



**Министерство образования и науки
Российской Федерации
Рубцовский индустриальный институт (филиал)
ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический
университет им. И.И. Ползунова»**

В.В. ГРИЦЕНКО

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебное пособие для студентов направлений
«Машиностроение», «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» и «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»
всех форм обучения

*Рекомендовано Рубцовским индустриальным институтом (филиалом)
ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет
им. И.И. Ползунова» в качестве учебного пособия для студентов,
обучающихся по направлениям подготовки
«Машиностроение», «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств» и «Эксплуатация транспортно-
технологических машин и комплексов»*

Рубцовск 2017

Гриценко В.В. Механика жидкости и газа: Учебное пособие для студентов направлений «Машиностроение», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2017. – 105 с.

В учебном пособии изложены основы общей и специальной гидравлики. Пособие содержит четыре основных раздела. В первом представлены общие сведения о жидкостях и их физических свойствах. Второй раздел посвящен изучению законов гидростатики. В третьем разделе рассмотрены закономерности протекания гидродинамических процессов, представлены основы методов расчета напорных трубопроводов. В четвертом разделе изучаются служебное назначение, устройство, принцип действия, основы расчета гидро- и пневмонасосов, рассмотрены их напорные и энергетические характеристики.

В пособии также представлены некоторые справочные материалы и вопросы для самоподготовки студентов к контрольным тестированиям.

Данное учебное пособие предназначено для студентов направлений «Машиностроение» и «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» всех форм обучения.

Рассмотрено и одобрено
на заседании НМС РИИ.
Протокол №8 от 27.12.17г.

Рецензент:
доцент каф. НТС

Н.А. Чернецкая

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА.....	5
1.1 Общие сведения о жидкостях и их физические свойства.....	6
1.1.1 Определение жидкости и ее классификация.....	6
1.1.2 Системы единиц, используемые в механике жидкости и газа.....	7
1.1.3 Физические свойства жидкостей.....	8
1.1.3.1 Краткие сведения о физических свойствах жидкостей.....	8
1.1.3.2 Объемные физические свойства жидкостей и их зависимость от температуры, давления и количества дисперсной фазы.....	14
1.1.3.3 Вязкостные (физические) свойства жидкостей и их зависимость от температуры и содержания сухих растворенных веществ или дисперсной фазы...	17
2 ГИДРОСТАТИКА.....	19
2.1 Общие положения.....	19
2.2 Основное уравнение гидростатики.....	20
2.3 Приборы для измерения давления.....	23
2.4 Примеры практического использования основного уравнения гидростатики.....	25
3 ГИДРОДИНАМИКА.....	28
3.1 Общие положения.....	28
3.2 Уравнение неразрывности потока.....	29
3.3 Дифференциальные уравнения движения Эйлера.....	31
3.4 Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.....	34
3.5 Дифференциальные уравнения движения вязкой жидкости (уравнения Навье - Стокса).....	36
3.6 Критериальные уравнения движения вязкой жидкости.....	38
3.7 Режимы движения жидкости.....	40
3.8 Законы ламинарного движения.....	42
3.9 Турбулентный режим течения.....	44
3.10 Потери напора на местных сопротивлениях.....	46
3.11 Расчет трубопроводов.....	48
3.12 Истечение жидкости через отверстия и насадки.....	52
4 НАСОСЫ.....	59
4.1 Общие сведения.....	59
4.2 Классификация насосов.....	59
4.3 Основные параметры насосов.....	59
4.4 Схема насосной установки.....	60
4.5 Поршневые насосы.....	62
4.6 Центробежные насосы.....	69
4.7 Насосы специального назначения.....	78
ТЕМАТИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ТЕСТИРОВАНИЯМ.....	82
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	92
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	93

ВВЕДЕНИЕ

Механикой жидкости и газа (гидравликой) называется наука, изучающая законы равновесия и движения жидких и газообразных тел с целью использования этих систем в промышленном производстве.

Курс механики жидкости и газов делится на три основные части: гидростатику, изучающую законы равновесия жидкостей, гидродинамику, изучающую законы движения жидкостей, и раздел, посвященный изучению гидромашин.

Законы гидравлики находят исключительно широкое инженерное применение в различных отраслях промышленности. Вопросы водоснабжения, гидравлические расчеты трубопроводов, расчеты насосов, турбин и компрессоров, вопросы санитарной техники: вентиляции, отопления, канализации, расчеты элементов гидротехнических сооружений: дамб, мостов, плотин и др., расчеты оросительных и водных путей, дренажных систем, основные проблемы кораблестроения и авиации – ходкость, устойчивость и управляемость судов, полет, устойчивость и управляемость самолета, основы важнейшей науки о теплообмене, основы расчета громадного количества производственных процессов химической технологии, металлургии, пищевых производств и иных технологий, расчет и конструирование аппаратуры для осуществления этих процессов, огромное количество других, не упомянутых нами, технических проблем – все это базируется на законах гидравлики [1].

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Механикой жидкости и газа (гидравликой) называется наука, изучающая законы равновесия и движения жидких и газообразных тел с целью использования этих законов для решения различных практических инженерных задач. Она, как и другие разделы механики, в своих исследованиях и выводах опирается на законы физики, теоретической механики, широко используя математический анализ и экспериментальные данные [1].

В рамках данной науки под термином «жидкость» понимают как капельные жидкости, включая структурированные биотехнологические, так и газы, для которых характерно свойство текучести. Текучесть жидкости начинается при сколь угодно малых напряжениях сдвига (τ , Па), т. е. предельное напряжение сдвига (τ_0 , Па) равно нулю ($\tau_0 = 0$) [1].

В механике жидкости и газа изучают движение главным образом капельных (ньютоновских) жидкостей, а также газов, когда их сжимаемостью можно пренебречь, например, в вентиляционных системах и газопроводах. Для обоснования и вывода теоретических положений и формул, основываясь на гипотезах сплошности и неразрывности, используют аппарат математического анализа, применимого к непрерывным функциям. Во многих случаях практические расчетные формулы получены на базе обобщения экспериментальных данных методом графоаналитической обработки. К числу главнейших методов исследования относят дифференциальный и интегральный в теоретическом и экспериментальном аспектах; моделей и аналогий; анализа размерностей и экспериментальный, составляющие основу теории подобия [1].

Теоретический курс состоит из двух разделов: гидравлики и гидравлических машин. Каждый раздел содержит теоретическую и практическую части.

Гидравлика делится на две части: гидростатику, изучающую законы равновесия жидкостей (газов), и гидродинамику, изучающую законы движения жидкостей (газов).

Гидростатика изучает законы покоящейся жидкости и является базой для изучения законов движения жидкости. Жидкость рассматривается как тело, непрерывно заполняющее объем. При выводе законов гидростатики широко используются законы теоретической механики твердого тела [1].

Силы трения и силы растяжения в покоящейся жидкости не принимаются во внимание (за редким исключением), рассматриваются только силы давления и силы объемные. Силы давления характеризуются гидромеханическим давлением, называемым гидростатическим давлением в точке [1]:

$$p_{\Gamma} = dP / df, \text{ Н/м}^2 \text{ (Па)}, \quad (1.1)$$

где dP – элементарное (дискретное) усилие, df – элементарная (бесконечно малая) площадка, на которую действует элементарная сила.

Гидростатическое давление в жидкости имеет следующие два свойства:

1. Силы направлены по нормали к поверхности внутрь рассматриваемого и находящегося в равновесии объема жидкости.

2. В любой точке внутри жидкости гидростатическое давление по всем направлениям одинаково, т. е. давление не зависит от угла наклона площади, на которую оно действует в данной точке:

$$P_x = P_y = P_z. \quad (1.2)$$

1.1 Общие сведения о жидкостях и их физические свойства

1.1.1 Определение жидкости и ее классификация

Жидкостью называется физическое тело, способное сохранять свою форму только при незначительных объемах (капля-сфероид); оно, в отличие от твердого тела, не обладает способностью сохранять свою форму в больших объемах. Жидкая масса легко деформируется под действием любой малой внутренней или внешней силы. Под влиянием собственного веса жидкость течет, если для этого не создано препятствий, или принимает форму заключающего ее сосуда [1].

Классификация жидкостей и газов

Жидкости, законы равновесия и движения которых изучаются в гидравлике, делятся на 2 класса. К первому классу относятся жидкости сжимаемые – газы, ко второму – жидкости, почти не сжимаемые, капельные, которые в гидравлике рассматриваются как идеальные и реальные.

Газы заполняют весь предоставляемый им объем, они заполняют его, сжимаясь или расширяясь под действием сил. Газы классифицируют на идеальные и реальные. *Идеальным газом* называется газ, молекулы которого не взаимодействуют друг с другом на расстоянии и имеют исчезающе малые собственные размеры.

