоса. Если давление оказывается недостаточным и не обеспечивает неразрывность потока, то происходит отрыв жидкости и в насосе возникает кавитация. Для борьбы с кавитацией в насосах необходимо во всасывающей камере создать давление, которое достаточно, чтобы без разрыва преодолеть гидравлические сопротивления во всасывающей магистрали и в камере всасывания, а также сопротивление, обусловленное инерцией жидкости. С целью уменьшения разрушительного действия кавитации применяют более твёрдые и химически стойкие материалы для изготовления деталей, расположенных в зоне кавитируемой жидкости.

4.2.3 Осевые насосы

Осевые насосы являются динамическими лопастными машинами, в которых кинетическая энергия вращения преобразуется

в гидродинамическую энергию потока. Осевые насосы используются для перекачивания больших расходов жидкости при малом напоре.

Конструкция агрегатов этого типа достаточно проста. Схема осевого насоса показана на рисунке 4.7.

В перечень основных элементов устройства входят:

- 1 – подвод;
- 2 – рабочее колесо;
- 3 – лопаточный направляющий отвод;
- 4 – корпус;
- 5 – вал;
- 6 – сальник;
- 7 – обтекатель.

Проточная часть агрегата имеет форму изогнутой цилиндрической тубы. Благодаря этому вся конструкция насоса может легко поместиться внутри трубопровода. Напоминающее гребной винт рабочее колесо вращается под воздействием электрического мотора через вал. Направляющий аппарат и подвод с обтекателем при работе остаются неподвижными. За плавный подвод рабочей жидкости к лопастям отвечает обтекатель. Сальник устанавливается в месте, где вал выходит из корпуса.

В отличие от центробежных агрегатов, жидкость в осевых насосах передвигается в осевом направлении, из-за чего они и получили такое название. В результате динамического воздействия лопасти на жидкость давление над лопастью повышается, а под ней уменьшается. Благодаря возникающей подъемной силе частицы жидкости двигаются вдоль оси рабочего колеса, одновременно с этим поток закручивается. Для прекращения вращения жидкости за рабочим колесом установлен направляющий аппарат 3, на выходе которого расположен напорный патрубок.

Основные характеристики осевых насосов:

- напор от 3 до 100 м;
- производительность от 360 до 43200 м³ за час работы;
- способы установки – вертикальный, горизонтальный и наклонный монтаж;
- защита электромотора класса IP68.

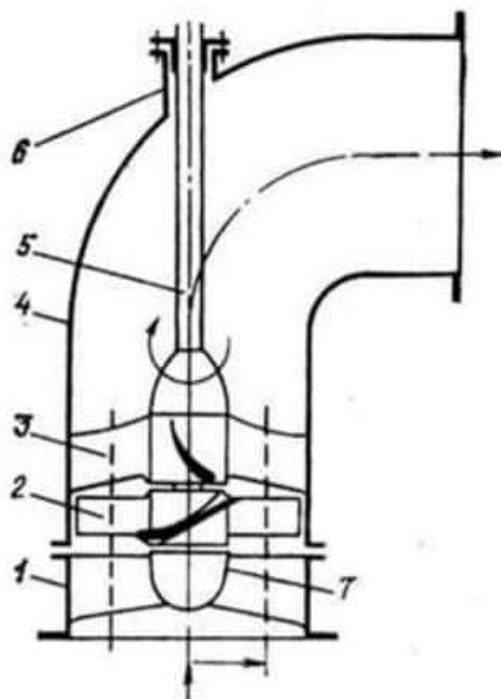


Рисунок 4.7 – Схема осевого насоса

Такие насосы отличаются низким уровнем шума, малыми габаритами, способностью пропускать фракции диаметром до 84 мм и простой установкой. Кроме того, осевые насосы не требуют специального обслуживания и просты в ремонте.

Осевые насосы активно применяются в тех сферах, где требуется регулярная подача большого количества жидкости при малых напорах. Агрегаты этого типа отличаются простой конструкцией, высокой надежностью и устойчивостью к механическим повреждениям. Осевые насосы используют в системах циркуляционного водоснабжения ТЭС и АЭС, орошения, в промышленности для транспортировки жидкости при низком напоре.

Среди наиболее распространенных сфер использования агрегатов можно выделить балластные системы плавучих доков, кораблей-ледоколов. Также эти насосы применяются на морских паротурбинных судах с целью перекачивания воды за бортом через главные конденсаторы. Насосное оборудование этого типа не снабжается системой сухого всасывания и имеет низкую допустимую вакуумметрическую всасывающую высоту.

Достоинства осевых насосов:

- высокая подача;
- возможность регулирования характеристик с помощью механизма поворота лопастей;
- высокая надежность;
- простота обслуживания;
- высокий КПД.

Недостатки осевых насосов:

- отсутствие самовсасывания;
- низкий напор.

4.2.4 Вихревые насосы

Вихревые насосы используются для перекачки среды из резервуаров и водоемов, подъема воды из скважин, перемещения газообразных веществ (рисунок 4.8.). Они работают только при отсутствии механических примесей в жидкости. Области применения вихревых насосов:

- системы водообеспечения жилых зон;
- оросительные комплексы;
- химическая промышленность;
- компрессоры пониженного давления;
- питающие насосы в котельных установках.

Механизм отличается простым устройством, что позволяет использовать при его изготовлении тугоплавкие сплавы, обладающие высокой прочностью и устойчивостью к агрессивной среде.

В отличие от центробежных насосов, в данном случае жидкость подводится не к центру колеса, а по касательной к его окружности.

При вращении рабочего колеса 2 жидкость, находящаяся в ячейках и полости, увлекается и под действием центробежной силы закручивается в ячейках, образуя вихри, показанные круговыми стрелками в сечении $A - A$.

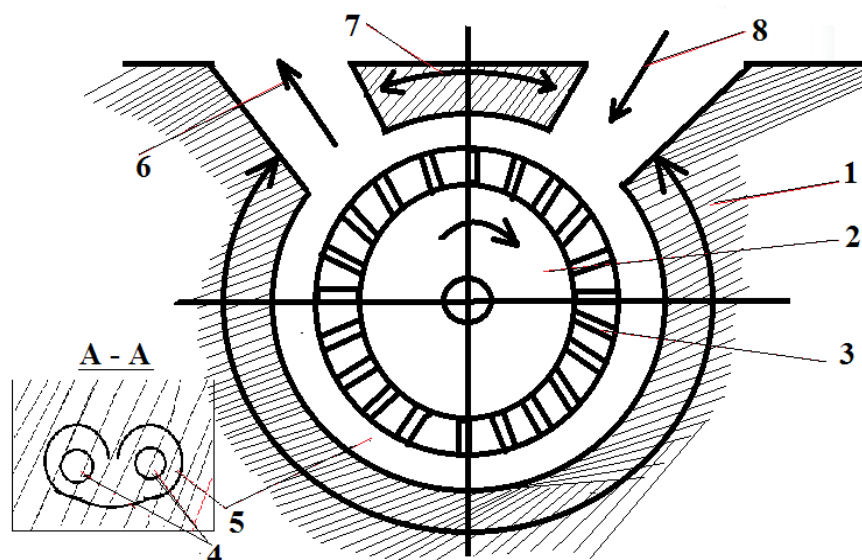


Рисунок 4.8 – Схема вихревого насоса

Таким образом, по полости 5 вместе с колесом одновременно движутся с каждой его стороны два спаренных вихревых валика, начинающихся у всасывающего канала 8. Перемычка 7 примыкает с малым зазором к окружности колеса по дуге и способствует выжиманию жидкости в нагнетательный канал 6.

Вихревой насос создаёт напор от 10 до 90 м, что в несколько раз больше напора, создаваемого центробежным насосом, при одинаковых диаметрах колёс и угловых скоростях. Если нагнетательный канал затоплен жидкостью, насос приобретает свойство самовсасывания, при этом высота всасывания достигает 4–5 м.

Вихревые насосы могут перекачивать только жидкости без механических примесей ввиду малых зазоров между колесом, корпусом и перемычкой. При возрастании вязкости жидкости работа насоса заметно ухудшается. Подача выпускаемых в России вихревых насосов достигает $35 \text{ м}^3/\text{ч}$. Недостатком таких насосов является их низкий КПД (30–33 %), что ограничивает их применение.

Вихревой поверхностный насос, если сравнивать его с обычными центробежными с такими же габаритами, может создавать в семь раз больший напор перекачиваемой жидкости. Благодаря этому свойству подобный насос высокого давления, способный работать с производительностью до 12 л перекачиваемой жидкой среды в минуту, отличается компактными габаритами.

Многие модели вихревых насосов обладают самовсасывающей способностью, то есть могут запускаться даже в том случае, если входной трубопровод предварительно не заполнен жидкой средой.

Устройство вихревого насоса позволяет использовать его для перекачивания не только жидких сред, но и смесей, содержащих газообразные включения. Более того, устройства данного типа способны перекачивать комбинированные среды и обеспечивать их транспортировку по трубопроводам с хорошим напором.

Они могут поднимать перекачиваемую жидкую среду с глубины до 20 м.

Поверхностный насос вихревого типа создает напор перекачиваемой жидкой среды, не уступающий по своим показателям напору, получаемому при помощи насосного оборудования промышленного назначения.

За счет особенностей своей конструкции вихревой самовсасывающий насос может успешно использоваться для перекачивания и транспортировки летучих жидких смесей (таких, например, как бензин и сжиженный газ).

4.2.5 Регулирование подачи и напора лопастных насосов

Регулирование дросселированием. Подачу центробежных насосов регулируют вентилем, установленным на нагнетательном трубопроводе. Вентиль позволяет изменять пропускное сечение нагнетательного трубопровода. При этом соответственно увеличивается или уменьшается количество подаваемой жидкости Q , тем самым регулируется напор H . Такое регулирование просто и легко осуществлять, поэтому оно широко применяется. Однако этот метод не экономичен, так как часть энергии двигателя расходуется на преодоление сопротивлений в задвижке.

Регулирование изменением частоты вращения. Данный метод наиболее экономичный. Однако такое регулирование возможно при использовании электродвигателей постоянного тока, двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин. Электропри-

вод переменного тока не допускает изменение частоты вращения без специальных устройств.

Регулирование поворотными направляющими лопатками. Его применяют в насосах большой подачи. Поворотные направляющие лопатки позволяют изменять абсолютную скорость перекачиваемой жидкости и этим оказывают влияние на изменение подачи и напора насоса.

По экономичности этот метод приближается к регулированию частотой вращения, так как в обоих случаях напор насоса приводится в соответствие с переменным напором сети.

4.3 Объёмные насосы

4.3.1 Поршневые насосы

Жидкостный поршневой насос – это одно из древнейших устройств, назначением которых является перекачивание жидких сред. Поршневые насосы получили широкое применение во многих областях промышленности: для перекачки холодных и горячих нефтепродуктов, агрессивных жидкостей (кислот, щелочей и др.), вязких и густых растворов (цемента, глины, грязи и пр.). С помощью насосов жидкость поднимают из глубоких скважин и шахтных колодцев, а также перекачивают сжиженные газы. Ими удобно перекачивать жидкость при высоком и резко меняющемся напоре в условиях постоянного расхода.

В насосах, создающих давление до нескольких мегапаскалей, применяют дисковые поршни. Их и называют поршневыми насосами. В насосах, создающих давление до нескольких десятков мегапаскалей, используют вместо дисковых поршней плунжеры – длинные цилиндрические штоки. Такие насосы называют плунжерными.

Поршневые насосы работают на основе простейшего принципа вытеснения жидкостей, которое осуществляется механическим способом. По сравнению с первыми моделями подобных устройств, современные жидкостные насосы поршневого типа отличаются значительно более сложной конструкцией, они надеж-

ней и эффективней в использовании. Так, поршневые насосы, выпускаемые современными производителями, имеют не только эргономичный и прочный корпус, но и развитую элементную базу, а также предоставляют более широкие возможности для монтажа в трубопроводные системы. Благодаря такой универсальности жидкостные насосы поршневого типа активно используются в трубопроводных системах как промышленного, так и бытового назначения.

Рассмотрим принцип работы поршневого насоса простого действия (рисунок 4.9).

При движении поршня насоса вправо совершается ход всасывания. При этом объём рабочей камеры увеличивается, а давление в ней уменьшается и становится ниже атмосферного, т. е. в камере создаётся разрежение. Свободная поверхность жидкости в нижнем резервуаре (бассейне, из которого насос забирает жидкость) находится под атмосферным давлением p_0 . Под действием разности между давлением атмосферы и пониженным давлением $p_{вс}$ в рабочей камере цилиндра создаётся разрежение и жидкость из резервуара устремляется по всасывающей трубе в цилиндр. Открыв всасывающий клапан, жидкость заполняет пространство рабочей камеры насоса. Когда поршень занимает крайнее правое положение, жидкость заполняет рабочую камеру и всасывающий клапан закрывается. При обратном движении поршня справа налево (нагнетательный ход) поршень давит на жидкость, заполнившую полость цилиндра и рабочую камеру, и выталкивает её через нагнетательный клапан в нагнетательную трубу.

Сферы применения жидкостных насосов поршневого типа расширяются за счет того, что такое оборудование может успешно использоваться для работы с химически агрессивными средами, некоторыми видами топлива и взрывоопасными смесями. Активно применяются насосы данного типа и в бытовых целях. С их помощью можно создавать трубопроводные системы для автономного водоснабжения частных строений и для полива. Между тем такой прибор для перекачивания больших объёмов жидкости не предназначен.

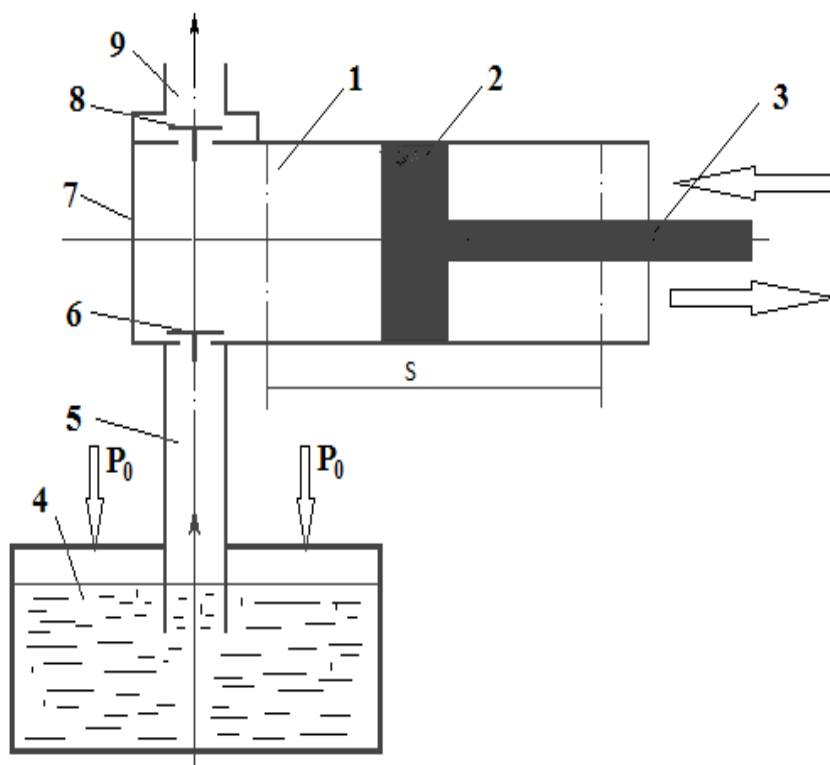


Рисунок 4.9 – Схема поршневого насоса

Еще одной сферой, в которой активно используются жидкостные насосы поршневого типа, является пищевая промышленность. Это объясняется тем, что они отличаются очень деликатным отношением к перекачиваемой жидкости.