Капельные жидкости практически почти не меняют своего объема даже под действием значительных внешних сил (сотен атмосфер) и не всегда заполняют весь предоставляемый им объем, образуя граничную свободную поверхность [1]. *Свободная поверхность* – это граница по поверхности не с твердой оболочкой, а с другой жидкостью или газом, например – при соприкосновении жидкости с атмосферой [1].

Дисперсные системы по интенсивности молекулярных взаимодействий на границе раздела делятся на две основные группы: на свободно дисперсные (золи) и связанно дисперсные (гели). К *свободно дисперсным системам* относятся жидкости, в которых частички дисперсной фазы не связаны друг с другом в одну сплошную пространственную сетку и могут независимо перемещаться в дисперсионной среде под действием силы тяжести или благодаря тепловому движению [1].

К *связанно дисперсным* – относятся системы, в которых частички взаимодействуют друг с другом за счет молекулярных сил, формируя в дисперсионной среде своеобразные пространственные сетки как каркасы структуры. Частички, образующие структуру, не способны к взаимному перемещению и могут со-

вершать лишь колебательные движения, которые рассматриваются в реологии [1].

Идеальная жидкость, представляющая собой, вообще говоря, абстракцию, наделяется следующими свойствами:

- абсолютной несжимаемостью,
- полным отсутствием температурного расширения,
- абсолютным отсутствием сопротивления растяжению,
- абсолютным отсутствием сопротивления сдвигу.

Из первых двух свойств вытекает полная неизменяемость объема, а из двух последних – абсолютная подвижность частиц идеальной жидкости.

Реальная капельная жидкость с точки зрения 1, 2 и 3 свойства может считаться идеальной, что вполне возможно для решения практических задач, изучаемых в гидравлике.

В гидростатике изучается покоящаяся жидкость или газ, перемещение частиц не происходит, скорость равна нулю, следовательно, сила трения частиц друг о друга и о поверхность отсутствует. В этом случае все свойства реальной жидкости практически совпадают со свойствами идеальной [1].

В гидродинамике изучается жидкость или газ, находящиеся в движении. Реальная жидкость (газ) обладает свойством текучести, то есть частицы перемещаются в пространстве под действием собственного веса или внешних сил [1].

Текучесть жидкости ограничивается ее *вязкостью*, то есть способностью тела оказывать некоторое сопротивление касательным и растягивающим усилиям [1].

Идеальная жидкость вязкостью не обладает и должна перемещаться без трения. Этим свойством реальная жидкость не обладает [1].

1.1.2 Системы единиц, используемые в механике жидкости и газа

Рассмотрим системы единиц измерения, которые смогут найти практическое использование в курсе механики жидкости и газа. В настоящее время основной системой единиц измерения является Международная, т.е. Система Интернациональная (СИ), включающая в себя три основные встречающиеся в природе величины: длина – м, масса – кг, время – с, т.е. система МКС [1].

При «модельных» испытаниях на установках с малыми размерами с целью упрощения математического расчета иногда используют так называемую физическую систему единиц измерения (СГС). Физическая система единиц отличается от Международной заменой массой в кг на г, длины в м на см с соответствующими переводными коэффициентами, равными 1000 и 100 [1].

В механике иногда используют самую старую из используемых систем единиц – техническую (МКГСС), отличающуюся от международной заменой основной величины – кг массы (m) на кГ силы (P), которые связаны между собой вторым законом Ньютона [1]:

$$P = mg, \text{ или } m = P/g, \quad (1.3)$$

где g – ускорение свободного падения.

Нельзя путать килограмм – силу (кГ) с килограммом массы (кг).

Масса в технической системе единиц измеряется в $\text{кГ} \cdot \text{с}^2/\text{м}$ и называется технической единицей массы (Т.Е.М) [1].

Основные величины, входящие в различные системы единиц, используемые для образования производных единиц механических величин, используемых в гидравлике, приведены в таблице 1.1 [1].

Таблица 1.1 – Основные величины для различных систем единиц измерения

Основная величина	Система единиц		
	МКС (СИ) (интернациональная)	СГС (физическая)	МКГСС (техническая)
Единица длины	м	см	м
Единица массы	кг	г	-
Единица силы		-	кГ
Единица времени	с	с	с
Единица температуры	К	°С	°С

Итак, основной системой единиц измерения в гидравлике является Международная система единиц СИ. Для использования СИ во всех областях техники она имеет шесть основных единиц и две дополнительные. Первые три основные единицы (метр, килограмм, секунда), которые рассмотрены выше, позволяют образовывать производные единицы для всех механических величин, встречающихся в гидравлике. Другие основные единицы (ампер, градус Кельвина, свеча) дают возможность образовывать производные электрические, магнитные, тепловые и световые единицы, из которых только температурная единица – градус Кельвина используется в гидравлике. К дополнительным единицам относятся радиан и стерадиан [1].

Для облегчения перевода единиц измерения физических величин из одной системы в другую разработаны справочные переводные таблицы (приложение 1).

1.1.3 Физические свойства жидкостей

Физические свойства жидкости разделяются в основном на вязкостные (динамическая и кинематическая вязкость, поверхностное натяжение и др.) и объемные (плотность, объемный вес, коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия и др.), величины которых зависят от температуры, давления, количества дисперсной или растворенной твердой фазы и других факторов [1].

1.1.3.1 Краткие сведения о физических свойствах жидкостей

Вязкостью называется свойство жидкости или системы оказывать сопротивление растягивающим и касательным усилиям [1, 2].

Сопротивляемость жидкости *растягивающим* усилиям обуславливается силами сцепления, сопротивляемость же *касательным* усилиям проявляется

при движении жидкости вследствие ее деформации благодаря силам сцепления частиц между собой и со стенками, ограничивающими жидкость [1].

Благодаря тем же силам сцепления, вязкость жидкости оказывает тормозящее действие: частицы вдоль поверхности будут двигаться с различными скоростями; скорости будут возрастать от нуля на поверхности до максимального значения (рисунок 1.1, а).

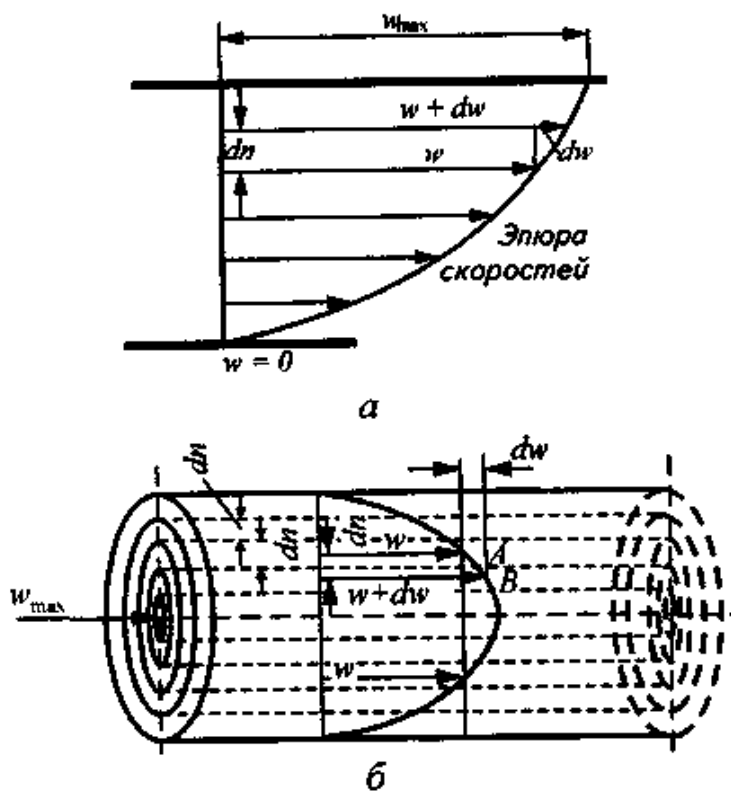


Рисунок 1.1 – Схема, поясняющая сущность вязкости и градиента скорости:

а – поперечное сечение; б – аксонометрический вид

Вязкость каждой жидкости характеризуется некоторой величиной μ , называемой *коэффициентом абсолютной вязкости*, или *динамическим коэффициентом вязкости*, или *динамической вязкостью*, или *коэффициентом внутреннего трения*.

Слой *A* движется относительно слоя *B* (рисунок 1.1, б), скорость слоя *A* равна w , а слоя *B* равна $w + dw$ (где w – скорость слоя *A*, а dw – приращение скорости). При существующей разности скоростей слой *A* сдвинется относительно слоя *B* на величину dw , а относительная деформация сдвига в единицу времени будет $dw/dn = \eta$ – градиент скорости (c^{-1}) [1]. При этом движении появляется напряжение.

По гипотезе Ньютона о силах трения в жидкостях их величина зависит от деформации жидкого объема, градиента изменения скорости, размера трущихся поверхностей и от физических свойств жидкостей, т.е. от вязкости [1].

Согласно данной гипотезе, многократно доказанной многими учеными, для прямолинейного движения жидкости или газа

$$P = \pm \mu \frac{dw}{dn} \cdot F, \text{ Н}, \quad (1.4)$$

$$P/F = \tau = \pm \mu \frac{dw}{dn}, \text{ Па}, \quad (1.5)$$

где P – полная сила трения, равная произведению массы тела (m , кг) на ускорение (g , м/с²): $P = mg$ (кг·м/с²) эта единица измерения называется ньютоном (Н); F – площадь поверхности трущихся слоев, м²; dw – изменение скорости при переходе от одного слоя к другому, м/с; dn – расстояние, на котором происходит изменение скорости; dw/dn – градиент скорости (η , с⁻¹); τ – напряжение сдвига, равное P/F , Н/м², эта единица измерения называется паскаль (Па).

При прямолинейном движении w можно рассматривать как скорость деформации жидкости, а градиент dw/dn как угловую скорость деформации. Поэтому – напряжение силы трения пропорционально угловой скорости деформации.

Напряжение силы трения τ всегда положительно, и знак при величине dw/dn берется плюс или минус при условии получения положительной величины.

Коэффициент динамической вязкости определяется по следующей зависимости [1, 2]:

$$\mu = (P/F) \cdot \frac{dn}{dw} = \frac{\tau}{\eta}, \text{ Па}\cdot\text{с}, \quad (1.6)$$

т.е. μ является *ctg* прямолинейной зависимости $\tau = f(\eta)$.

На практике используется кинематический коэффициент вязкости ν , равный отношению динамического коэффициента вязкости μ к плотности ρ исследуемой жидкости [1, 2]:

$$\nu = \mu / \rho, \text{ м}^2/\text{с}, \quad (1.7)$$

Жидкости, подчиняющиеся прямолинейной зависимости (1.6), называются ньютоновскими, а подчиняющиеся криволинейной – аномальными или неньютоновскими [1, 2].

Переходная структурированная жидкость и *вязкопластичные* системы не обладают такой текучестью, как ньютоновская или структурированная жидкость, и, чтобы заставить их течь, необходимо приложить определенное усилие на единицу поверхности, называемое предельным напряжением сдвига τ_0 , Па. У ньютоновских и структурированных жидкостей τ_0 равно нулю, у переходных структурированных τ_0 практически равно нулю [1].

Предельное напряжение сдвига τ_0 – это усилие P_0 , приходящееся на единицу площади F , при превышении которого продукт начинает течь [1]:

$$\tau_0 = P_0 / F, \text{ Па}. \quad (1.8)$$

Переходная структурированная жидкость обладает τ_0 всего до 10 Па. Ввиду малой величины предельного напряжения сдвига (τ_0), им вполне можно пренебречь в инженерных расчетах и условно принять равным нулю [1].

Давление p – это усилие P , приходящееся на единицу поверхности F [1, 2]:

$$p = P/F, \text{ Па.} \quad (1.9)$$

Эффективная вязкость – это так называемая кажущаяся переменная вязкость, которая зависит от градиента скорости η , с^{-1} на криволинейном участке кривой течения $\tau = f(\eta)$ и определяется для каждого значения η [1]:

$$\mu_{\text{ЭФ}} = \tau_i / \eta_i, \text{ Па}\cdot\text{с}, \quad (1.10)$$

где τ_i – напряжение сдвига при определенном значении η_i .

Текущая переходной структурированной жидкости в зоне криволинейной зависимости $\tau = f(\eta)$ частично оценивается эффективной вязкостью $\mu_{\text{ЭФ}}$ в определенном начальном диапазоне изменения τ до его критического значения ($\tau_{\text{КР}}$).

Плотность ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$ – это масса однородного вещества (m), заключенная в единице объема, (V) [1, 2]:

$$\rho = m/V, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (1.11)$$

Плотность данной точки (ρ_T) неоднородного тела [1, 2]:

$$\rho_T = dm/dV, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (1.12)$$

Плотность смесей, состоящих из нескольких компонентов, можно определить по следующей зависимости [1, 2]:

$$\rho = \sum_{i=1}^{i=n} C_i \rho_i, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (1.13)$$

где C_i – массовое содержание (концентрация) одного из компонентов в смеси, кг на 1 кг жидкости; ρ_i – плотность этого компонента, $\text{кг}/\text{м}^3$; n – количество компонентов.

Объемный вес γ однородной системы – это вес единицы объема тела или отношение веса (силы тяжести) к его объему. Иногда его называют удельным весом [1, 2]:

$$\gamma = P/V, \text{ Н}/\text{м}^3. \quad (1.14)$$

где P – вес однородного тела, Н ; V – объем этого тела, м^3 .

Если тело неоднородно, то по формуле, аналогичной выражению (1.13), определяется средний объемный вес. Для определения объемного веса в конкретной точке используется выражение [1, 2]:

$$\gamma_T = dP/dV, \text{ Н}/\text{м}^3. \quad (1.15)$$

где dP – вес тела бесконечно малого объема dV .

Объемный (удельный) вес и плотность связаны между собой отношением [1, 2]:

$$\gamma = P/V = mg/V = \rho g, \text{ Н}/\text{м}^3. \quad (1.16)$$

Относительная плотность $\rho_{\text{ОТН}}$, или относительный удельный вес $\gamma_{\text{ОТН}}$, это отношение плотности или удельного веса данной жидкости или системы к плотности или удельному весу дистиллированной воды при температуре $t = 4$ °С и атмосферном давлении и является безразмерной величиной [1, 2]:

$$\rho_{\text{ОТН}} = \gamma_{\text{ОТН}} = \gamma / \gamma_B = mgV_B / Vm_B g = \rho / \rho_B. \quad (1.17)$$

При нормальных вышесказанных условиях плотность воды равна $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$. Относительная плотность показывает, во сколько раз рассмотренная система или продукт легче или тяжелее воды.

Удельный объем – это объем, занимаемый единицей массы вещества [1, 2]:

$$V_{уд} = V / m = 1 / \rho, \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (1.18)$$

Поверхностное натяжение. Силы взаимного притяжения молекул поверхностного слоя жидкости создают дополнительное давление p_{σ} , нормальное к ее поверхности (рисунок 1.2).

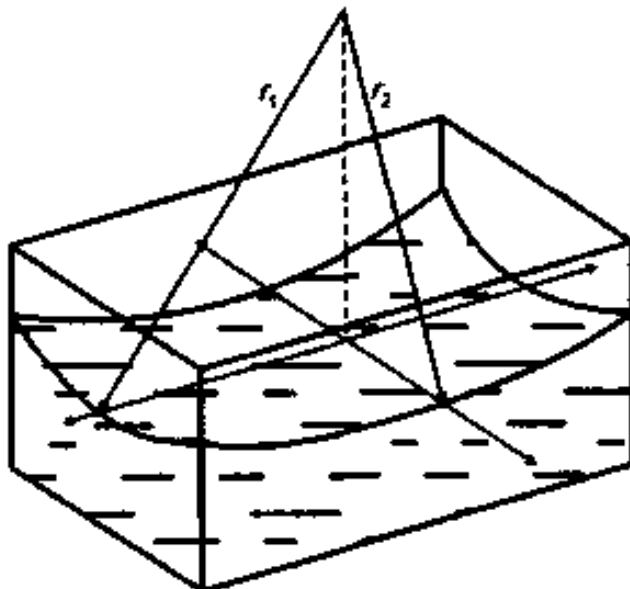


Рисунок 1.2 – Схема сил взаимного притяжения молекул поверхностного слоя жидкости на примере прямоугольного капилляра

Поверхностное натяжение вызывается действием сил взаимного притяжения молекул поверхностного слоя. Под действием этих сил жидкость как бы покрывается тонкой эластичной пленкой, стремящейся заключить жидкость в объеме с минимальной поверхностью – придать жидкости форму шара, тогда $p = \sigma / r$, где r – радиус шара [1].

Обычно с повышением температуры поверхностное натяжение жидкостей уменьшается [1]. Средние значения σ (Н/м) для некоторых жидкостей на границе раздела с воздухом широко приводятся в справочной литературе.

Капиллярность. Обратимся теперь к рассмотрению жидкости в капиллярной трубке (рисунок 1.3).