К наиболее значимым достоинствам поршневых насосов можно отнести:

- простоту конструкции;
- высокую надежность, которая определяется не только использованием высокопрочных материалов для их производства, но и принципом действия;
- возможность работы с носителями, при использовании которых предъявляются особые требования к условиям пуска насосного оборудования.

Основным недостатком поршневых насосов является их невысокая производительность.

На рисунке 4.10 представлена схема вертикального поршневого насоса двустороннего действия.

По обеим сторонам цилиндра такого насоса находятся две самостоятельные рабочие камеры с соответствующими всасывающими 2, 5 и нагнетательными 3 и 4 клапанами. При движении

поршня 1 сверху вниз в верхней камере происходит всасывание жидкости через клапан 2. Одновременно вторая сторона поршня вытесняет жидкость из нижней камеры через клапан 4. Когда поршень движется снизу вверх, в нижней камере происходит всасывание, а в верхней – нагнетание.

Многоцилиндровые насосы представляют собой соединение в одном агрегате нескольких насосов одинарного или двойного действия. Они приводятся в действие от одного общего вала и одного двигателя. При этом каждая камера в отдельности работает как насос простого действия. Многоцилиндровые насосы, нагнетая жидкость в общий напорный трубопровод, обеспечивают достаточно равномерную подачу.

Из-за возвратно-поступательного движения скорость поршня насоса не равномерна, а изменяется от нуля (в мертвых положениях) до максимума (в средних). Всасывание и нагнетание жидкости, особенно в одноцилиндровых насосах одностороннего действия, происходит также неравномерно.

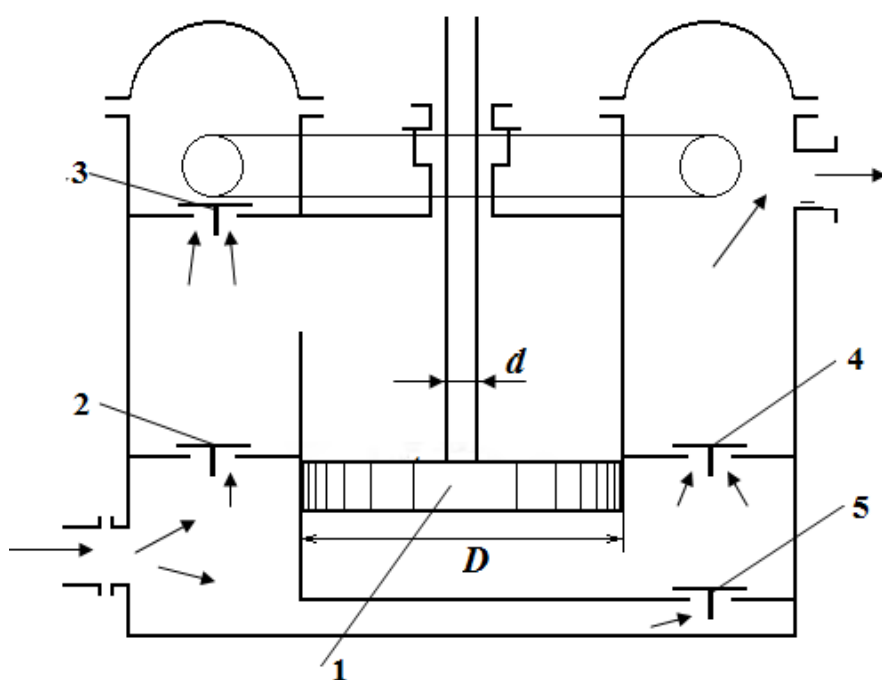


Рисунок 4.10 – Схема поршневого насоса двустороннего действия

Период, когда поршень изменяет своё движение, сопровождается негативными явлениями:

– когда поршень замедляет движение или изменяет направление на обратное, жидкость, продолжая по инерции подниматься, сталкивается с поршнем. В результате происходит гидравлический удар, который создаёт большую перегрузку механизмов насоса и может привести к поломке;

– при отрыве жидкости от поршня, когда насос ускоряет движение, он может потерять способность всасывания, заполнение его цилиндра прекращается и подача жидкости приостанавливается.

Для выравнивания пульсаций скорости и давления жидкости, а также получения плавного и равномерного течения во всасывающем и нагнетательном трубопроводах насосы снабжают особыми устройствами – воздушными колпаками.

4.3.2 Плунжерный насос

Простота конструкции плунжерных насосов делает их незаменимыми во многих отраслях промышленности. Они компактные, недорогие, долговечные, просты в обслуживании. Давление от 100 до 3000 атм. Производительность от 200 до 3000 л в минуту. Изготавливают как стационарные, так и передвижные установки на шасси автомобиля. При этом используют специальные антивибрационные опоры, которые гасят колебания насоса. На рисунке 4.11 представлена схема плунжерного насоса одностороннего действия, снабжённого воздушными колпаками на всасывающем и нагнетательном трубопроводах, а на рисунке 4.12 показан внешний вид дозировочного насоса.

Верхняя часть внутренней полости воздушных колпаков заполнена воздухом, а нижняя – перекачиваемой жидкостью. Когда плунжер 3 движется с максимальной скоростью и подача жидкости превышает среднюю подачу, избыток жидкости поступает в нагнетательный колпак 2. Уровень жидкости в колпаке при этом повышается и жидкость сжимает воздух, находящийся над ней.

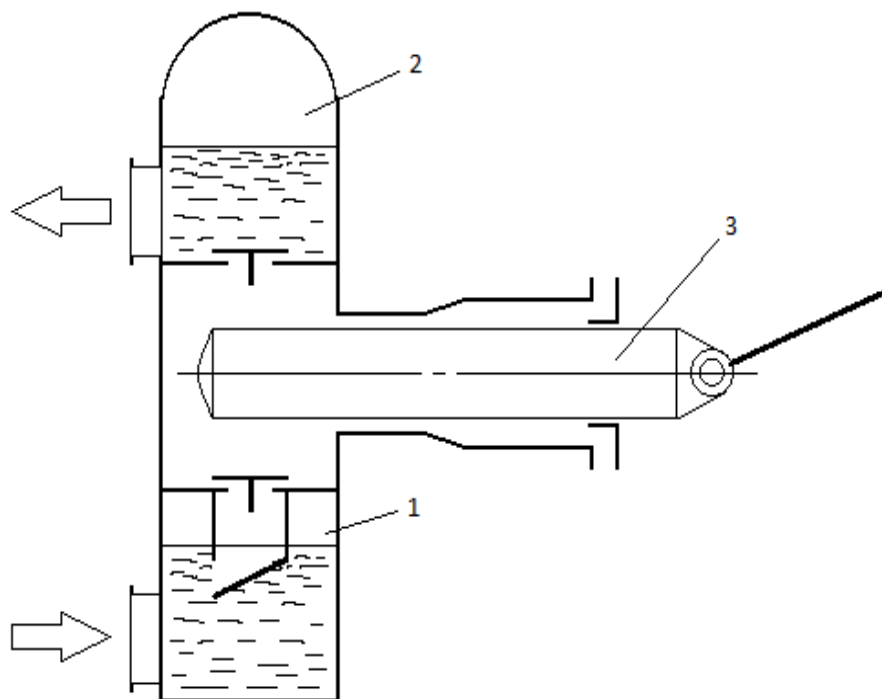


Рисунок 4.11 – Схема плунжерного насоса

Когда подача жидкости уменьшается (при понижении скорости плунжера) или прекращается совсем (при всасывающем ходе), жидкость под давлением расширяющегося в колпаке воздуха продолжает поступать в нагнетательный трубопровод.

Таким образом, под действием колеблющегося в небольших пределах давления в колпаке жидкость в нагнетательном трубопроводе движется равномерно, почти с постоянной средней скоростью. Точно так же вследствие колебаний давления воздуха в нижнем воздушном колпаке 1 выравниваются колебания скорости движения жидкости при всасывании, чем обеспечивается более равномерное и плавное её течение по всасывающему тракту.

В зависимости от компоновки главных деталей плунжерные насосы бывают:

- одноцилиндровые;
- многоцилиндровые;
- вертикальные;
- горизонтальные;
- с постоянной производительностью;
- с переменной производительностью;
- ручные;

– автоматические.

Плунжерные насосы – агрегаты высокого давления. Поэтому они не нашли применения в быту.



Рисунок 4.12 – Дозировочный плунжерный насос

Простота изготовления делает их надежными механизмами, которые широко применяются в различных сферах народного хозяйства:

- в нефтяной промышленности (станки-качалки, буровые насосы и другие);
- химической промышленности для перекачки химрастворов;
- энергетике – приводы парогенераторов, насосы в АЭС;
- машиностроении для обеспечения давления в гидроприводах;
- автомойках для создания сильного напора воды;
- коммунальном хозяйстве в гидравлических сетях;
- пищевой промышленности для систем обратного осмоса.

Отметим преимущества плунжерных насосов.

Ритмичная работа, благодаря которой достигается постоянный объем дозирования.

Надежность и высокая ремонтпригодность.

Насос изготавливается из высокопрочных материалов.

Простота конструкции, вследствие чего его монтаж и ремонт не представляют сложности.

Предусмотрена система смазки, позволяющая легко ее осуществить.

Высокая мощность.

Долгосрочная эксплуатация.

Блочная (модульная) конструкция, благодаря которой при необходимости можно заказать изготовление плунжерного насоса с индивидуальными характеристиками.

Соответствие международным стандартам.

Широкий спектр сред перекачивания с разными показателями температуры и консистенции.

Способность работать со средами, у которых высокие требования к условиям пуска.

Наличие возможности «сухого» всасывания.

Компактность плунжерных агрегатов позволяет экономить рабочую поверхность.

Возможность регулировать частоту вращения, что позволяет держать процесс под контролем.

Возможность изменения рабочего объема; высокая производительность.

Возможность отрегулировать насос высокого давления на выход нужного рабочего давления.

Недостатком плунжерного насоса является то, что при интенсивной работе появляются пульсации и вибрации. Их негативное влияние можно предотвратить путем присоединения к насосу высокого давления дополнительных устройств, которыми могут стать рабочие плунжеры. К примеру, трехплунжерный насос работает без вибраций.

4.3.3 Расчёт производительности поршневого насоса

Производительностью или подачей поршневого насоса называют количество жидкости, перекачиваемое насосом за один двойной ход поршня в единицу времени. Среднюю производительность (подачу) насоса обозначают Q и выражают в объемных единицах, отнесенных к секунде или часу (л/с; м³/с, м³/ч).

Подачу ($\text{м}^3/\text{с}$) поршневого насоса одностороннего действия определяют по формуле

$$Q = \alpha \frac{A_i n s i}{60},$$

где α – коэффициент подачи; A_i – площадь сечения поршня, м^2 ; s – ход поршня, м ; n – число двойных ходов поршня или число оборотов вала в минуту, $\text{об}/\text{мин}$; i – число цилиндров.

Коэффициент подачи α учитывает утечку жидкости из насоса через клапаны и другие неплотности, а также приток воздуха в камеру с перекачиваемой жидкостью, снижающий её наполнение. Обычно $\alpha = 0,85\text{--}0,96$. Меньшие значения α принимаются для быстроходных насосов.

В насосах двустороннего действия рабочий объём полости цилиндра, в которой находится шток (верхняя камера на рисунке 4.10), уменьшается на величину объёма, занимаемого штоком. Подачу ($\text{м}^3/\text{с}$) такого насоса определяют по формуле

$$Q = \frac{\alpha(2A_1 - A_2) n s i}{60}, \quad (4.23)$$

где A_1 – площадь сечения поршня, м^2 ; A_2 – площадь сечения штока, м^2 .

Если сравнивать два насоса, имеющих одинаковые площади сечения и одинаковые ходы поршней, то их подачи будут зависеть от скоростей движения поршней. Чем быстрее движется поршень, тем больше жидкости всасывается в цилиндр насоса и подаётся из него в нагнетательный резервуар за единицу времени.

Однако с увеличением скорости поршня сокращается время заполнения цилиндра жидкостью и соответственно уменьшается коэффициент подачи α , а следовательно, снижается подача. Поэтому частота вращения вала поршневых насосов ограничена.

4.3.4 Расчёт высоты всасывания

Рассмотрим процесс всасывания жидкости поршневым насосом простого действия без колпака (см. рисунок 4.9). На свободную поверхность жидкости в нижнем резервуаре действует атмо-

сферное давление p_0 . Чтобы жидкость из приемного резервуара поднялась по всасывающей трубе на высоту $z_{\text{вс}}$ и заполнила рабочую камеру насоса, необходимо создать в ней разрежение. Разрежение в камере создается поршнем при его движении слева направо (ход всасывания). Вследствие образовавшейся разности давлений $p_0 - p_{\text{вс}}$, где $p_{\text{вс}}$ – остаточное абсолютное давление в рабочей камере насоса, создается напор $(p_0 - p_{\text{вс}})/\rho g$, выраженный в метрах столба жидкости. Часть этого напора затрачивается на подъем жидкости во всасывающем тракте на высоту $z_{\text{вс}}$. Остальная часть напора расходуется на преодоление всех сопротивлений, встречающихся на пути всасываемой жидкости.

Запишем основное уравнение процесса всасывания в поршневых насосах и рассмотрим неизбежные потери напора при всасывании:

$$\frac{p_0 - p_{\text{вс}}}{\rho g} = z_{\text{вс}} + \frac{v^2}{2g} + h_{\text{сопр}} + h_{\text{кл}} + h_{\text{ин}}, \quad (4.24)$$

где $\frac{v^2}{2g}$ – напор, расходуемый на сообщение жидкости, движущейся за поршнем, скорости v , равной скорости движения поршня; $h_{\text{сопр}}$ – напор, теряемый на преодоление всех сопротивлений во всасывающем трубопроводе (в сумму сопротивлений входят отдельные местные сопротивления и сопротивления трению); $h_{\text{кл}}$ – напор, расходуемый на преодоление сопротивления открыванию всасывающего клапана; $h_{\text{ин}}$ – напор, расходуемый на преодоление инерции движущегося столба жидкости длиной $l_{\text{вс}}$, равной высоте всасывания $z_{\text{вс}}$.

Инерционный напор выражается следующей формулой:

$$h_{\text{ин}} = \frac{l_{\text{вс}}}{g} \frac{A}{A_{\text{вс}}} j, \quad (4.25)$$

где A – площадь сечения поршня; $A_{\text{вс}}$ – сечение всасывающей трубы; j – ускорение поршня; g – ускорение силы тяжести.

В начальный момент движения поршня, когда $v = 0$ и $h_{\text{сопр}} = 0$, создается наибольшее разрежение в цилиндре. В это время величина инерционного напора принимает максимальное значение

$$h_{\text{ин}}^{\text{макс}} = \frac{l_{\text{вс}}}{g} \frac{A}{A_{\text{вс}}} \omega^2 \left(1 + \frac{r}{s} \right), \quad (4.26)$$

где r – радиус кривошипа; s – длина шатуна; ω – угловая скорость вращения вала.

Максимально допускаемая высота всасывания жидкости в начальный момент движения поршня определяется выражением

$$z_{\text{вс}} = \frac{p_0 - p_{\text{вс}}}{\rho g} - \frac{l_{\text{вс}}}{g} \frac{A}{A_{\text{вс}}} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{s} \right) - h_{\text{кл}}. \quad (4.27)$$

Из формулы (4.27) видно, что высота всасывания быстро уменьшается с увеличением угловой скорости, а следовательно, и с увеличением числа оборотов вала насоса.

Полезная работа L (Дж), совершаемая насосом при подаче объема V (м^3) жидкости на высоту H , рассчитывается по формуле

$$L = V \rho g H. \quad (4.28)$$

Следовательно, полезная мощность насоса (Вт)

$$N_{\text{пол}} = Q H \rho g, \quad (4.29)$$

где Q – секундный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$.

Однако полезная работа насоса сопровождается дополнительными потерями энергии, затрачиваемой:

1) на преодоление гидравлического сопротивления в самом насосе, что учитывается гидравлическим КПД $\eta_{\text{гидр}}$;

2) на утечку части жидкости из рабочей камеры, что учитывается объемным КПД $\eta_{\text{об}}$;

3) на преодоление трения в механизмах насоса, что учитывается механическим КПД $\eta_{\text{мех}}$.

Полный КПД насоса η равен произведению перечисленных:

$$\eta = \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}.$$

Обычно полный КПД насоса $\eta = 0,6-0,85$. Меньшие значения η относятся к насосам малой мощности (примерно до 5 кВт), а большие – к насосам больших мощностей.

Мощность (кВт), потребляемая насосом, вычисляется по формуле

$$\frac{N_{\text{пол}}}{\eta} = \frac{Q\rho gH}{\eta \cdot 1000}.$$

4.3.5 Шестерённые насосы

Шестерённые машины в современной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является простота конструкции, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД. Шестеренный (шестеренчатый) насос по праву считается объемной роторной гидромашинной, потому что он может работать как гидромотор и как гидронасос. При подаче в него масла под давлением рабочий вал начинает вращаться, он превращается в гидромотор. Если вращающий момент подается на вал, то насос начинает перекачивать масло и выполнять свое прямое назначение.

В этих машинах отсутствуют рабочие органы, подверженные действию центробежной силы, что позволяет эксплуатировать их при частоте вращения до 20 с^{-1} . В машиностроении шестеренные насосы применяются в системах с дроссельным регулированием. На рисунке 4.13 представлены двухшестеренные и трёхшестеренные насосы. Двухшестеренные насосы бывают с внешним и внутренним зацеплением.

Шестерённый насос имеет две шестеренки и корпус, внутри которого они закреплены. Одна из шестерней является ведущей и работает от внешнего механического привода. Вторая приводится в движение первой за счет зацепления. Вращаясь, они перемещают жидкость, находящуюся между зубьями, из камеры всасывания в камеру нагнетания.

Насос с внешним зацеплением состоит из пары сцепляющихся между собой цилиндрических шестерен 2, 3 (см. рисунок 4.13), помещенных в плотно обхватывающий их корпус, имеющий ка-

налы в местах входа в зацепление 4 и выхода из него 5. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно равно 10 МПа.

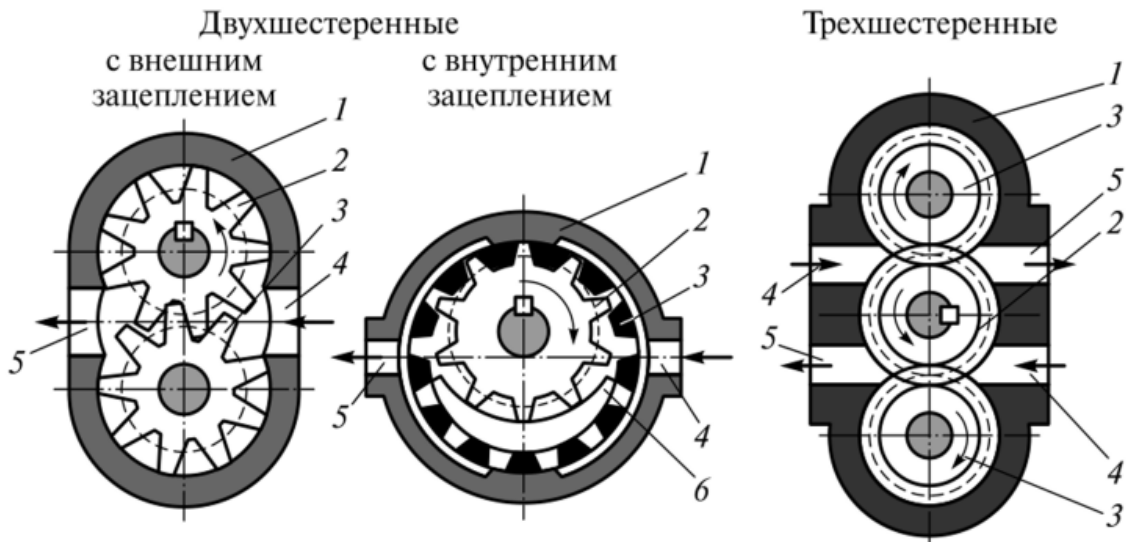


Рисунок 4.13 – Схемы шестеренных насосов:
 1 – корпус; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня;
 4 – полость всасывания; 5 – полость напорная;
 6 – серповидная перегородка

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением сложны в изготовлении, но дают более равномерную подачу и имеют меньшие размеры. Внутренняя шестерня 2 имеет на два-три зуба меньше, чем внешняя.

При эксплуатации шестерённого насоса возникает проблема запертого объема вследствие высокого момента сопротивления. Жидкости плохо подвергаются сжатию, и образование запертых объемов может серьезно препятствовать работе гидромашины. Чтобы решить эту проблему, на шестернях делают специальные канавки отвода жидкости, по которым избыточный объем уходит в зону всасывания или нагнетания.

Производительность ($\text{м}^3/\text{с}$) шестеренного насоса вычисляется по формуле

$$Q = 2\pi m^2 z b n,$$

где m – модуль; z – число зубьев; b – ширина венца ведущего колеса, m ; n – частота вращения двигателя.

На основании формулы можно сделать заключение, что производительность можно повысить увеличением частоты вращения ведущего вала.

Шестерённые насосы используются для подачи давления до 2,5 МПа. Основное предназначение такого рода устройств – это перекачка вязких жидкостей: масла, нефти, мазута. Их применение весьма широко: нефтяная, машиностроительная, химическая промышленность, дорожное и сельское хозяйство.

Преимущества шестеренных насосов:

- самые простые по устройству, в результате чего самые дешёвые объёмные насосы;
- очень компактны;
- высокая надёжность;
- минимальные требования к очистке рабочей жидкости;
- не нужна смазка, её роль выполняет рабочая жидкость.

Недостатки шестеренных насосов:

- низкий КПД, в большинстве случаев его значение не больше 0,6–0,75. Этот показатель является самым низким относительно иных типов насосов;
- пульсация рабочей жидкости в нагнетательной линии, в результате чего происходят скачки давления, что производит относительно высокий шум (до 90 дБ). Пульсации вызваны конструктивными особенностями зубчатого зацепления;
- высокая нагрузка на опоры шестерен из-за большой разницы давлений в нагнетательной и всасывающих областях. В результате повышена скорость износа опор, что уменьшает срок эксплуатации устройства;
- не рекомендуются к эксплуатации в гидросистемах с высоким давлением, так как подвергаются повышенному износу и быстро выходят из строя.

4.3.6 Винтовые насосы

Название «винтовой» насос получил из-за того, что основным элементом его конструкции является, архимедов винт, за счет вращения которого обеспечивается перекачивание жидкой среды (рисунок 4.14).

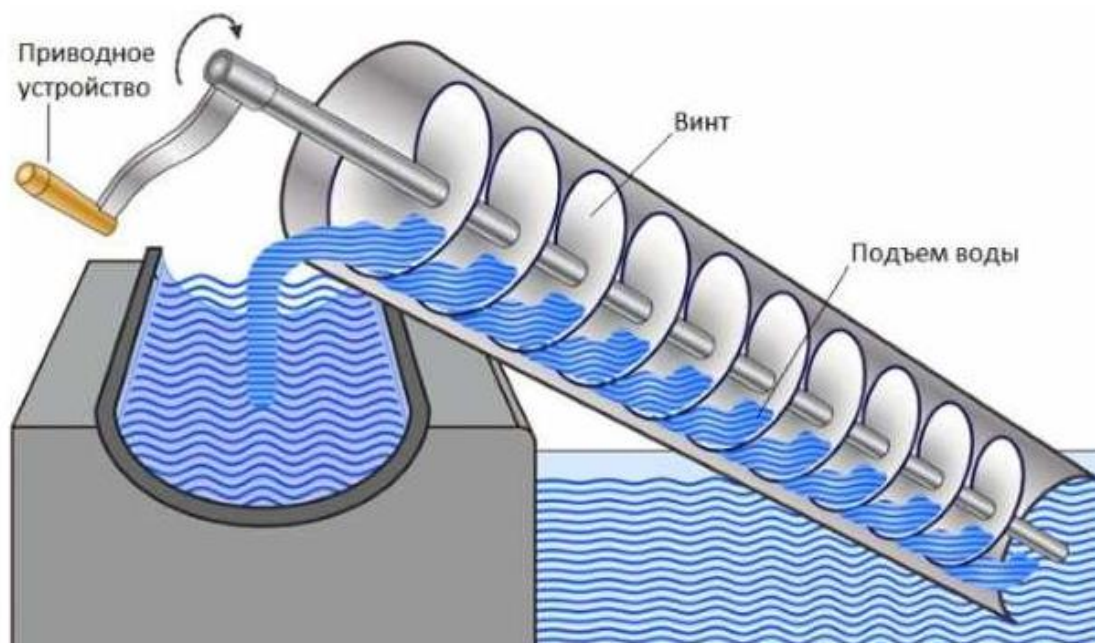


Рисунок 4.14 – Архимедов винт

Винтовой (шнековый) насос, относящийся к стандартной категории, используется для откачивания воды из колодцев или скважин, глубина которых не превышает 20–25 м. Такие помпы часто применяются для обслуживания скважин с небольшим дебитом, бурение которых выполнено на водоносных слоях почв песчаного типа (скважины на песок). Поскольку с помощью винтового насоса можно откачивать жидкую среду с различной производительностью, сохраняя при этом стабильное давление создаваемого потока и не обращая внимания на содержание песчаных включений, данное оборудование оптимально подходит для обслуживания скважин указанного типа.

Винтовой скважинный насос глубинной категории оснащается удлиненным шнеком, что определяет впечатляющие технические возможности такой гидромашин. Он обладает высокой мощностью и надежностью, поэтому может успешно обслуживать артезианские скважины, вода в которых располагается на глубине, достигающей до ста метров. Цена таких моделей значительно выше стоимости устройств стандартной категории, но когда требуется обеспечить подачу воды из скважин значительной глубины, без подобного оборудования не обойтись (рисунок 4.15).

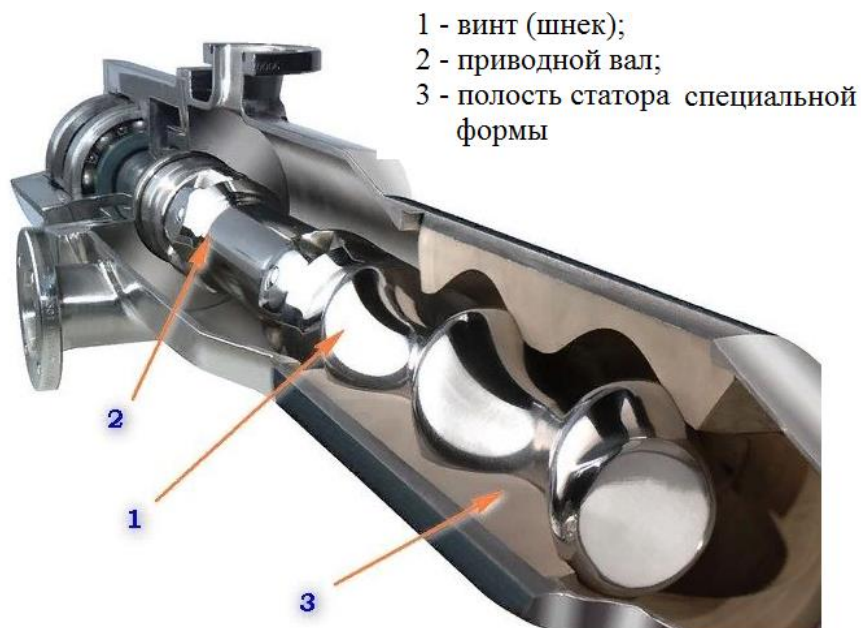


Рисунок 4.15 – Винтовой (шнековый) насос

Винтовой насос оснащается винтом определенной длины, используемым в качестве основного рабочего элемента. Благодаря тому что шнековый механизм практически не реагирует на содержание в перекачиваемой среде песка и других твердых включений небольшого размера, винтовые насосы для скважин успешно используются для работы с жидкостями, характеризующимися даже значительной степенью загрязнения. Особенности конструкции шнековых механизмов, применяемых для оснащения погружных винтовых насосов, исключают засорение песком, содержащимся в перекачиваемой жидкой среде, элементов, из которых такие механизмы состоят.