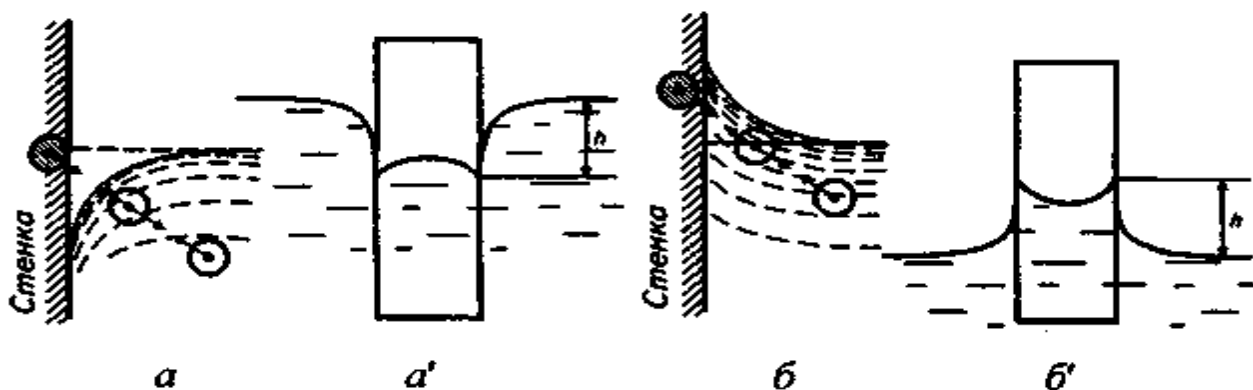


Рисунок 1.3 – «Несмачиваемая» (а) или «смачиваемая» (б) стенка жидкости и возникающая при этом капиллярность (а', б')

Как видно из рисунка 1.3, в районе примыкания поверхности жидкости к стенке трубки можем получить одну из следующих картин [1]:

- если взаимное притяжение двух молекул жидкости велико сравнительно с притяжением молекул жидкости к частице твердой стенки, то получаем схему на рисунке 1.3, *а* (случай «несмачиваемой стенки»);

- если же взаимное притяжение двух молекул жидкости мало сравнительно с притяжением молекул жидкости к частице твердой стенки, то получаем схему на рисунке 1.3, *б* (случай «смачиваемой стенки»).

В том случае, когда диаметр трубки уменьшается, противоположные стенки трубки сближаются, причем схема на рисунке 1.3, *а* приводит нас к выпуклой поверхностной пленке – к выпуклому мениску (рисунок 1.3, *а'*); при этом дополнительное давление положительно. Схема же на рисунке 1.3, *б* – к вогнутой поверхностной пленке, т.е. вогнутому мениску в трубке (рисунок 1.3, *б'*) – дополнительное давление отрицательно.

Способность жидкости в трубках малого диаметра подниматься выше или опускаться ниже уровня жидкости вне трубки называется **капиллярностью** и определяется по зависимости $h = 2\sigma/\rho gr = 4\sigma/\rho gd$, где r и d – радиус и диаметр трубки.

Одним из основных законов капиллярных явлений является закон Лапласа [1, 2]:

$$p_\sigma = p_1 - p_2 = \sigma \cdot \varepsilon = \sigma / (r_1 + r_2) = 2\sigma / r, \quad (1.19)$$

где p_σ – разность гидростатических давлений с обеих сторон поверхностного раздела жидкость – газ или двух жидкостей; p_1, p_2 – давления с вогнутой и выпуклой сторон поверхности; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, равный для воды 0,0726 Н/м при 20 °С; ε – средняя кривизна поверхности натяжения, равная $\varepsilon = 1/r_1 + 1/r_2 = 2/r$; r_1, r_2 – главные радиусы кривизны двух взаимно перпендикулярных нормальных сечений поверхности; r – средний радиус кривизны.

Подъем воды h_B или спирта h_C при $t = +20$ °С в предварительно смоченной стеклянной трубке:

$$h_B = 29,8/d, \text{ мм, или } h_B = 0,0298/d, \text{ м;}$$

$$h_C = 11,5/d, \text{ мм, или } h_C = 0,0115/d, \text{ м;}$$

опускание ртути (h_P):

$$h_P = -10,15/d, \text{ мм, или } h_P = -0,01015/d, \text{ м,}$$

где d – диаметр трубки соответственно в мм или м.

Кавитация – нарушение сплошности потока капельной жидкости, вызываемое снижением в ней давления или повышением температуры. Под воздействием этих факторов появляются отдельные пузырьки паров жидкости, а также выделяются растворенные в ней газы. Образование пузырей и даже целых полостей, заполненных парами жидкости и газами, наступает при установлении равновесия между давлениями в жидкости и насыщенных ее паров при соответствующей температуре. С этим связано расчленение непрерывного потока жидкости, что вызывает невозможность применения в этих условиях законов,

полученных для сплошных сред. Например, давление (упругость) насыщенных паров воды (p_H , кПа) при различных температурах (t , °C) соответственно равны: 20 °C – 2,34 кПа; 40 °C – 7,38 кПа; 60 °C – 19,9 кПа; 80 °C – 47,4 кПа; 100 °C – 101 кПа; 120 °C – 199 кПа; 140 °C – 362 кПа. Образующиеся пузырьки перемещаются в массе жидкости и попадают в зону с более низкой температурой или высоким давлением, мгновенно смыкаются. При этом пары конденсируются и газы снова растворяются в жидкости, а в образовавшиеся пустоты с большими скоростями устремляются частицы окружающей жидкости, что приводит к местным гидравлическим ударам. Гидравлический удар приводит к резкому повышению давления в этих местах до 10 – 100 МПа и выше, а также к местному повышению температуры до 1000 – 1500 °C.

Кавитация в трубопроводах и гидравлических машинах является крайне вредным явлением, так как местные гидравлические удары на стенках труб и проточных элементах машин приводят к разрушению последних.

1.1.3.2 Объемные физические свойства жидкостей и их зависимость от температуры, давления и количества дисперсной фазы

Плотность является не только важной качественной характеристикой жидкостей, особенно биотехнологических, но и необходимой величиной для расчета ряда машин, аппаратов и технологических процессов.

Рассмотрим плотность, объемный (удельный) вес и другие физические характеристики практически несжимаемых (ньютоновских), сжимаемых (газы), дисперсных и структурированных биотехнологических жидкостей и их изменения в зависимости от различных технологических факторов.

Практически несжимаемая (ньютоновская) жидкость

Плотность и объемный (удельный) вес различных ньютоновских жидкостей значительно отличаются по абсолютной величине и зависят от их природы (см. приложения 2, 3).

Плотность и объемный (удельный) вес зависят от температуры. При повышении температуры жидкости молекулы удаляются друг от друга, увеличивая объем жидкости.

Изменение объема жидкости характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t , который выражает относительное изменение объема при увеличении температуры на 1 °C и определяется по формуле [1]:

$$\beta_t = \frac{V_{t_2} - V_{t_1}}{V_{t_1}} \cdot \frac{1}{t_2 - t_1}, \text{ или } \beta_t = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt}, \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}, \quad (1.20)$$

где V_{t_2} , V_{t_1} – объем жидкости при температурах соответственно t_2 и t_1 .

Наиболее распространенной в природе жидкостью является вода. Зависимость плотности воды от температуры показана в таблице 1.2.

Обработка экспериментальных данных плотности воды ρ_B (см. таблицу 1.2) позволила получить следующую зависимость [1]:

$$\rho_B = 1000 - [0,0047 \cdot t_*^2 + 0,033 \cdot t_*] = 1000 - (at_*^2 + bt_*), \text{ кг/м}^3, \quad (1.21)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, имеющие размерность кг/м^3 ; t_* – безразмерная условная температура, ($t_* = t - 4$); t – истинная температура в $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 1.2 – Экспериментальные ($\rho_{\text{Э}}$) и расчетные ($\rho_{\text{Р}}$) значения плотности воды и погрешность ее расчета (Δ) в зависимости от температуры

$t, ^{\circ}\text{C}$	t_*	$\rho_{\text{Э}}, \text{кг/м}^3$	$\rho_{\text{Р}}, \text{кг/м}^3$	$\Delta, \%$
0	-4	999,87	-	-
3	-1	999,90	-	-
4	0	1000	1000	0
10	6	999,75	999,63	0,012
20	16	998,26	998,27	0
30	26	995,76	995,96	-0,020
40	36	992,35	992,72	-0,037
50	46	988,20	988,54	-0,034
60	56	983,38	983,41	0,003
70	66	977,94	977,35	0,060
80	76	971,94	970,35	0,164
90	86	965,56	962,40	0,327
100	96	958,65	953,52	0,535

Если в уравнении 1.21 использовать вместо условной температуры t безразмерную истинную ($t_* = t$), то получим следующее уравнение [1]:

$$\rho_B = 1000 - (0,0047t^2 - 0,0046t - 0,0568), \text{ кг/м}^3. \quad (1.22)$$

Максимальная погрешность расчета плотности воды по зависимостям (1.21 и 1.22) составляет 0,5 % при температуре 100 $^{\circ}\text{C}$. В диапазоне температур от 4 до 70 $^{\circ}\text{C}$ составляет не более 0,06 % [1].

Расчетные значения плотности ($\rho_{\text{Р}}$) и погрешность расчета (Δ) приведены в таблице 1.2.

Коэффициент температурного расширения (β_t), например для воды, есть величина переменная и зависящая не только от температуры, но и от разности температур. В таблице 1.3 приведены значения β_t , при перепаде температур в 10 $^{\circ}\text{C}$ в зависимости от конечной температуры (t_K).

Математическая обработка справочных данных позволила получить следующую зависимость [1]:

$$\beta_t = A(1,03\sqrt{t_K^*} - 3,1), \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}, \quad (1.23)$$

где A – коэффициент, равный 10^{-4} и имеющий размерность $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_K^* – безразмерная конечная температура нагрева воды.

Погрешность расчета β_t , по зависимости 1.23 по сравнению со справочными данными, в основном не превышает ± 1 %, за исключением одной точки (при нагревании воды от 0 до 10 $^{\circ}\text{C}$), и составляет не более 5 % [1].

Таблица 1.3 – Справочные и расчетные значения коэффициента β_t и погрешность его расчета

Интервал температур от t_H до t_K , при $\Delta t = 10$ °С	$\beta_t \cdot 10^4, \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$		
	Справочные	Расчетные	$\Delta, \%$
0-10	0,150	0,157	4,7
10-20	1,50	1,151	0,7
20-30	2,51	2,54	1,2
30-40	3,44	3,41	0,9
40-50	4,22	4,18	1,0
50-60	4,90	4,88	0,4
60-70	5,56	5,52	0,7
70-80	6,17	6,11	1,0
80-90	6,61	6,67	0,9
90-100	7,19	7,20	0,2

Если считать β_t величиной постоянной в определенном интервале температур, то зависимость (1.20) преобразуется следующим образом [1]:

$$\beta_t = \frac{p_1 - p_2}{t_2 - t_1} \cdot \frac{1}{p_2} = \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{t_2 - t_1} \cdot \frac{1}{\gamma_2}, \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}. \quad (1.24)$$

Из данной формулы видно, что коэффициент объемного расширения зависит также от давления; с повышением давления он увеличивается при повышении температуры от 0 до 50 °С. Например, при повышении давления с 10^5 до 10^7 Па при $t = 0-10$ °С β_t увеличивается с $15 \cdot 10^{-6}$ до $43 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹, а при 40-50 °С β_t равны в обоих случаях $422 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹. Для воды и большинства жидкостей при $t > 50$ °С коэффициент объемного расширения, наоборот, с повышением давления уменьшается. Например, при $t = 90-100$ °С β_t уменьшается с $719 \cdot 10^{-6}$ до $700 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹.

Коэффициент объемного сжатия (β_p) характеризует сжимаемость жидкости. Он представляет собой относительное изменение объема (dV/V), приходящееся на единицу изменения давления (dp), и определяется по формуле [1]:

$$\beta_p = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}, \text{ Па}^{-1}. \quad (1.25)$$

Коэффициент объемного сжатия для капельных жидкостей очень мал, например, для воды при давлении $(1-300) \cdot 10^5$ Па в среднем $\beta_p = 0,0000475 \text{ Па}^{-1}$; практически капельные жидкости можно считать несжимаемыми, за редким исключением, например, при гидравлическом ударе [1].

При гидравлических расчетах пользуются и обратной величиной, именуемой *модулем объемной упругости* $E_J = 1/\beta_p$, для воды $E_J = 2,1 \cdot 10^9$ Па [1].

Сжимаемые жидкости (газы)

Плотность и объемный вес некоторых наиболее применяемых сжимаемых жидкостей (газов) при различных температурах и давлениях приводятся в справочной литературе в виде таблиц, номограмм, графиков и т.д. [1, 2].

Плотность газообразных жидкостей существенно зависит от температуры. Из уравнения Клапейрона – Менделеева

$$p v_{уд} = RT, \text{ или } p / \rho = RT, \quad (1.26)$$

можно установить зависимость плотности газа от температуры [1]:

$$\rho_t = T_0 / T, \quad (1.27)$$

где p – абсолютное давление (Па), $v_{уд}$ – удельный объем, равный $1/\rho$ ($\text{м}^3/\text{кг}$); T – абсолютная температура, равная $t + 273$; R – газовая постоянная ($R_{\text{ВОЗД}} = 287$ Дж/(кг·К); $R_{\text{МЕТАНА}} = 518$ Дж/(кг·К)); ρ_t и ρ_0 – плотность газа, соответственно, при новой T и начальной T_0 температурах.

Что касается плотности газообразных жидкостей, то она в значительной степени зависит от давления и выражается уравнением [1]:

$$\rho_p = \rho_0 \cdot p / p_0, \quad (1.28)$$

где ρ_p и ρ_0 – плотность газа соответственно при новом p и начальном p_0 давлениях.

Если переменными являются одновременно две величины: температура и давление, плотность газа при новых условиях можно найти из выражения [1]:

$$\rho = \rho_0 (p / p_0) \cdot (T_0 / T). \quad (1.29)$$

1.1.3.3 Вязкостные (физические) свойства жидкостей и их зависимость от температуры и содержания сухих растворенных веществ или дисперсной фазы

Вязкостные свойства жидкости зависят от температуры. Эти зависимости находят опытным путем для каждой жидкости.

Вязкость капельных жидкостей с повышением температуры понижается, а газов – увеличивается (приложение 4) [1, 2].

Зависимость вязкости капельной жидкости от давления незначительна, ею во многих расчетах можно практически пренебречь, так как ошибка при давлении до $50 \cdot 10^5$ Па не превышает 0,5 % [1].

К основным вязкостным (физическим) свойствам жидкостей относятся динамическая и кинематическая вязкость, а при наличии кривой течения $\mu_{эф} = f(\eta)$ – эффективная вязкость [1, 2].

Движение жидкости сопровождается внешним трением ее о стенки канала или трубы и внутренним трением, возникающим вследствие скольжения движущихся струек или слоев друг о друга. Внутреннее трение является мерой вязкости – свойством жидкости, характеризующим текучесть, смазывающую способность, растекание, т.е. способность оказывать сопротивление касательным усилиям [1, 2].

В ламинарном (плоскопараллельном) потоке скорость элементарно тонких слоев или струек неодинакова и увеличивается к центру, т.е. к оси трубы. Между слоями возникают касательные напряжения, которые обусловлены вязкостью жидкости и подчиняются закону жидкостного трения (формула Ньютона –

Петрова), гипотеза которого была впервые сформулирована И. Ньютоном [1, 2] (см. уравнения 1.4 и 1.6).

Практически несжимаемые (ньютоновские) жидкости

Наиболее распространенной ньютоновской жидкостью является вода. Согласно классическим опытам Пуазейля, температурная зависимость коэффициента кинематической вязкости для воды следующая [1, 2]:

$$\nu = 178 \cdot 10^{-8} / (1 + 0,0337t + 0,000221t^2), \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.30)$$

Связь между кинематической и динамической вязкостями при одной и той же температуре жидкости определяется выражением (1.7) [1, 2].

Существует большое количество теорий вязкости жидкостей. Большинство из них дает экспоненциальную зависимость вязкости от температуры, т. е. зависимость вида [1]:

$$\mu = A \exp(B/T), \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (1.31)$$

где A и B – константы; T – абсолютная температура.

Сжимаемые жидкости (газы)

Их вязкость зависит не только от природы, но и от температуры и давления.

Для газов и паров зависимость μ от t определяется по формуле [1]:

$$\mu = \mu_0 \sqrt{T/273} \cdot [(1 + C/273)/(1 + C/T)], \text{ Па} \cdot \text{с}, \quad (1.32)$$

где T – абсолютная температура в К; C – постоянная величина. Значения μ_0 и C приведены в приложении 6.

Вязкость смеси газов в технических расчетах может быть подсчитана по формуле [1]:

$$\nu_{CM} = \frac{V_1}{V_1} + \frac{V_2}{V_2} + \frac{V_3}{V_3} + \dots + \frac{V_i}{V_i} + \dots + \frac{V_n}{V_n} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{V_i}{V_i} \right), \text{ м}^2/\text{с}. \quad (1.33)$$

где ν_{CM} – кинематический коэффициент вязкости смеси; $\nu_1, \nu_2, \nu_3, \nu_i, \nu_n$ – кинематические коэффициенты вязкости компонентов; V_1, V_2, V_3, V_i, V_n – объемное содержание компонентов в долях единиц, при этом их сумма должна равняться единице.

Физические (вязкостные и объемные) свойства воздуха, в стандартной атмосфере, изменяются в зависимости от высоты (H , м) относительно уровня Земли. С увеличением высоты уменьшаются величины давления и температуры. Физические величины воздуха в стандартной атмосфере и его температура в зависимости от высоты показаны в приложении 7.