Вода из скважины попадает во внутреннюю рабочую камеру устройства через расположенное в нижней части его корпуса подающее отверстие. Захватываясь выступающими спиральными элементами шнека, вращающегося на валу ротора, жидкая среда проталкивается в верхнюю часть рабочей камеры, где расположено напорное отверстие.

Достаточно значимым отличием погружных шнековых насосов от глубинных устройств других типов является то, что при повышении скорости вращения их основного рабочего органа – шнека – увеличивается только производительность оборудования,

то есть количество жидкой среды, которую оно перекачивает за единицу времени. При этом давление жидкости, выходящей из напорной магистрали насоса шнекового типа, остается практически неизменным. Такое качество шнековых насосов для скважин позволяет успешно применять их даже на крупных промышленных объектах. В частности, их активно используют для перекачивания нефти, работы с маслами и другими жидкими средами промышленного назначения. Между размерами шнека и производительностью устройства существует прямая зависимость. Так, чем более длинным шнеком оснащен винтовой элек- тронасос, тем выше его производительность. Большинство современных насосов шнекового типа оснащается одним рабочим винтом и лишь незначительное число моделей имеет в своей кон- струкции два и более шнека.

Модели винтовых насосов средней ценовой категории, кото- рые часто применяются для оснащения бытовых автономных си- стем водоснабжения, могут работать от электрической сети с напряжением 220 В. Шнековые помпы промышленного назначе- ния отличаются более впечатляющими техническими характери- стиками. В частности, такие устройства без ущерба для своего технического состояния могут успешно перекачивать жидкие среды с высокой температурой. Кроме того, промышленные насо- сы винтового типа в состоянии работать с жидкими средами, со- держащими в своем составе нерастворимые твердые включения, размер частиц которых превышает 2–2,5 мм. Основная часть кор- пусных деталей скважинных насосов винтового типа изготовли- вается из нержавеющей стали, отдельные элементы – из прочного пластика. Для герметизации элементов внутренней конструкции используются прокладки, изготовленные из резины и силикона.

Производительность ($\text{м}^3/\text{мин}$) винтового насоса определяется по формуле

$$Q_m = 4eDTn/60 ,$$

где e – значение эксцентриситета между сечением винта и стато- ра, м; D – диаметр сечения винта, м; T – шаг двухзаходного винта, м; n – частота вращения винта, мин^{-1} .

Винтовые насосы используют для перекачивания пара, газа, их смесей и жидкостей различной степени вязкости. Впервые шнековые насосы были внедрены в производство в 1936 году. Их простая конструкция позволяет работать при наличии механических примесей с вязкими флюидами при давлении до 30 МПа. Установки винтовых насосов в больших количествах используются в скважинах по добыче метана из угольных пластов для откачивания из них воды.

Винтовые насосы применяют в приводах некоторых металлорежущих станков и прессов как вспомогательные для создания больших подач при холостом ходе, а также в установках для охлаждения и фильтрации рабочей жидкости.

С целью повышения качества уплотнений и снижения числа утечек в шнековых насосах применяются конический или цилиндрический эластичные корпуса. Конический винт надёжно прижимается пружиной и давлением перекачиваемой жидкости, что значительно сокращает утечки. Однако насосы с эластичным корпусом выдерживают куда меньшее давление, чем их аналоги с металлическими корпусами.

Наиболее распространённый вид шнековых насосов – трёхвинтовые насосы. На практике они нашли широкое применение. К их характерным преимуществам относятся:

- равномерная подача жидкости (газа, пара);
- способность перекачивать жидкости с твёрдыми включениями;
- способность к самовсасыванию жидкостей;
- высокое давление на выходе;
- низкий уровень шумов при работе;
- хорошая сбалансированность механизма.

Недостатками данного вида насосов являются:

- высокая стоимость и степень сложности изготовления;
- невозможность отрегулировать рабочий объём;
- недопустимость использования вхолостую (без перекачиваемой жидкости).

Винтовые насосы способны работать с высоким числом оборотов – 3000–6000 об/мин и выше.

Диапазон значений подач у них очень широк – имеются малые насосы, развивающие подачу примерно 3 л/мин, и большие – до 6000 л/мин.

Рабочие давления у трехвинтовых насосов с подачей до 100 л/мин могут достигать 10–25 МПа, а у больших типоразмеров рабочее давление не превышает 4–6,3 МПа.

Двухвинтовые насосы обычно рассчитаны на небольшие подачи – до 40 л/мин, и сравнительно небольшие давления – 4–6,3 МПа.

Преимущества винтовых насосов:

- наиболее равномерная подача жидкости среди всех объемных насосов;

- отсутствие пульсации;

- перекачивание жидкостей с содержанием твердых веществ, примесей и абразивов, мультифазных сред с большим содержанием газа;

- перекачивание продуктов с низкой и высокой вязкостью (от 1 МПа·с до 5 млн МПа·с);

- перекачивание агрессивных (рН от 1 до 14) и токсичных сред;

- способность самовсасывания;

- давление не зависит от скорости работы насоса (регулировка производительности);

- бесшумная работа;

- простота в обслуживании.

Недостатки винтового насоса:

- невозможность регулирования рабочего объема;

- трудность агрегатирования друг с другом и насосами других типов;

- высокая стоимость и степень сложности изготовления;

- худшие, чем у остальных, габаритно-весовые показатели.

4.3.7 Крыльчатые насосы

Насосы этого типа были изобретены в середине XIX века. Насосы являются двухходовыми, то есть подают воду без холо-

стого хода. Применяются в основном в качестве ручных насосов для подачи топлива, масел и воды из скважин и колодцев.

Внутри чугунного корпуса насоса размещены рабочие органы: крыльчатка, совершающая возвратно-поступательные движения, и две пары клапанов (впускные и выпускные). При движении крыльчатки происходит перемещение перекачиваемой жидкости из всасывающей полости в нагнетательную. Система клапанов препятствует перетоку жидкости в обратном направлении (рисунок 4.16).

Крыльчатый насос – один из видов объёмных ручных насосов, вытеснителем в котором служит крыльчатка (рисунок 4.17).

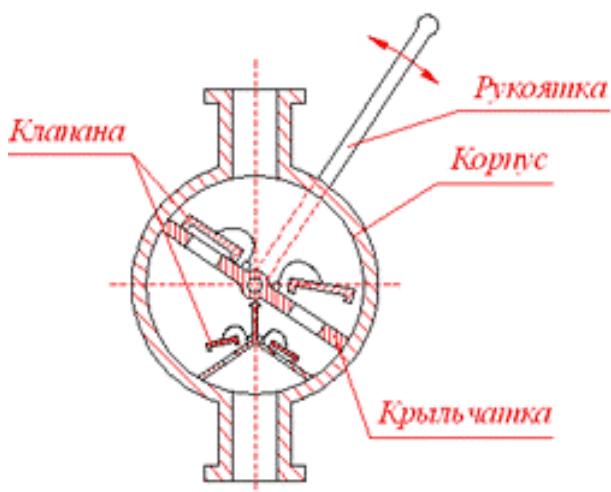


Рисунок 4.16 – Крыльчатый насос



Рисунок 4.17 – Общий вид крыльчатого насоса

По классификации их относят к поршневым насосам двойного действия. Они известны также под названием «насосы Альвейера».

Крыльчатые насосы, по существу, являются упрощённой разновидностью поршневого насоса двустороннего действия. Крыло, расположенное в кожухе и снабжённое двумя нагнетательными клапанами, выполняет функции поршня. Крыло вручную приводится в колебательное движение рукояткой. Под крылом установлена неподвижная перегородка с двумя всасывающими клапанами.

При движении крыла вправо с левой его стороны создаётся разрежение. Жидкость из приёмного резервуара под действием

разности давлений поступает через левый всасывающий клапан и заполняет освободившийся объём рабочей камеры. Одновременно крыло сжимает жидкость, находящуюся в правой половине рабочей камеры, и повышает её давление. Под действием этого давления правый нагнетательный клапан открывается и жидкость выталкивается в нагнетательный патрубок. Таким образом, когда в левой половине рабочей камеры происходит всасывание, в правой в это время происходит нагнетание.

Крыльчатые насосы, как и другие виды ручных насосов, используют в тех случаях, когда нецелесообразно монтировать насос с электрическим приводом или приводом от двигателя внутреннего сгорания. Крыльчатые насосы работают при очень низких давлениях – порядка 0,2–0,3 МПа. Эти насосы используют, например, для откачки воды из бочек, небольших котлованов, трюмов судов, для бытовых нужд и т. п.

4.3.8 Регулирование подачи объёмных насосов

Регулирование подачи объёмных насосов осуществляется в основном тремя способами:

- 1) изменением частоты вращения вала насоса;
- 2) изменением длины хода поршня за счёт изменения радиуса кривошипа;
- 3) перепуском. При таком способе устанавливается перепускной (обводной) трубопровод из нагнетательного во всасывающий. Когда необходимо уменьшить подачу, то часть жидкости из нагнетательного трубопровода по обводному перепускается (отводится) во всасывающий трубопровод. Этот способ снижает КПД насоса.

4.4 Струйные насосы

Первое применение струйного насоса датировано XIX веком. В то время такое оборудование использовалось в лабораториях для откачивания воды и воздуха из колб. Струйные насосы применялись в горнодобывающей промышленности для откачивания воды из шахт.

В бытовом обиходе струйный насос часто используется в водяных скважинах, а также для перекачивания канализационных стоков с песком и илом.

Люди используют эжекторы в частных домах и на дачах, для выкачивания воды из водоёмов, рек и водохранилищ или из колодцев и скважин. Такое решение актуально, если нет возможности установить центробежный насос из-за габаритов, обеспечить его сохранность или выполнить технические требования к его установке.

Помимо бытового использования, у струйных устройств широкая область применения, которая охватывает большой процент промышленных выработок:

- перекачивание жидкости, газа и пара;
- пожаротушение;
- добыча нефти;
- промышленные объекты;
- гидроэлектростанции;
- канализационные системы;
- автопромышленность.

Струйные насосы просты по конструкции и надёжны в эксплуатации. Их особенностью является полное отсутствие движущихся деталей (рисунок 4.18).

Работа струйного насоса основана на использовании кинетической энергии рабочей жидкости, которая, смешиваясь с перекачиваемой жидкостью, передаёт ей часть своей энергии и образовавшаяся смесь нагнетается в сеть.

К соплу подводится рабочая жидкость, имеющая напор, несколько больший создаваемого насосом. Проходя по суживающемуся соплу, рабочая жидкость, теряя часть давления, увеличивает свою скорость. На выходе из сопла вокруг струи рабочей жидкости создаётся разрежение, перекачиваемая жидкость по трубопроводу через всасывающий патрубок засасывается в смесительную камеру и смешивается с рабочей жидкостью (рисунок 4.19).

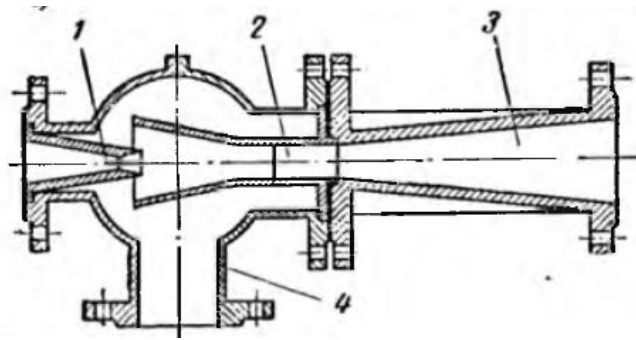


Рисунок 4.18 – Струйный насос

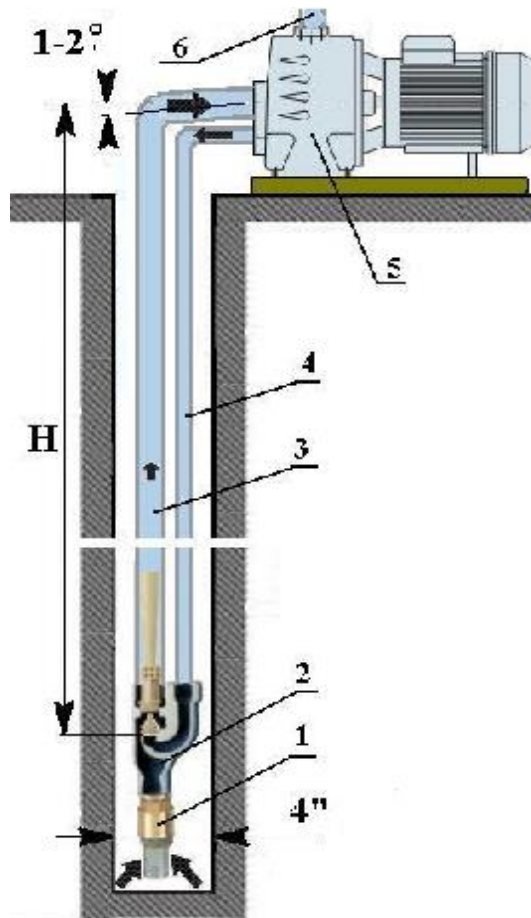


Рисунок 4.19 – Монтаж струйных насосов:

- 1 – обратный клапан с сеточкой; 2 – выносной эжектор;
- 3 – подающий трубопровод; 4 – возвратный трубопровод;
- 5 – насос; 6 – напорный трубопровод; Н – глубина всасывания;
- 2" и 4" – диаметр скважины в дюймах;
- 1–2° – угол наклона подающего трубопровода

Полученная смесь направляется в диффузор, где она теряет скорость, давление её повышается и далее жидкость выходит в нагнетательный трубопровод. Рабочей и перекачиваемой средой может быть как жидкость, так и газ (либо пар) в различных комбинациях.

Водоструйный насос устанавливается вместе с автоматикой и водяным аккумулятором – это называется насосная станция. Она полностью автоматизирована, но нуждается в обслуживании: периодической подкачке давления воздуха в гидроаккумуляторе, проверке уставок реле давления, замене герметизирующих прокладок, а также проверке резьбовых соединений.

Поверхностные центробежные машины не могут забирать воду с глубины более 8 м – столб воды разрывается и возникает аварийная ситуация для механизма и трубопровода. В отличие от них эжекторные насосы легко забирают воду с большей глубины за счёт нагнетания струёй высокого давления.

Различают три типа струйных насосов:

- эжектор – работает только с жидкой средой. Принцип работы – нагнетание рабочего потока и подъём воды с глубины более 8 м, подача на высоту более 40 м;

- элеватор – работает за счёт разницы температур перекачиваемой и рабочей жидкости как циркуляционный насос;

- инжектор – в нем движущей силой является пар. Именно пар даёт кинетическую энергию, которая толкает перекачиваемую субстанцию.

Преимущества струйных насосов:

- не требуется производить регулярное техническое обслуживание;

- долговечность;

- простота монтажа и конструкции;

- широкая область применения.

Недостатком струйных насосов является КПД не больше 30 %. Их применяют там, где вследствие быстрого износа невыгодно использовать дорогостоящие насосы (строительные и горные работы, откачка загрязнённой песком воды и пр.).

4.5 Сравнение работы центробежных и поршневых насосов

Количество жидкости, подаваемой поршневым насосом, при изменении напора в нагнетательном трубопроводе не изменяется.

У центробежных насосов количество подаваемой жидкости может быть различным при изменении напора в нагнетательном трубопроводе.

Если установить задвижку на нагнетательном трубопроводе центробежного насоса и регулировать ею количество жидкости, подаваемое насосом, то по мере закрывания задвижки подача жидкости будет уменьшаться и при полном закрытии прекратится совсем. Напор при этом будет оставаться близким к наибольшему напору насоса, а мощность насоса будет падать с уменьшением количества жидкости, подаваемой насосом. Если же задвижку установить на нагнетательном трубопроводе поршневого насоса и попытаться регулировать количество нагнетаемой жидкости, то, поскольку подача поршневого насоса не зависит от давления в нагнетательном трубопроводе, масса жидкости, подаваемая насосом, останется неизменной несмотря на уменьшение площади сечения нагнетательного трубопровода задвижкой. Однако по мере уменьшения проходного сечения трубопровода скорость жидкости будет возрастать, а давление перед задвижкой соответственно повышаться. Если задвижку закрыть полностью, то давление может стать неограниченно большим. При этом произойдет либо поломка насоса, либо разрыв трубопровода, либо остановка двигателя из-за перегрузки.

Центробежные насосы могут применяться в условиях, когда масса перекачиваемой жидкости изменяется в широких пределах. Поршневые насосы целесообразно применять для перекачивания жидкости при постоянной подаче и под высоким давлением.

Центробежные насосы отличаются простотой конструкции, меньшей массой, габаритами, стоимостью. Подача жидкости центробежными насосами происходит равномерно, без пульсаций давления. Поршневые насосы по сравнению с центробежными очень тихоходны.

4.6 Основные понятия о вентиляторах

Вентиляторами называют механические устройства, предназначенные для перемещения воздушных потоков в системах вен-

тиляции, для пневматического транспортирования аэросмесей по трубопроводам, подачи воздуха в топки котельных установок, плавильные и сушильные печи, для отсасывания дымовых газов, а также для охлаждения оборудования и устройств. Вентиляторы получили широкое применение практически во всех отраслях промышленности и в сельском хозяйстве.

По конструктивным особенностям и принципу действия вентиляторы разделяют на осевые (аксиальные), диагональные, радиальные (центробежные), диаметральные (тангенциальные или перекрестные) и безлопастные.

Осевой (аксиальный) вентилятор. Он представляет собой цилиндрический корпус (наличие корпуса зависит от конструкции), в центре которого расположена крыльчатка с лопастями, расположенными по диагонали перпендикулярно относительно оси двигателя (рисунок 4.20).

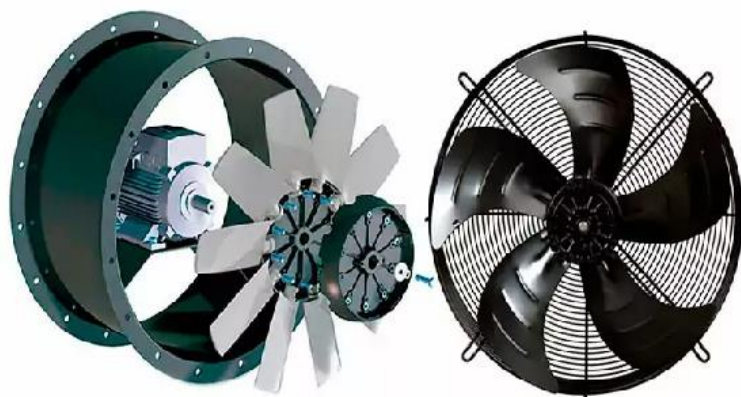


Рисунок 4.20 – Осевой (аксиальный) вентилятор

Крыльчатка устанавливается на вращающуюся ось. При вращении лопастей воздух движется вдоль оси и отбрасывается усиленным потоком. Аксиальная конструкция имеет наиболее высокий КПД среди всех существующих конструкций и требует незначительных мощностей, если отсутствует встречное сопротивление воздуха. Осевые вентиляторы устанавливают в свободные проемы для вытяжки или подачи воздуха из помещения во внешнюю среду, в технике для охлаждения нагреваемых элементов и даже известные нам напольные модели также относятся к одной из модификаций осевого типа.

Благодаря несложной конструкции, простоте монтажа и низкому потреблению энергии осевые модели чаще всего применяются в быту.

Диагональный (канальный) вентилятор. Данный тип относится к гибриду осевых и радиальных вентиляторов и имеет конструктивную особенность – корпус в виде конуса. Первоначально воздух, попавший во входное отверстие, движется вдоль оси, но из-за формы кожуха меняет движение на радиальное. Подобная конструкция увеличивает воздушный поток и его скорость (рисунок 4.21).

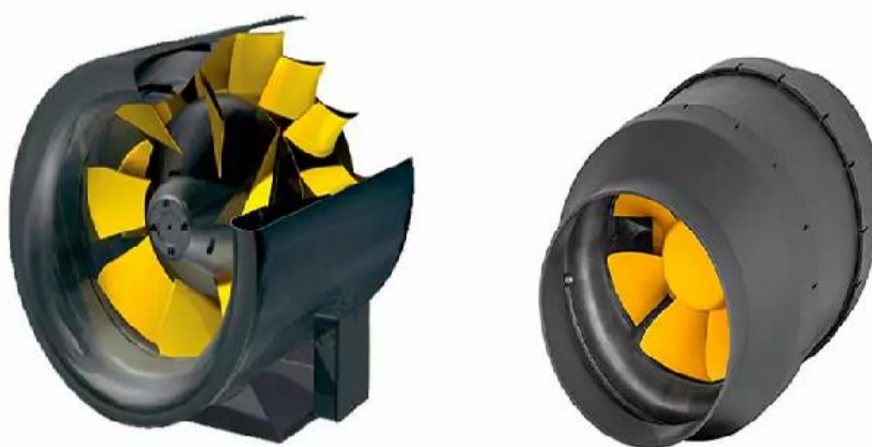


Рисунок 4.21 – Диагональный (канальный) вентилятор

Наибольшее применение эти модели нашли в промышленности. Они обладают низким КПД по сравнению с осевыми устройствами.

Радиальный (центробежный) вентилятор. Вентилятор состоит из кожуха в форме спирали (улитки), в котором находится крыльчатка – полый цилиндр с лопастями, расположенными параллельно стенкам кожуха (рисунок 4.22). При вращении колеса воздух через входное отверстие попадает в прорези между лопастями и благодаря центробежной силе движется по спирали корпуса, а затем покидает его через выходное отверстие. От расположения и наклона лопаток зависит уклон воздушного потока. При направлении лопаток назад скорость потока уменьшается, но при этом снижается уровень шума и количество потребляемой энергии. Устройство обладает высокой мощностью.

Радиальный тип вентиляторов может вращаться в правую или левую сторону. Вращение крыльчатки осуществляется двигателем при помощи ременной передачи или напрямую от вала, но улитки, предназначенные для производственных нужд, никогда не имеют собственного двигателя.



Рисунок 4.22 – Радиальный (центробежный) вентилятор

Применяются радиальные модели для вытяжки или подачи воздуха в помещения с большой протяженностью воздуховодов и большим аэродинамическим сопротивлением, например в гостиничных комплексах с обширной системой вентиляции или в производственных цехах, где воздух содержит большое количество примесей (пыль, влага, дым).

Диаметральные вентиляторы. Диаметральные вентиляторы состоят из корпуса с патрубком и диффузором, крыльчатки в форме цилиндра с параллельными лопатками, загнутыми в сторону вращения. Перемещение воздушных масс происходит перпендикулярно оси вращения колеса и воздух двукратно проходит центр (рисунок 4.23).

Внешне можно сравнить диаметральный тип с радиальным, с той разницей, что воздуховод расположен по всей длине боковой стороны крыльчатки, а выходное отверстие выполнено в виде диффузора, который задает направление широкому потоку. По-

добные конструкции обладают высоким КПД, просты в монтаже, бесшумны и способны легко изменять направление потока. Выходящие воздушные массы характеризуются равномерностью подачи в ограниченном диапазоне.

Диаметральные вентиляторы широко применяются во внутренних блоках сплит-систем, фанкойлах, воздушных завесах и башенных вентиляторах.



Рисунок 4.23 – Диаметральный (тангенциальный) вентилятор

Безлопастный вентилятор. Необходимо отметить, что название «безлопастный вентилятор» не соответствует действительности. На самом деле в конструкции имеются лопасти, но они расположены внутри основания корпуса на двигателе (рисунок 4.24).

Основание корпуса имеет множество небольших отверстий, через которые происходит втягивание воздуха турбиной. По каналу воздух перемещается в обдуватель, выполненный в форме круга, овала и т. д.

Рама обдувателя имеет по всему периметру прорезь, через которую выходит воздушный поток. Однако просто выдувом рама не ограничивается. Она сконструирована таким образом, что с обратной стороны профиля создается разрежение воздуха, которое способствует его дополнительному всасыванию и увеличению выходящего потока. Если сравнивать с работой турбины, при

прохождении канала и рамы поток увеличивается в среднем в 16 раз.



Рисунок 4.24 – Безлопастные вентиляторы

Безлопастные вентиляторы безопасны, так как не имеют внешних движущихся частей. Они эстетично выглядят, могут иметь множество форм и вариантов исполнения, вписываются в любой дизайн помещений. Однако подобные модели сильно шумят и дороги.

По способу передачи вращательного момента от двигателя крыльчатке различают устройства:

- с прямым креплением на валу двигателя;
- ременной передачей;
- креплением на эластичной муфте.

По направлению вращения рабочего колеса (если смотреть со стороны всасывания) различают вентиляторы правого вращения и левого (колесо вращается либо по часовой стрелке, либо против соответственно).

В зависимости от создаваемого избыточного давления вентиляторы подразделяют на три группы:

- низкого давления – до 1 кПа;
- среднего давления – от 1 до 3 кПа;
- высокого давления – от 3 до 15 кПа.

Это деление является условным, так как в зависимости от частоты вращения рабочего колеса один и тот же вентилятор может быть отнесён к одной из двух других групп.

По составу перемещаемой среды и условиям эксплуатации вентиляторы подразделяют:

- на обычные, которые могут перемещать воздух (газ) с температурой до 80 °С;
- коррозионно-стойкие;
- термостойкие, перемещающие воздух с температурой выше 80 °С;
- взрывобезопасные;
- пылевые для запылённого воздуха (твёрдые примеси в количестве более 100 мг/м³).

В зависимости от способа соединения крыльчатки и электродвигателя различают вентиляторы:

- с непосредственным соединением с электродвигателем;
- с соединением на эластичной муфте;
- с клиноременной передачей;
- с регулирующей бесступенчатой передачей.

По месту установки вентиляторы делят:

- на обычные – устанавливаются на специальной опоре (раме, фундаменте);
- канальные – устанавливаются непосредственно в воздуховоде;
- крышные – устанавливаются непосредственно на кровле.

Основные характеристики вентиляторов:

- расход воздуха, м³/ч;
- полное давление, Па;
- частота вращения, об/мин;
- потребляемая мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт;
- коэффициент полезного действия, который включает механические потери мощности на различные виды трения в рабочих органах вентилятора, а также объёмные потери в результате утечек через уплотнения и аэродинамические потери в проточной части вентилятора;
- уровень звукового давления, дБ. Уровни звукового давления в воздуховоде могут измеряться со стороны всасывания и нагнетания, а также в окружающей среде.

Вентиляторы применяются в системах принудительной приточно-вытяжной и местной вентиляции зданий и помещений, для обдува нагревательных и охлаждающих элементов в устройствах обогрева и кондиционирования воздуха, а также для обдува радиаторов охлаждения различных устройств. В закрытых системах они могут использоваться для перекачки газов.

Рассмотрим принцип работы и расчёт основных характеристик широко применяемого в промышленности центробежного вентилятора.

Центробежные вентиляторы работают на том же принципе, что и центробежные насосы.

Напор, создаваемый центробежным вентилятором, определяется основным уравнением центробежного насоса (4.20).

Напор центробежного вентилятора, его подача и потребляемая мощность зависят от частоты вращения колеса. С увеличением частоты вращения колеса от n_1 до n_2 пропорционально возрастает подача от Q_1 до Q_2 :

$$Q_2/Q_1 = n_2/n_1.$$

Соответствующие напоры газа H_2 и H_1 , как и в центробежных насосах, пропорциональны отношению квадратов частот вращения колеса центробежного вентилятора:

$$H_2/H_1 = n_2^2/n_1^2.$$

Мощности N_2 и N_1 , потребляемые вентилятором при разных частотах вращения, пропорциональны отношению кубов частот вращения:

$$N_2/N_1 = n_2^3/n_1^3.$$

Мощность, потребляемую вентилятором, определяют по формуле

$$N_{\text{вент}} = QH\rho g/\eta,$$

где Q – подача вентилятора, м³/с; H – полный напор, м; η – полный КПД вентилятора; ρ – плотность, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Контрольные вопросы

1. Дайте определение производительности Q насоса. Назовите единицы измерения производительности.
2. Дайте определение напора H насоса. Назовите единицы измерения напора.
3. Дайте определение работы и мощности насоса.
4. Дайте определение КПД насоса.
5. Как классифицируются насосы по принципу действия и конструктивным особенностям?
6. Опишите принцип действия центробежного насоса.
7. Назовите преимущества и недостатки центробежного насоса.
8. Перечислите области применения центробежных насосов.
9. Опишите принцип работы центробежных насосов.
10. Как устроен центробежный насос?
11. Что такое кавитация?
12. Как устроен осевой насос?
13. Опишите принцип работы осевого насоса.
14. Назовите сферы применения осевого насоса.
15. Какие достоинства и недостатки у осевых насосов?
16. Назовите области применения вихревых насосов.
17. Опишите принцип работы вихревых насосов.
18. Назовите достоинства и недостатки вихревого насоса.
19. Назовите область применения поршневых насосов.
20. Опишите принцип работы поршневых насосов.
21. Назовите сферы применения поршневых насосов.
22. Перечислите достоинства и недостатки поршневых насосов.
23. Как устроен шестерённый насос?
24. Назовите области применения шестерённых насосов.
25. В чем заключаются преимущества и недостатки шестерённых насосов?
26. Назовите сферы применения винтового насоса.
27. Опишите устройство и принцип работы винтового насоса.