Свойства тел в жидком и газообразном состоянии

Значения коэффициентов вязкости (μ и ν) при обычных температурах для различных тел в жидком и газообразном состояниях приведены в приложении 8.

Из данных таблиц можно увидеть, что с повышением температуры вязкость жидкостей уменьшается, а газов увеличивается [1, 2].

Дисперсные жидкости, в которых вязкостные свойства зависят от концентрации дисперсной фазы.

Вязкость суспензий и растворов при концентрации (C) до 10% можно определить по формуле Эйнштейна – Гатчека, имеющей теоретическое обоснование [1]:

$$\mu = \mu_0(1 + 4,5C), \quad (1.34)$$

а вязкость эмульсий по формуле:

$$\mu = \mu_0(\sqrt[3]{C^{-1}} / \sqrt[3]{C^{-1} - 1}), \quad (1.35)$$

где μ – вязкость системы; μ_0 – вязкость растворителя или дисперсионной среды; C – объемная концентрация дисперсной фазы или растворенного вещества.

Свойства твердых тел, находящихся в жидком состоянии при определенной температуре

Многие металлы используются при изготовлении технологического оборудования и изделий машиностроительного производства, например алюминий, медь, олово, цинк, углеродистая сталь, серебро и др. Металлы, после плавления и до кипения, при определенных температурах находятся в жидком состоянии и обладают определенной динамической вязкостью.

В приложениях 8, 9 дан комплекс физических величин (плотность, вязкость, температуры плавления и кипения, коэффициенты объемного (температурного) расширения и поверхностного натяжения, газовая постоянная) некоторых твердых, жидких и газообразных тел.

2 ГИДРОСТАТИКА

2.1 Общие положения

В гидростатике изучаются законы равновесия жидкостей и воздействие покоящихся жидкостей на погруженные в них тела и поверхности, ограничивающие жидкости [1, 2].

Реальные жидкости, находящиеся в состоянии покоя, обладают свойствами, близкими к свойствам идеальной жидкости. Жидкость может находиться в состоянии относительного и абсолютного покоя. Относительный покой имеет место, когда в движущейся вместе с сосудом жидкости частицы ее не перемещаются друг относительно друга. Когда жидкость находится в неподвижном сосуде, имеет место абсолютный покой относительно поверхности земли. На неподвижную жидкость действуют поверхностные и массовые силы [1, 2].

Поверхностные силы пропорциональны площади поверхности жидкости. К ним относится, например, сила давления [2].

Массовые силы пропорциональны массе жидкости – это силы тяжести, инерционные силы, которые имеют место при относительном покое [2].

Различают среднее гидростатическое давление, равное $p_{CP} = \Delta P / \Delta f$, где ΔP – элементарная сила гидростатического давления, действующая на элементарную площадку Δf внутри объема жидкости [2].

Предел этого отношения при $\Delta f \rightarrow 0$ является напряжением гидростатического давления в данной точке жидкости $p = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} (\Delta P / \Delta f)$. Часто предел этого отношения называют гидростатическим давлением [2].

Основным свойством гидростатического давления является то, что гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует. Давление в любой точке жидкости одинаково по всем направлениям [1, 2].

2.2 Основное уравнение гидростатики [2]

Основное уравнение гидростатики получают из дифференциальных уравнений равновесия жидкости. Рассмотрим равновесие жидкости, находящейся в относительном покое. В этом случае на нее действуют массовые силы – *силы тяжести и инерции*; и поверхностные – *сила гидростатического давления*. Выделим из всего объема жидкости элементарный бесконечно малый параллелепипед объемом dV .

Ребра параллелепипеда dx , dy , dz расположены параллельно осям x , y , z , как показано на рисунке 2.1.

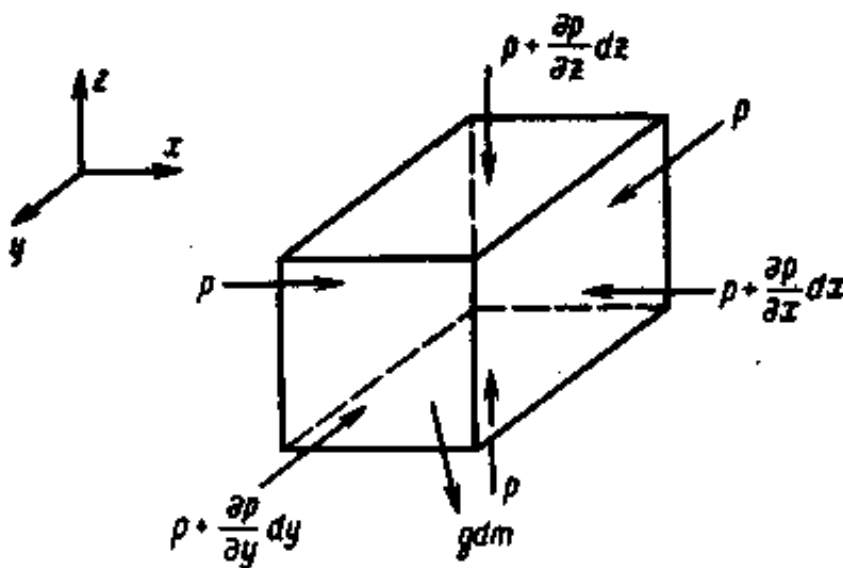


Рисунок 2.1 – К выводу дифференциальных уравнений равновесия Эйлера для гидростатики

Средняя сила гидростатического давления, действующая на каждую грань со стороны окружающей жидкости, равна произведению гидростатического давления на площадь грани параллелепипеда. Согласно рисунку 2.1 $p = f(x, y, z)$. Определим вид этой функциональной зависимости. Для этого составим суммы проекций на оси x , y , z всех сил, действующих на элементарный параллелепипед. Обозначим проекции на оси x , y , z всех массовых сил, отнесенных к единице массы, через X , Y , Z . Проекция объемных сил, например на ось x , будет равна $dQ = Xdm$, где масса жидкости $dm = \rho dx dy dz$, или $dQ = X\rho dx dy dz$. Соглас-

но основному закону статики, сумма проекций всех сил, действующих на жидкость, в случае покоя равна нулю.

Поэтому сумма проекций сил на ось x

$$pdydz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)dydz + X\rho dx dy dz = 0, \quad (2.1)$$

где $pdydz$ – сила гидростатического давления, действующего на левую грань; $\frac{\partial p}{\partial x}$ – изменение гидростатического давления в данной точке по оси x ; $\frac{\partial p}{\partial x} dx$ – изменение гидростатического давления по длине ребра dx .

Тогда гидростатическое давление на правую грань будет равно $p + \frac{\partial p}{\partial x} dx$, а проекция средней силы гидростатического давления на ось x $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right)dydz$.

После раскрытия скобок и сокращения из выражения (2.1) получим

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X = 0.$$

Аналогично для осей y и z получим уравнение равновесия

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y = 0;$$

$$-\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z = 0.$$

Систематизируем полученные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X &= 0; \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y &= 0; \\ -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Эта система дифференциальных уравнений, полученная Л. Эйлером, описывает условия равновесия элементарного параллелепипеда жидкости. Умножим каждое из уравнений (2.2) соответственно на dx , dy а dz и сложим полученную систему уравнений:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho(Xdx + Ydy + Zdz).$$

Поскольку гидростатическое давление является функцией только координат, левая часть уравнения представляет собой полный дифференциал давления

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz). \quad (2.3)$$

Правая часть уравнения также представляет собой полный дифференциал некоей силовой функции, так как плотность постоянна.

В случае абсолютного покоя жидкости отсутствуют инерционные силы и сила тяжести будет направлена вертикально вниз, т.е. $Z = -g$; $X = 0$; $Y = 0$. Тогда

$$dp = -\rho g dz. \quad (2.4)$$

Разделив правую и левую части этого уравнения на ρg , представим уравнение (2.4) в виде

$$dz + \frac{1}{\rho g} dp = 0,$$

при $\rho = const$

$$dz + d\left(\frac{p}{\rho g}\right) = 0.$$

Но сумма дифференциалов равняется дифференциалу суммы, т.е.

$$d\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) = 0.$$

Проинтегрировав последнее выражение, получим

$$z + \frac{p}{\rho g} = const. \quad (2.5)$$

Для двух частиц жидкости m_0 и m_1 , находящихся на высотах z_0 и z_1 от произвольно выбранной плоскости отсчета, уравнение (2.5) можно записать (рисунок 2.2)

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g}, \quad (2.6)$$

или

$$p_1 = p_0 + \rho g(z_0 - z_1) = p_0 + \rho gh. \quad (2.7)$$

Последнее выражение носит название закона Паскаля, который гласит, что *давление, создаваемое в любой точке несжимаемой жидкости, передается одинаково всем точкам объема жидкости.*

Уравнение (2.5) и вытекающие из него уравнения (2.6) и (2.7) являются *основными уравнениями гидростатики.*

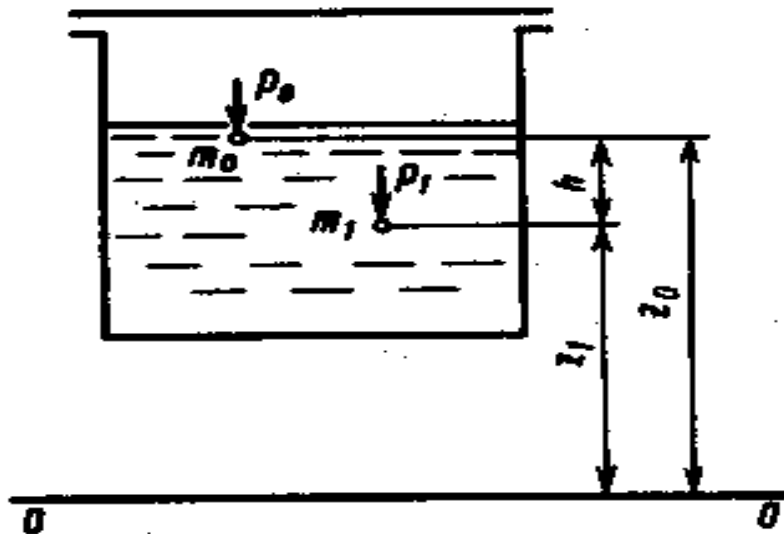


Рисунок 2.2 – К выводу закона Паскаля

В уравнении (2.6) величина $\frac{p}{\rho g}$ называется *статическим* или *пьезометрическим* напором, а z – нивелирной высотой. Обе эти величины выражаются в единицах длины (в м). Основной закон гидростатики можно сформулировать так: **для каждой точки жидкости, находящейся в покое, сумма нивелирной высоты и статического напора – величина постоянная.**

Статический напор характеризует удельную потенциальную энергию давления в данной точке, а нивелирная высота – удельную потенциальную энергию положения данной точки над плоскостью сравнения, т.е. энергию, приходящуюся на единицу веса жидкости $\left[\frac{Дж}{Н} \right] = \left[\frac{Н \cdot м}{Н} \right]$.

Сумма энергий равна общей потенциальной энергии на единицу веса жидкости.

Таким образом, основное уравнение гидростатики (2.5) является частным случаем закона сохранения энергии: **удельная потенциальная энергия во всех точках жидкости, находящейся в покое, – величина постоянная.**

Из уравнения (2.3) легко получить уравнение поверхности уровня или поверхности равного давления. Такой поверхностью называют в гидравлике поверхность, все точки которой испытывают одинаковое давление, т.е. $dp = 0$ и $Xdx + Ydy + Zdz = 0$.

Для случая абсолютного покоя последнее уравнение примет вид $-gdz = 0$,

или

$$dz = 0;$$

$$z = const.$$

Таким образом, при абсолютном покое поверхность уровня представляет собой горизонтальную поверхность.

2.3 Приборы для измерения давления [2]

Простейшие приборы для измерения давления – это пьезометры, которые представляют собой стеклянные трубки диаметром не менее 0,5 см. Подсоединение пьезометра к сосуду, в котором измеряется давление, показано на рисунке 2.3.

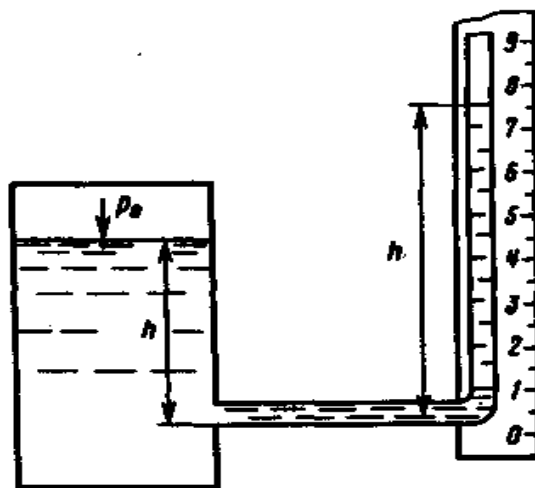


Рисунок 2.3 - Пьезометр

Верхний конец пьезометра сообщается с атмосферой. За счет разности давлений в сосуде и атмосферного жидкость поднимается в трубке на пьезометрическую высоту h_p . Избыточное давление в сосуде определяется по формуле

$$p = \rho g h_p.$$

Пьезометры применяют для измерения небольших давлений до 0,03...0,04 МПа в лабораторных исследованиях.

Наряду с пьезометрами широко применяются U-образные ртутные манометры (рисунок 2.4).

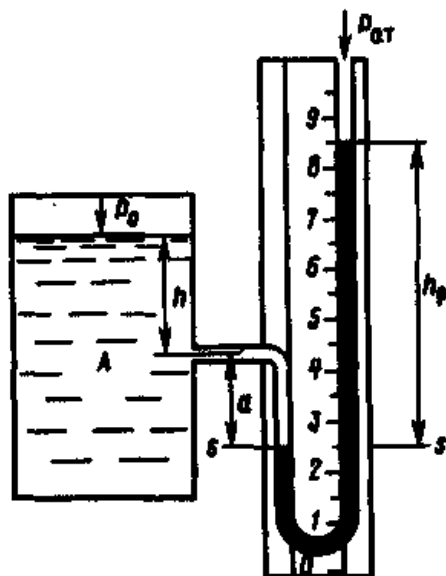


Рисунок 2.4 – U-образный ртутный манометр

Когда манометр будет соединен с областью давления, ртуть в левом колене опустится, а в правом поднимется на высоту, соответствующую условию равновесия. Равновесие наступит в тот момент, когда будет достигнуто равенство давлений в сечении $s - s$.

При равенстве давлений в сечении $s - s$ имеет место соотношение

$$p_{ABC} = p_{AT} + \rho_P g h_p, \quad (2.8)$$

где p_{ABC} – абсолютное гидростатическое давление в сечении $s - s$; ρ_P – плотность ртути.

Чтобы определить абсолютное гидростатическое давление в сосуде p_A , следует внести поправку на понижение уровня ртути в левом колене.

Эта поправка равна высоте a , т.е. расстоянию между точкой установки манометра и уровнем ртути в левом колене.

$$p_{ABC} = p_{AT} + \rho_P g h_p - \rho g h. \quad (2.9)$$

Ртутные манометры применяют для измерения давлений, равных 0,3...0,4 МПа.

Для измерения разности давлений, например, в двух сосудах (рисунок 2.5) используют дифференциальные манометры. Когда давление в сосудах одинаковое ($p_1 = p_2$), ртуть в обеих частях среднего колена манометра находится на

одном уровне. При $p_1 > p_2$ ртуть займет положение, соответствующее условиям равновесия.

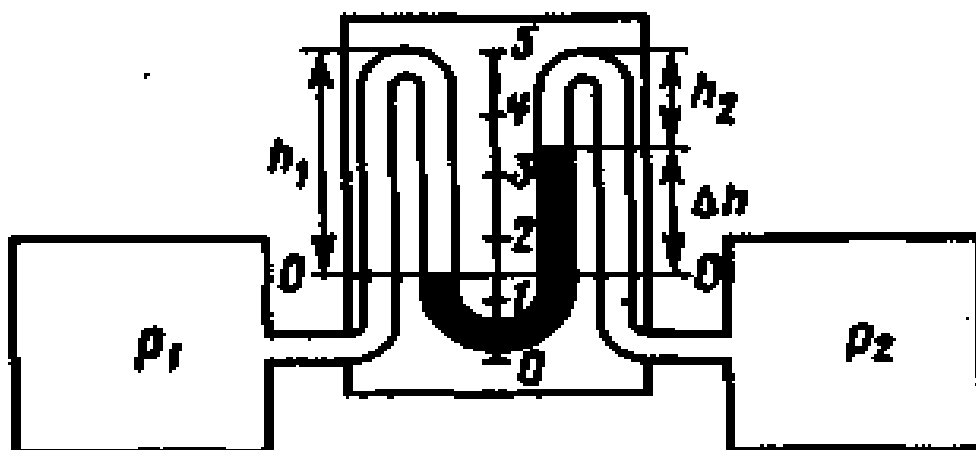


Рисунок 2.5 – Дифференциальный ртутный манометр

Уравнение равновесия относительно плоскости отсчета $0 - 0$ имеет вид

$$p_1 + \rho g h_1 = p_2 + \rho g h_2 + \rho g \Delta h, \quad (2.10)$$

где ρ – плотность жидкости в сосудах.