28. Назовите области применения винтовых насосов.
29. Назовите преимущества и недостатки винтовых насосов.
30. Назовите сферы применения крыльчатых насосов.
31. Изложите принцип работы крыльчатых насосов.
32. Назовите области применения крыльчатых насосов.
33. Назовите сферы применения струйных насосов.
34. Опишите принцип работы струйных насосов.
35. Назовите преимущества и недостатки струйных насосов.
36. Что такое вентилятор? Укажите его назначение.
37. Как разделяют вентиляторы по конструктивным особенностям и принципу действия?
38. Что представляет собой осевой (аксиальный) вентилятор?
39. Опишите принцип работы диагонального (канального) вентилятора.
40. Опишите принцип работы радиального (центробежного) вентилятора.
41. Опишите принцип работы диаметральных вентиляторов.
42. Опишите принцип работы безлопастного вентилятора.

Рекомендуемая литература

1. Машиностроение. Энциклопедический справочник. Р. 4. Конструирование машин. Т.8/ отв. редактор М.А. Саверин. – М: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1948.
2. Мощные гидравлические прессы: Рекомендации по расчету и эксплуатации прессов: [Сборник статей] / Под ред. канд. техн. наук Б.В. Розанова. - Москва: Отд. науч.-техн. информации, 1959. - 90 с.
3. Брюханов О.Н. Основы гидравлики и теплотехники: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования/ О.Н. Брюханов, А.Т. Мелик-Аракелян, В.И. Коробко. - 4-е изд., стер. - М: Академия, 2011. – 240 с.
4. Трофимова Т.И. Курс физики: учебное пособие для вузов/ Т. И. Трофимова.- 18-е изд., стереотип. - М: Академия, 2010. – 557 с.
5. Ткаченко А.С. Прикладная механика. Курс лекций по гидромеханике: учебное пособие/ А. С. Ткаченко; Министерство образования Российской Федерации, Томский государственный педагогический университет. - Томск: Томский государственный педагогический университет, 2002. - 69 с.
6. Черняк О.В. Основы теплотехники и гидравлики/ Черняк О.В. – М: Изд. «Высшая школа», 1969. - 311 с.
7. Черняк О.В., Рыбчинская Г.Б. Основы теплотехники и гидравлики: учебник/ О.В. Черняк, Г.Б. Рыбчинская. – М: Высшая школа, 1979. - 246 с.
8. Рабинович Е.З. Гидравлика: учебное пособие для техникумов / Е. З. Рабинович. - 2-е изд., испр. - М: Гостехиздат, 1956. - 395 с.
9. Апкарьян А.С. Гидрогазодинамика: учебное пособие для направления подготовки 20.03.01. «Техносферная безопасность» /А.С. Апкарьян. — Томск: Издательство ТУСУР, 2022. - 187 с. URL: <https://edu.tusur.ru/publications/5678>. (дата обращения 20.08.2023.)
10. А.С. Апкарьян. Теплофизика: учебное пособие для направления подготовки 20.03.01. «Техносферная безопасность» /А.С. Апкарьян. – Томск: Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 2021. – 196 с.

Тесты по дисциплине «Основы гидрогазодинамики»

Вопрос 1. Что такое гидрогазодинамика?

Варианты ответа:

- а) наука о движении жидкости;
- б) наука о равновесии жидкостей;
- в) наука о взаимодействии жидкостей;
- г) наука о равновесии и движении жидкостей.

Вопрос 2. Что такое жидкость?

Варианты ответа:

- а) физическое вещество, способное заполнять пустоты;
- б) физическое вещество, способное изменять форму под действием сил;
- в) физическое вещество, способное изменять свой объем;
- г) физическое вещество, способное течь.

Вопрос 3. Какая из этих жидкостей не является капельной?

Варианты ответа:

- а) ртуть;
- б) керосин;
- в) нефть;
- г) азот.

Вопрос 4. Какая жидкость называется реальной?

Варианты ответа:

- а) не существующая в природе;
- б) находящаяся при реальных условиях;
- в) в которой присутствует внутреннее трение;
- г) способная быстро испаряться.

Вопрос 5. Какая жидкость называется идеальной?

Варианты ответа:

- а) жидкость, в которой отсутствует внутреннее трение;
- б) жидкость, подходящая для применения;
- в) жидкость, способная сжиматься;
- г) жидкость, существующая только в определенных условиях.

Вопрос 6. Основные характеристики жидкости, используемые в гидрогазодинамике.

Варианты ответа:

- а) теплоёмкость, плотность, вязкость;
- б) теплоёмкость, удельный вес, вязкость, удельный объём;
- в) вязкость, плотность, сжимаемость;
- г) плотность, удельный объём, удельный вес, сжимаемость и вязкость.

Вопрос 7. Закон Ньютона о трении в жидкости.

Варианты ответа:

- а) $\tau = \mu(dv/dy)$;
- б) $\tau = \mu(dy/dv)$;
- в) $v = \mu(dy/d\tau)$;
- г) $\mu = v(dy/d\tau)$.

Вопрос 8. Как действует гидростатическое давление?

Варианты ответа:

- а) гидростатическое давление действует всегда вертикально вверх;
- б) гидростатическое давление действует перпендикулярно к боковой поверхности сосуда;
- в) гидростатическое давление действует всегда по внутренней нормали к площадке;
- г) гидростатическое давление жидкости, находящейся в состоянии покоя, равно нулю.

Вопрос 9. Основное уравнение гидростатики.

Варианты ответа:

- а) $p = p_0 + \rho g v$;
- б) $p = p_0 + \rho g$;
- в) $p = p_0 + \rho g h$;
- г) $p = p_0 - \rho g h$.

Вопрос 10. На какие виды разделяют действующие на жидкость внешние силы?

Варианты ответа:

- а) силы инерции и поверхностного натяжения;
- б) внутренние и поверхностные;
- в) массовые и поверхностные;
- г) силы тяжести и давления.

Вопрос 11. Какие силы называются массовыми?

Варианты ответа:

- а) сила тяжести и сила инерции;
- б) сила молекулярная и сила тяжести;
- в) сила инерции и сила гравитационная;
- г) сила давления и сила поверхностная.

Вопрос 12. Какие силы называются поверхностными?

Варианты ответа:

- а) вызванные воздействием объемов, лежащих на поверхности жидкости;
- б) вызванные воздействием соседних объемов жидкости и воздействием других тел;
- в) вызванные воздействием давления боковых стенок сосуда;
- г) вызванные воздействием атмосферного давления.

Вопрос 13. Жидкость находится под давлением. Что это означает?

Варианты ответа:

- а) жидкость находится в состоянии покоя;
- б) жидкость течет;
- в) на жидкость действует сила;
- г) жидкость изменяет форму.

Вопрос 14. В каких единицах измеряется давление в СИ?

Варианты ответа:

- а) в паскалях;
- б) в джоулях;
- в) в барах;
- г) в стоксах.

Вопрос 15. Если давление отсчитывают от абсолютного нуля, то как его называют?

Варианты ответа:

- а) давление вакуума;
- б) атмосферное;
- в) избыточное;
- г) абсолютное.

Вопрос 16. Если давление отсчитывают от относительного нуля, то как его называют?

Варианты ответа:

- а) абсолютное;
- б) атмосферное;
- в) избыточное;
- г) давление вакуума.

Вопрос 17. Чему равно атмосферное давление при нормальных условиях?

Варианты ответа:

- а) 100 МПа;
- б) 100 кПа;
- в) 10 ГПа;
- г) 1000 Па.

Вопрос 18. Как называют массу жидкости, заключенную в единице объема?

Варианты ответа:

- а) весом;
- б) удельным весом;
- в) удельной плотностью;
- г) плотностью.

Вопрос 19. Как определяется давление?

Варианты ответа:

- а) отношением силы, действующей на жидкость, к площади воздействия;
- б) произведением силы, действующей на жидкость, на площадь воздействия;
- в) отношением площади воздействия к значению силы, действующей на жидкость;

г) отношением разности действующих усилий к площади воздействия.

Вопрос 20. Как называется вес жидкости в единице объема?

Варианты ответа:

- а) плотность;
- б) удельный вес;
- в) удельная плотность;
- г) вес.

Вопрос 21. Как изменяется удельный вес жидкости при увеличении температуры?

Варианты ответа:

- а) уменьшается;
- б) увеличивается;
- в) сначала увеличивается, а затем уменьшается;
- г) не изменяется.

Вопрос 22. Сжимаемость – это свойство жидкости...

Варианты ответа:

- а) изменять свою форму под действием давления;
- б) изменять свой объем под действием давления;
- в) сопротивляться воздействию давления, не изменяя свою форму;
- г) изменять свой объем без воздействия давления.

Вопрос 23. Вязкость жидкости не характеризуется...

Варианты ответа:

- а) кинематическим коэффициентом вязкости;
- б) динамическим коэффициентом вязкости;
- в) градусами Энглера;
- г) статическим коэффициентом вязкости.

Вопрос 24. Какой греческой буквой обозначается кинематический коэффициент вязкости?

Варианты ответа:

- а) ν ;
- б) μ ;
- в) η ;
- г) τ .

Вопрос 25. Какой греческой буквой обозначается динамический коэффициент вязкости?

Варианты ответа:

- а) ν ;
- б) μ ;
- в) η ;
- г) τ .

Вопрос 26. Как изменяется вязкость жидкости при увеличении температуры?

Варианты ответа:

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) остается неизменной;
- г) сначала уменьшается, а затем остается постоянной.

Вопрос 27. Как изменяется вязкость газа при увеличении температуры?

Варианты ответа:

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) остается неизменной;
- г) сначала уменьшается, а затем остается постоянной.

Вопрос 28. Интенсивность испарения жидкости не зависит ...

Варианты ответа:

- а) от давления;
- б) от ветра;
- в) от температуры;
- г) от объема жидкости.

Вопрос 29. Как называются разделы, на которые делится гидрогазодинамика?

Варианты ответа:

- а) гидростатика и гидромеханика;
- б) гидромеханика и гидродинамика;
- в) гидростатика и гидродинамика;
- г) гидрология и гидромеханика.

Вопрос 30. Как называется раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости?

Варианты ответа:

- а) гидростатика;
- б) гидродинамика;
- в) гидромеханика;
- г) гидравлическая теория равновесия.

Вопрос 31. Гидростатическое давление – это давление, присутствующее...

Варианты ответа:

- а) в движущейся жидкости;
- б) в покоящейся жидкости;
- в) в жидкости, находящейся под избыточным давлением;
- г) в жидкости, помещенной в резервуар.

Вопрос 32. Какие частицы жидкости испытывают наибольшее напряжение сжатия от действия гидростатического давления?

Варианты ответа:

- а) находящиеся на дне резервуара;
- б) находящиеся на свободной поверхности;
- в) находящиеся у боковых стенок резервуара;
- г) находящиеся в центре тяжести рассматриваемого объема жидкости.

Вопрос 33. Первое свойство гидростатического давления гласит...

Варианты ответа:

а) в любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке, касательной к выделенному объему, и действует от рассматриваемого объема;

б) в любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке, касательной к выделенному объему, и действует внутрь рассматриваемого объема;

в) в каждой точке жидкости гидростатическое давление действует параллельно площадке, касательной к выделенному объему, и направлено произвольно;

г) гидростатическое давление неизменно во всех направлениях и всегда перпендикулярно в точке его приложения к выделенному объему.

Вопрос 34. Второе свойство гидростатического давления гласит...

Варианты ответа:

а) гидростатическое давление постоянно и всегда перпендикулярно стенкам резервуара;

б) гидростатическое давление изменяется при изменении местоположения точки;

в) гидростатическое давление неизменно в горизонтальной плоскости;

г) гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

Вопрос 35. Третье свойство гидростатического давления гласит...

Варианты ответа:

а) гидростатическое давление в любой точке не зависит от ее координат в пространстве;

б) гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве;

в) гидростатическое давление зависит от плотности жидкости;

г) гидростатическое давление всегда превышает давление, действующее на свободную поверхность жидкости.

Вопрос 36. Основное уравнение гидростатики позволяет...

Варианты ответа:

а) определять давление, действующее на свободную поверхность;

б) определять давление на дне резервуара;

в) определять давление в любой точке рассматриваемого объема;

г) определять давление, действующее на погруженное в жидкость тело.

Вопрос 37. Основное уравнение гидростатики определяется...

Варианты ответа:

- а) произведением давления газа над свободной поверхностью и площади свободной поверхности;
- б) давлением на внешней поверхности жидкости;
- в) суммой давления на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев;
- г) отношением рассматриваемого объема жидкости к плотности и глубине погружения точки.

Вопрос 38. Чему равно гидростатическое давление при глубине погружения точки, равной нулю?

Варианты ответа:

- а) давлению над свободной поверхностью;
- б) произведению объема жидкости на ее плотность;
- в) разности давлений на дне резервуара и на его поверхности;
- г) произведению плотности жидкости на ее удельный вес.

Вопрос 39. Давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково. Кто автор этого закона?

Варианты ответа:

- а) Ньютон;
- б) Паскаль;
- в) Никурадзе;
- г) Жуковский.

Вопрос 40. По какой формуле определяется равнодействующая сила жидкости, действующая на плоскую стенку?

Варианты ответа:

- а) $R = (\rho g h_{ц.т} - p_0) A$;
- б) $R = (\rho g h_{ц.т} + p_0) A$;
- в) $R = (\rho g h_{ц.т} + p_0)$;
- г) $R = (\rho g h_{ц.т} + p_0) A$.

Вопрос 41. По какой формуле определяется равнодействующая сила жидкости, действующая на криволинейную стенку?

Варианты ответа:

а) $R = \sqrt{\rho g h_w A_{YZ}}$;

б) $R = \sqrt{(\rho g h_w A_{YZ})^2 + (\rho g V)^2}$;

в) $R = \sqrt{(\rho g h_w A_{YZ})^2 - (\rho g V)^2}$;

г) $R = \sqrt{(\rho g h_w A_{YZ}) + (\rho g V)}$.

Вопрос 42. По какой формуле можно определить толщину стенки δ для цилиндрического сосуда или трубы при заданном диаметре D , давлении p и допускаемом напряжении $[\sigma]_p$?

Варианты ответа:

а) $\delta \geq pD / (2[\sigma]_p)$;

б) $\delta \leq pr / (2[\sigma]_p)$;

в) $\delta \leq pD / (2[\sigma]_p)$;

г) $\delta \geq pr / (2[\sigma]_p)$.

Вопрос 43. На тело, погружённое в жидкость, действует выталкивающая сила, которая направлена вертикально вверх и модуль которой равен весу вытесненной телом жидкости. Кто автор этого закона?

Варианты ответа:

а) Ньютон;

б) Паскаль;

в) Архимед;

г) Жуковский.

Вопрос 44. Укажите формулу Торричелли для идеальной жидкости.

Варианты ответа:

а) $v_0 = \sqrt{2gH}$;

б) $Q_0 = A_0 \sqrt{2\rho H}$;

в) $v_0 = \sqrt{2\rho H}$;

г) $Q_0 = p\sqrt{2\rho H}$.

Вопрос 45. Укажите условие плавания для идеальной жидкости.

Варианты ответа:

а) $mg < F_a$;

б) $mg > F_a$;

в) $\rho_m > \rho$;

г) $p = p_0 + \rho gh$.

Вопрос 46. Часть периметра живого сечения, ограниченная твердыми стенками, называется...

Варианты ответа:

а) мокрый периметр;

б) периметр контакта;

в) смоченный периметр;

г) гидравлический периметр.

Вопрос 47. Объем жидкости, протекающий за единицу времени через живое сечение, называется...

Варианты ответа:

а) расход потока;

б) объемный поток;

в) скорость потока;

г) скорость расхода.

Вопрос 48. Отношение расхода жидкости к площади живого сечения называется...

Варианты ответа:

а) средний расход потока жидкости;

б) средняя скорость потока;

в) максимальная скорость потока;

г) минимальный расход потока.

Вопрос 49. Отношение живого сечения к смоченному периметру называется...

Варианты ответа:

- а) гидравлическая скорость потока;
- б) гидродинамический расход потока;
- в) расход потока;
- г) гидравлический радиус потока.

Вопрос 50. Если при движении жидкости в данной точке русла давление и скорость не изменяются, то такое движение называется...

Варианты ответа:

- а) установившимся;
- б) неуставившимся;
- в) турбулентным установившимся;
- г) ламинарным неуставившимся.

Вопрос 51. Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется...

Варианты ответа:

- а) ламинарным;
- б) стационарным;
- в) неуставившимся;
- г) турбулентным.

Вопрос 52. Какой латинской буквой обозначается расход потока?

Варианты ответа:

- а) Q ;
- б) V ;
- в) P ;
- г) H .

Вопрос 53. При неуставившемся движении кривая, в каждой точке которой векторы скорости в данный момент времени направлены по касательной, называется...

Варианты ответа:

- а) траектория тока;
- б) трубка тока;
- в) струйка тока;

г) линия тока.

Вопрос 54. Элементарная струйка – это...

Варианты ответа:

- а) трубка потока, окруженная линиями тока;
- б) часть потока, заключенная внутри трубки тока;
- в) объем потока, движущийся вдоль линии тока;
- г) неразрывный поток с произвольной траекторией.

Вопрос 55. Течение жидкости со свободной поверхностью называется...

Варианты ответа:

- а) установившимся;
- б) напорным;
- в) безнапорным;
- г) свободным.

Вопрос 56. Течение жидкости без свободной поверхности в трубопроводах с повышенным или пониженным давлением называется...

Варианты ответа:

- а) безнапорным;
- б) напорным;
- в) неустановившимся;
- г) несвободным (закрытым).

Вопрос 57. Уравнение неразрывности течений имеет вид...

Варианты ответа:

- а) $A_1 v_2 = A_2 v_1 = \text{const}$;
- б) $A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{const}$;
- в) $A_1 A_2 = v_1 v_2 = \text{const}$;
- г) $A_1 / v_1 = A_2 / v_2 = \text{const}$.

Вопрос 58. Член уравнения Бернулли, обозначаемый буквой z , называется...

Варианты ответа:

- а) геометрической напор;
- б) пьезометрической напор;
- в) скоростной напор;

г) потерянный напор.

Вопрос 59. Уравнение Бернулли для двух различных сечений потока дает взаимосвязь между...

Варианты ответа:

- а) давлением, расходом и скоростью;
- б) скоростью, давлением и коэффициентом Кориолиса;
- в) давлением, скоростью и геометрической высотой;
- г) геометрической высотой, скоростью, расходом.

Вопрос 60. Линейные потери вызваны...

Варианты ответа:

- а) силой трения между слоями жидкости;
- б) местными сопротивлениями;
- в) длиной трубопровода;
- г) вязкостью жидкости.

Вопрос 61. Местные потери энергии вызваны...

Варианты ответа:

- а) наличием линейных сопротивлений;
- б) наличием местных сопротивлений;
- в) массой движущейся жидкости;
- г) инерцией движущейся жидкости.

Вопрос 62. На участке трубопровода между двумя его сечениями, для которых записано уравнение Бернулли, можно установить следующие гидроэлементы...

Варианты ответа:

- а) фильтр, отвод, гидромотор, диффузор;
- б) кран, конфузор, дроссель, насос;
- в) фильтр, кран, диффузор, колено;
- г) гидроцилиндр, дроссель, клапан, сопло.

Вопрос 63. Укажите правильную запись.

Варианты ответа:

- а) $h_{\text{лин}} = h_{\text{пот}} + h_{\text{мест}}$;
- б) $h_{\text{мест}} = h_{\text{лин}} + h_{\text{пот}}$;
- в) $h_{\text{пот}} = h_{\text{лин}} - h_{\text{мест}}$;

г) $h_{\text{лин}} = h_{\text{пот}} - h_{\text{мест}}$.

Вопрос 64. Для измерения скорости потока используется...

Варианты ответа:

- а) трубка Пито;
- б) пьезометр;
- в) вискозиметр;
- г) трубка Вентури.

Вопрос 65. Для измерения расхода жидкости используется...

Варианты ответа:

- а) трубка Пито;
- б) расходомер Пито;
- в) расходомер Вентури;
- г) пьезометр.

Вопрос 66. В каких единицах измеряется расход потока?

Варианты ответа:

- а) м^3 ;
- б) $\text{м}^2/\text{с}$;
- в) $\text{м}^3 \cdot \text{с}$;
- г) $\text{м}^3/\text{с}$.

Вопрос 67. 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 ?

Варианты ответа:

- а) можно;
- б) можно, если известны диаметры d_1 и d_2 ;
- в) можно, если известен диаметр трубопровода d_1 ;
- г) нельзя.

Вопрос 68. Неустановившееся движение жидкости характеризуется уравнением...

Варианты ответа:

- а) $v = f(x, y, z)$; $P = \varphi(x, y, z)$;
- б) $v = f(x, y, z)$; $P = \varphi(x, y, z, t)$;
- в) $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z, t)$;

г) $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z)$.

Вопрос 69. Чему равно значение коэффициента Кориолиса для ламинарного режима движения жидкости?

Варианты ответа:

- а) 1,5;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 1.

Вопрос 70. Чему равно значение коэффициента Кориолиса для турбулентного режима движения жидкости?

Варианты ответа:

- а) 1,5;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 1.

Вопрос 71. Уровень жидкости в трубке Пито поднялся на высоту $H = 15$ см. Чему равна скорость жидкости в трубопроводе?

Варианты ответа:

- а) 2,94 м/с;
- б) 17,2 м/с;
- в) 1,72 м/с;
- г) 8,64 м/с.

Вопрос 72. Что такое гидравлическое сопротивление?

Варианты ответа:

- а) сопротивление жидкости изменению формы своего русла;
- б) сопротивление, препятствующее свободному проходу жидкости;
- в) сопротивление трубопровода, которое сопровождается потерями энергии жидкости;
- г) сопротивление, при котором падает скорость движения жидкости по трубопроводу.

Вопрос 73. Что является источником потерь энергии движущейся жидкости?

Варианты ответа:

- а) плотность;
- б) вязкость;
- в) расход жидкости;
- г) изменение направления движения.

Вопрос 74. Что такое ламинарный режим движения жидкости?

Варианты ответа:

- а) режим, при котором частицы жидкости перемещаются бессистемно только у стенок трубопровода;
- б) режим, при котором частицы жидкости в трубопроводе перемещаются бессистемно;
- в) режим, при котором жидкость сохраняет определенный строй своих частиц;
- г) режим, при котором частицы жидкости двигаются послойно только у стенок трубопровода.

Вопрос 75. Что является турбулентным режимом движения жидкости?

Варианты ответа:

- а) режим, при котором частицы жидкости сохраняют определенный строй (двигаются послойно);
- б) режим, при котором частицы жидкости перемещаются в трубопроводе бессистемно;
- в) режим, при котором частицы жидкости двигаются как послойно, так и бессистемно;
- г) режим, при котором частицы жидкости двигаются послойно только в центре трубопровода.

Вопрос 76. При каком режиме движения жидкости в трубопроводе пульсация скоростей и давлений не происходит?

Варианты ответа:

- а) при отсутствии движения жидкости;
- б) при спокойном;
- в) при турбулентном;
- г) при ламинарном.

Вопрос 77. При каком режиме движения жидкости в трубопроводе наблюдается пульсация скоростей и давлений в трубопроводе?

Варианты ответа:

- а) при ламинарном;
- б) при скоростном;
- в) при турбулентном;
- г) при отсутствии движения жидкости.

Вопрос 78. Какие явления наблюдаются при ламинарном движении жидкости в трубопроводе?

Варианты ответа:

- а) пульсация скоростей и давлений;
- б) отсутствие пульсации скоростей и давлений;
- в) пульсация скоростей и отсутствие пульсации давлений;
- г) пульсация давлений и отсутствие пульсации скоростей.

Вопрос 79. Какие явления наблюдаются при турбулентном движении жидкости в трубопроводе?

Варианты ответа:

- а) пульсация скоростей и давлений;
- б) отсутствие пульсации скоростей и давлений;
- в) пульсация скоростей и отсутствие пульсации давлений;
- г) пульсация давлений и отсутствие пульсации скоростей.

Вопрос 80. Где скорость движения жидкости максимальна при турбулентном режиме?

Варианты ответа:

- а) у стенок трубопровода;
- б) в центре трубопровода;
- в) может быть максимальна в любом месте;
- г) все частицы движутся с одинаковой скоростью.

Вопрос 81. Где скорость движения жидкости максимальна при ламинарном режиме?

Варианты ответа:

- а) у стенок трубопровода;
- б) в центре трубопровода;
- в) может быть максимальна в любом месте;

г) в начале трубопровода.

Вопрос 82. Режим движения жидкости в трубопроводе – это процесс...

Варианты ответа:

- а) обратимый;
- б) необратимый;
- в) обратимый при постоянном давлении;
- г) необратимый при изменяющейся скорости.

Вопрос 83. От каких параметров зависит значение числа Рейнольдса?

Варианты ответа:

- а) от диаметра трубопровода, кинематической вязкости жидкости и скорости движения жидкости;
- б) от расхода жидкости, температуры жидкости, длины трубопровода;
- в) от динамической вязкости, плотности и скорости движения жидкости;
- г) от скорости движения жидкости, шероховатости стенок трубопровода, вязкости.

Вопрос 84. Чему равно критическое значение числа Рейнольдса?

Варианты ответа:

- а) 2300;
- б) 3200;
- в) 4000;
- г) 4600.

Вопрос 85. При $Re > 4000$ режим движения жидкости...

Варианты ответа:

- а) ламинарный;
- б) переходный;
- в) турбулентный;
- г) кавитационный.

Вопрос 86. При $Re < 2300$ режим движения жидкости...

Варианты ответа:

- а) кавитационный;
- б) турбулентный;
- в) переходный;
- г) ламинарный.

Вопрос 87. При $2300 < Re < 4000$ режим движения жидкости...

Варианты ответа:

- а) ламинарный;
- б) турбулентный;
- в) переходный;
- г) кавитационный.

Вопрос 88. Что такое кавитация?

Варианты ответа:

- а) воздействие давления жидкости на стенки трубопровода;
- б) движение жидкости в открытых руслах, связанное с интенсивным перемешиванием;
- в) местное изменение гидравлического сопротивления;
- г) изменение агрегатного состояния жидкости при движении в закрытых руслах, связанное с местным падением давления.

Вопрос 89. Какие трубы имеют наименьшую абсолютную шероховатость?

Варианты ответа:

- а) чугунные;
- б) стеклянные;
- в) стальные;
- г) медные.

Вопрос 90. Для определения потерь напора служит...

Варианты ответа:

- а) число Рейнольдса;
- б) формула Вейсбаха – Дарси;
- в) номограмма Колбрука – Уайта;
- г) график Никурадзе.

Вопрос 91. Для определения чего служит формула Вейсбаха – Дарси?

Варианты ответа:

- а) числа Рейнольдса;
- б) коэффициента гидравлического трения;
- в) потерь напора;
- г) коэффициента потерь местного сопротивления.

Вопрос 92. Кавитация не служит причиной увеличения...

Варианты ответа:

- а) вибрации;
- б) нагрева труб;
- в) КПД гидромашин;
- г) сопротивления трубопровода.

Вопрос 93. Из какого сосуда за единицу времени вытекает больший объем жидкости?

Варианты ответа:

- а) с постоянным напором;
- б) с уменьшающимся напором;
- в) расход не зависит от напора;
- г) с увеличивающимся напором.

Вопрос 94. На какие виды делятся длинные трубопроводы?

Варианты ответа:

- а) параллельные и последовательные;
- б) простые и сложные;
- в) прямолинейные и криволинейные;
- г) разветвленные и составные.

Вопрос 95. Какие трубопроводы называются простыми?

Варианты ответа:

- а) последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений без ответвлений;
- б) параллельно соединенные трубопроводы одного сечения;
- в) трубопроводы, не содержащие местных сопротивлений;
- г) последовательно соединенные трубопроводы, содержащие не более одного ответвления.

Вопрос 96. Какие трубопроводы называются сложными?

Варианты ответа:

- а) последовательные трубопроводы, в которых основную долю потерь энергии составляют местные сопротивления;
- б) параллельно соединенные трубопроводы разных сечений;
- в) трубопроводы, имеющие местные сопротивления;
- г) трубопроводы, образующие систему труб с одним или несколькими ответвлениями.

Вопрос 97. При подаче жидкости по последовательно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 расход жидкости в них будет...

Варианты ответа:

- а) $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$;
- б) $Q_1 > Q_2 > Q_3$;
- в) $Q_1 < Q_2 < Q_3$;
- г) $Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$.

Вопрос 98. При подаче жидкости по последовательно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 общая потеря напора в них будет...

Варианты ответа:

- а) $\sum h = \sum h_1 - \sum h_2 - \sum h_3$;
- б) $\sum h_1 > \sum h_2 > \sum h_3$;
- в) $\sum h = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3$;
- г) $\sum h_1 = \sum h_2 = \sum h_3$.

Вопрос 99. При подаче жидкости по параллельно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 расход жидкости в них будет...

Варианты ответа:

- а) $Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$;
- б) $Q_1 > Q_2 > Q_3$;
- в) $Q_1 < Q_2 < Q_3$;
- г) $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$.

Вопрос 100. Что такое ударная волна при гидравлическом ударе?

Варианты ответа:

- а) область, в которой происходит увеличение давления;
- б) область, в которой частицы жидкости ударяются друг о друга;
- в) волна в виде сжатого объема жидкости;
- г) область, в которой жидкость ударяет о стенки трубопровода.

Вопрос 101. Затухание колебаний давления после гидравлического удара происходит за счет...

Варианты ответа:

- а) потери энергии жидкости при распространении ударной волны на преодоление сопротивления трубопровода;
- б) потери энергии жидкости на нагрев трубопровода;
- в) потери энергии на деформацию стенок трубопровода;
- г) потерь энергии жидкости на преодоление сил трения и ухода энергии в резервуар.

Вопрос 102. Гидравлическими машинами называют...

Варианты ответа:

- а) машины, вырабатывающие энергию и сообщающие ее жидкости;
- б) машины, которые сообщают проходящей через них жидкости механическую энергию либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочим органам;
- в) машины, способные работать только при их полном погружении в жидкость с сообщением им механической энергии привода;
- г) машины, соединяющиеся между собой системой трубопроводов, по которым движется рабочая жидкость, отдающая энергию.

Вопрос 103. Насос, в котором жидкость перемещается под действием центробежных сил, называется...

Варианты ответа:

- а) лопастный центробежный насос;
- б) лопастный осевой насос;
- в) поршневой насос центробежного действия;
- г) дифференциальный центробежный насос.

Вопрос 104. Поршневые насосы по типу вытеснителей классифицируют ...

Варианты ответа:

- а) на плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- б) на плунжерные, мембранные и поршневые;
- в) на поршневые, кулачковые и диафрагменные;
- г) на диафрагменные, лопастные и плунжерные.

Вопрос 105. Мощность, которая отводится от насоса в виде потока жидкости под давлением, называется...

Варианты ответа:

- а) подведенной;
- б) полезной;
- в) гидравлической;
- г) механической.

Вопрос 106. Механический КПД насоса отражает потери мощности, связанные...

Варианты ответа:

- а) с перетечками жидкости внутри насоса через зазоры подвижных элементов;
- б) с возникновением силы трения между подвижными элементами насоса;
- в) с деформацией потока рабочей жидкости в насосе и с трением жидкости о стенки гидроаппарата;
- г) с непостоянным расходом жидкости в нагнетательном трубопроводе.

Подробнее: <https://zaochnik.com/online-tests/gidravlika/75-s-otvetami-po-gidravlike-i-pnevmatike/>

Ответы на вопросы по дисциплине «Основы гидрогазодинамики»

1. Наука о равновесии и движении жидкостей.
2. Физическое вещество, способное изменять форму под действием сил.
3. Азот.
4. Находящаяся при реальных условиях.
5. Жидкость, в которой отсутствует внутреннее трение.
6. Плотность, удельный объём, удельный вес, сжимаемость и вязкость.
7. $\tau = \mu(dv/dy)$.
8. Гидростатическое давление действует всегда по внутренней нормали к площадке.
9. Основное уравнение гидростатики $p = p_0 + \rho gh$.
10. Действующие на жидкость внешние силы разделяют на массовые и поверхностные.
11. Массовыми силами называют силы тяжести и силы инерции.
12. Поверхностными называют силы, вызванные воздействием соседних объемов жидкости и воздействием других тел.
13. Жидкость находится под давлением – это означает, что на жидкость действует сила.
14. Давление в СИ измеряется в паскалях.
15. Если давление отсчитывают от абсолютного нуля, то его называют абсолютным.
16. Если давление отсчитывают от относительного нуля, то его называют избыточным.
17. Атмосферное давление при нормальных условиях равно 100 кПа.
18. Массу жидкости, заключенную в единице объема, называют плотностью.
19. Давление определяется отношением силы, действующей на жидкость, к площади воздействия.
20. Вес жидкости в единице объема называется удельным весом.

21. При увеличении температуры удельный вес жидкости уменьшается.

22. Сжимаемость – это свойство жидкости изменять свой объем под действием давления.

23. Вязкость жидкости не характеризуется статическим коэффициентом вязкости.

24. Кинематический коэффициент вязкости обозначается греческой буквой ν .

25. Динамический коэффициент вязкости обозначается греческой буквой μ .

26. Вязкость жидкости при увеличении температуры уменьшается.

27. Вязкость газа при увеличении температуры увеличивается.

28. Интенсивность испарения жидкости не зависит от ее объема.

29. Газодинамика делится на гидростатику и гидродинамику.

30. Раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости, называется гидростатикой.

31. Гидростатическое давление – это давление, присутствующее в покоящейся жидкости.

32. Наибольшее напряжение сжатия от действия гидростатического давления испытывают частицы жидкости, находящиеся на дне резервуара.

33. Первое свойство гидростатического давления гласит: в любой точке жидкости гидростатическое давление перпендикулярно площадке, касательной к выделенному объему, и действует внутрь рассматриваемого объема.

34. Второе свойство гидростатического давления гласит: гидростатическое давление неизменно во всех направлениях.

35. Третье свойство гидростатического давления гласит: гидростатическое давление в точке зависит от ее координат в пространстве.

36. Основное уравнение гидростатики позволяет определять давление в любой точке рассматриваемого объема.

37. Основное уравнение гидростатики определяется суммой давления на внешней поверхности жидкости и давления, обусловленного весом вышележащих слоев.

38. Гидростатическое давление при глубине погружения точки, равной нулю, равно давлению над свободной поверхностью.

39. Давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости по всем направлениям одинаково – закон Паскаля.

40. Равнодействующая сила жидкости, действующая на плоскую стенку, определяется по формуле $R = (\rho g h_{ц.т} + p_0)A$, где A – площадь поверхности.

41. Равнодействующая сила жидкости, действующая на криволинейную стенку, определяется по формуле

$$R = \sqrt{(\rho g h_w A_{YZ})^2 + (\rho g V)^2}.$$

42. Толщина стенки δ для цилиндрического сосуда или трубы при заданном диаметре D , давлении p и допуске напряжении $[\sigma]_p$ определяется по формуле $\delta \geq pD / (2[\sigma]_p)$.

43. На тело, погружённое в жидкость, действует выталкивающая сила, которая направлена вертикально вверх и модуль которой равен весу вытесненной телом жидкости – закон Архимеда.

44. Формула Торричелли для идеальной жидкости $v_0 = \sqrt{2gH}$.

45. Условие плавания для идеальной жидкости $mg < F_a$.

46. Часть периметра живого сечения, ограниченная твердыми стенками, называется смоченным периметром.

47. Объем жидкости, протекающий за единицу времени через живое сечение, называется расходом потока.

48. Отношение расхода жидкости к площади живого сечения называется средней скоростью потока.

49. Отношение живого сечения к смоченному периметру называется гидравлическим радиусом потока.

50. Если при движении жидкости в данной точке русла давление и скорость не изменяются, то такое движение называется установившимся.

51. Движение, при котором скорость и давление изменяются не только от координат пространства, но и от времени, называется неустановившимся.

52. Расход потока обозначается латинской буквой Q .

53. При неустановившемся движении кривая, в каждой точке которой векторы скорости в данный момент времени направлены по касательной, называется линией тока.

54. Элементарная струйка – это часть потока, заключенная внутри трубки тока.

55. Течение жидкости со свободной поверхностью называется безнапорным.

56. Течение жидкости без свободной поверхности в трубопроводах с повышенным или пониженным давлением называется напорным.

57. Уравнение неразрывности течений имеет вид $A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{const}$, где A – площадь живого сечения потока; v – скорость потока.

58. Член уравнения Бернулли, обозначаемый буквой z , называется геометрическим напором.

59. Уравнение Бернулли для двух различных сечений потока дает взаимосвязь между давлением, скоростью и геометрической высотой.

60. Линейные потери вызваны силой трения между слоями жидкости.

61. Местные потери энергии вызваны наличием местных сопротивлений.

62. На участке трубопровода между двумя его сечениями, для которых записано уравнение Бернулли, можно установить фильтр, кран, диффузор, колено.

63. Правильная запись $h_{\text{лин}} = h_{\text{пот}} = h_{\text{мест}}$.

64. Для измерения скорости потока используется трубка Пито.

65. Для измерения расхода жидкости используется расходомер Вентури.

66. Расход потока измеряется в $\text{м}^3/\text{с}$.

67. Можно определить давление P_2 и скорость потока v_2 , если известны диаметры d_1 и d_2 .

68. Неустановившееся движение жидкости характеризуется уравнением $v = f(x, y, z, t)$; $P = \varphi(x, y, z, t)$.

69. Значение коэффициента Кориолиса для ламинарного режима движения жидкости равно 2.

70. Значение коэффициента Кориолиса для турбулентного режима движения жидкости равно 1.

71. Скорость жидкости в трубопроводе равна 1,72 м/с.

72. Гидравлическое сопротивление – это сопротивление трубопровода, которое сопровождается потерями энергии жидкости.

73. Источником потерь энергии движущейся жидкости является вязкость.

74. Ламинарный режим движения жидкости – это режим, при котором жидкость сохраняет определенный строй своих частиц.

75. Турбулентный режим движения жидкости – это режим, при котором частицы жидкости перемещаются в трубопроводе бессистемно.

76. Пульсация скоростей и давлений в трубопроводе не происходит при ламинарном режиме движения жидкости.

77. Пульсация скоростей и давлений в трубопроводе происходит при турбулентном режиме движения жидкости.

78. При ламинарном движении жидкости в трубопроводе отсутствуют пульсации скоростей и давлений.

79. При турбулентном движении жидкости в трубопроводе наблюдаются пульсации скоростей и давлений.

80. Скорость движения жидкости при турбулентном режиме максимальна в любом месте.

81. Скорость движения жидкости при ламинарном режиме максимальна в центре трубопровода.

82. Режим движения жидкости в трубопроводе процесс обратимый.

83. Значение числа Рейнольдса зависит от диаметра трубопровода, кинематической вязкости жидкости и скорости движения жидкости.

84. Критическое значение числа Рейнольдса равно 2300.

85. При $Re > 4000$ режим движения жидкости турбулентный.

86. При $Re < 2300$ режим движения жидкости ламинарный.

87. При $2300 < Re < 4000$ режим движения жидкости переходный.

88. Кавитация – это изменение агрегатного состояния жидкости при движении в закрытых руслах, связанное с местным падением давления.

89. Наименьшую абсолютную шероховатость имеют стеклянные трубы.

90. Для определения потерь напора служит формула Вейсбаха – Дарси.

91. Формула Вейсбаха – Дарси служит для определения потерь напора.

92. Кавитация не служит причиной увеличения КПД гидромашин.

93. В единицу времени вытекает больший объем жидкости из сосуда с увеличивающимся напором.

94. Длинные трубопроводы делятся на простые и сложные.

95. Последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений без ответвлений называются простыми.

96. Трубопроводы, образующие систему труб с одним или несколькими ответвлениями, называются сложными.

97. При подаче жидкости по последовательно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 расход жидкости в них $Q = Q_1 = Q_2 = Q_3$.

98. При подаче жидкости по последовательно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 общая потеря напора в них $\sum h = \sum h_1 + \sum h_2 + \sum h_3$.

99. При подаче жидкости по параллельно соединенным трубопроводам 1, 2 и 3 расход жидкости в них $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$.

100. Ударная волна при гидравлическом ударе – это область, в которой происходит увеличение давления.

101. Затухание колебаний давления после гидравлического удара происходит за счет потерь энергии жидкости на преодоление сил трения и ухода энергии в резервуар.

102. Гидравлическими называют машины, которые сообщают проходящей через них жидкости механическую энергию либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочим органам.

103. Насос, в котором жидкость перемещается под действием центробежных сил, называется лопастным центробежным насосом.

104. Поршневые насосы по типу вытеснителей классифицируют на плунжерные, поршневые и диафрагменные.

105. Мощность, которая отводится от насоса в виде потока жидкости под давлением, называется полезной мощностью.

106. Механический КПД насоса отражает потери мощности, связанные с возникновением силы трения между подвижными элементами насоса.

Оглавление

Предисловие.....	3
Введение.....	4
1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ	
1.1 Физические свойства жидкости.....	7
1.2 Идеальная и реальная жидкости.....	19
Контрольные вопросы	20
2 ГИДРОСТАТИКА	
2.1 Гидростатическое давление	22
2.2 Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля	26
2.3 Гидравлический пресс и гидравлический аккумулятор	29
2.4 Приборы измерения давления	33
2.5 Давление жидкости на стенку.....	39
2.6 Закон Архимеда.....	46
Контрольные вопросы	50
3 ГИДРОДИНАМИКА	
3.1 Основные понятия.....	51
3.2 Энергия элементарной струйки. Уравнение Бернулли.....	64
3.3 Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.....	70
3.4 Трубопроводы.....	82
3.5 Гидравлический удар.....	89
3.6 Истечение жидкостей из отверстия и насадки.....	92
Контрольные вопросы	96
4 НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ	
4.1 Основные понятия о насосах	98
4.2 Лопастные насосы	102
4.2.1 Центробежные насосы.....	102
4.2.2 Кавитация.....	114
4.2.3 Осевые насосы.....	115
4.2.4 Вихревые насосы	118
4.2.5 Регулирование подачи и напора лопастных насосов	120
4.3 Объёмные насосы.....	121
4.3.1 Поршневые насосы	121
4.3.2 Плунжерный насос.....	125
4.3.3 Расчёт производительности поршневого насоса	128
4.3.4 Расчёт высоты всасывания.....	129
4.3.5 Шестерённые насосы.....	132
4.3.6 Винтовые насосы	134
4.3.7 Крыльчатые насосы	139

4.3.8 Регулирование подачи объёмных насосов	141
4.4 Струйные насосы.....	141
4.5 Сравнение работы центробежных и поршневых насосов.....	144
4.6 Основные понятия о вентиляторах.....	145
Контрольные вопросы.....	153
Рекомендуемая литература.....	155
Тесты по дисциплине «Основы гидрогазодинамики».....	156
Ответы на вопросы по дисциплине «Основы гидрогазодинамики».....	180

Учебное издание
Апкарьян Афанасий Саакович
ОСНОВЫ ГИДРОГАЗОДИНАМИКИ
Учебное пособие

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Томский государственный университет
систем управления и радиоэлектроники».
634050, г. Томск, пр. Ленина, 40.
Тел. (3822) 533018.