Из уравнения (2.10) легко получить

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta h g (\rho_p - \rho).$$

Для измерения давления в технике используют манометры и вакуумметры. Эти приборы показывают избыточное давление или разрежение внутри замкнутого объема, т. е. разность между абсолютным $p_{АБС}$ и атмосферным $p_{АТМ}$ давлением.

В первом случае $p_{АБС} = p_{ИЗБ} + p_{АТМ}$, во втором – $p_{АБС} = p_{ИЗБ} - p_{ВАК}$.

В промышленности применяют, как правило, механические манометры и вакуумметры. Они могут быть пружинными или мембранными. Механические манометры применяют для измерения давления более 0,05 МПа.

2.4 Примеры практического использования основного уравнения гидростатики [2]

Сообщающиеся сосуды. Два закрытых сосуда A и B заполнены несмешивающимися жидкостями различной ρ_1 и ρ_2 плотности (рисунок 2.6). Давление в сосуде A равно p_1 , а в сосуде B – p_2 . Проведем плоскость отсчета $0 - 0$ через произвольно взятую точку M и составим уравнение равновесия

$$p_1 + \rho_1 g z_1 = p_2 + \rho_2 g z_2,$$

или

$$p_1 - p_2 = \rho_2 g z_2 - \rho_1 g z_1, \quad (2.11)$$

где z_1 и z_2 – высоты уровней точки M относительно поверхности жидкости в сосудах A и B .

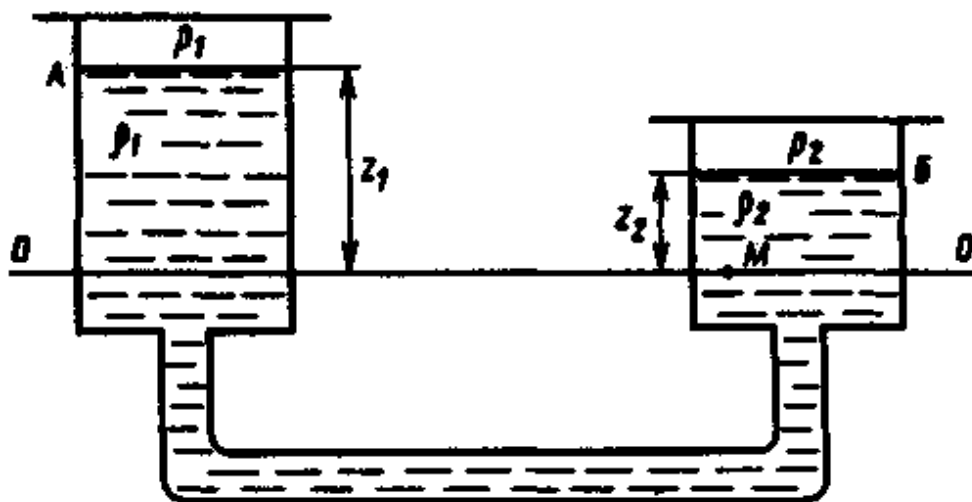


Рисунок 2.6 – Сообщающиеся сосуды

Рассмотрим несколько частных случаев.

В сосудах находится жидкость с плотностью ρ , сосуды либо открытые, либо закрытые, но давление в них одинаковое, т.е. $p_1 = p_2$.

Тогда из уравнения (2.11) имеем $z_1 = z_2$.

Таким образом, в сообщающихся сосудах, находящихся под одинаковым давлением и заполненных жидкостью с одинаковой плотностью, уровни ее располагаются на одной высоте независимо от формы и поперечного сечения сосудов.

Это свойство сообщающихся сосудов используют в технике для измерения уровня жидкости в аппаратах с помощью водомерных стекол.

Если сосуды заполнены одной и той же жидкостью, но давление в сосудах различное, то из (2.11) получим

$$z_1 - z_2 = \frac{p_1 - p_2}{\rho g}.$$

В сосуды, находящиеся под одинаковым давлением, залиты разнородные, несмешивающиеся жидкости с различной плотностью. В этом случае из (2.11) имеем

$$z_1 / z_2 = \rho_2 / \rho_1.$$

В сообщающихся сосудах высоты уровней разнородных жидкостей над поверхностью их раздела **обратно пропорциональны плотностям**.

Свойства сообщающихся сосудов используют для определения высоты гидравлического затвора в различных аппаратах. При разделении двух несмешивающихся жидкостей в сепараторе высота гидравлического затвора для вывода тяжелой жидкости определится как

$$z_2 = z_1 \rho_1 / \rho_2,$$

где z_1 – высота уровня легкой жидкости в сепараторе; ρ_2 – плотность тяжелой жидкости.

Давление жидкости на дно и стенки сосуда. Гидростатическое давление как для любой точки внутри жидкости, так и на уровне дна сосуда определяется

основным уравнением гидростатики (2.7)

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z_1).$$

В данном случае для горизонтального дна сосуда $z_0 - z = const$. Обозначив высоту уровня жидкости в сосуде H , получим

$$p = p_0 + \rho gH.$$

Сила давления на дно сосуда определится как $P = pF$, где F – площадь дна сосуда.

Из последнего уравнения следует вывод, что сила давления жидкости на горизонтальное дно сосуда **не зависит от его формы и объема жидкости в нем**.

Гидростатическое давление жидкости на вертикальную стенку сосуда зависит от уровня погружения рассматриваемой точки:

$$p = p_0 + \rho gh,$$

где h – расстояние от верхнего уровня жидкости до центра тяжести смоченной площади F стенки сосуда, **зависит от геометрической формы стенки**.

Сила давления на вертикальную стенку равна произведению ее смоченной площади на величину гидростатического давления в центре тяжести смоченной площади стенки:

$$P = (p_0 + \rho gh)F.$$

Гидравлический пресс. Гидравлические прессы (рисунок 2.7) широко применяют во многих отраслях промышленности, например в авиа-, авто- и станкостроении. Принцип работы гидравлических процессов заключается в пропорциональности силы давления площади поршня.

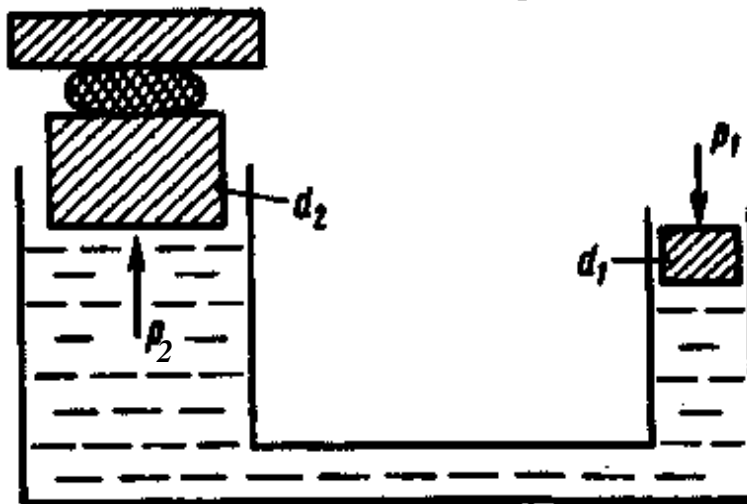


Рисунок 2.7 – Гидравлический пресс

Если приложить некоторую силу P_1 к поршню диаметром d_1 и создать гидростатическое давление на поршень p , то согласно закону Паскаля это давление будет воздействовать на поршень большего диаметра d_2 (рисунок 2.7).

Сила давления на поршень d_2 составит

$$P_2 = p\pi \frac{d_2^2}{4},$$

а на поршень d_1

$$P_1 = p\pi \frac{d_1^2}{4}.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$P_2 / P_1 = d_2^2 / d_1^2,$$

т.е. выигрыш в силе будет прямо пропорционален отношению квадратов диаметров поршней (площадей).

3 ГИДРОДИНАМИКА

Движение жидкости по трубопроводам и каналам происходит под действием *движущей силы – разности давлений*, создаваемой с помощью насосов или компрессоров, или вследствие разности уровней жидкости либо разности плотностей.

Для рассматриваемого процесса справедливо утверждение, что

$$\frac{dV}{Fd\tau} = \frac{1}{R} \Delta p,$$

где V – объем жидкости; F – площадь сечения, через которое протекает жидкость; τ – продолжительность процесса; R – сопротивление; Δp – разность давлений [2].

3.1 Общие положения [2]

В зависимости от закономерностей движения жидкости различают установившееся и неуставившееся движение.

При *установившемся* движении скорости, ускорения частиц жидкости, давления, глубины не меняются во времени ($dv/d\tau = 0$, $dp/d\tau = 0$ и т.д.), а являются только функцией координат, т.е. зависят лишь от положения в потоке жидкости рассматриваемой точки:

$$v = f_1(x, y, z); p = f_2(x, y, z); h = f_3(x, y, z),$$

где v – скорость движения жидкости; p – давление; h – глубина потока.

При *неустановившемся* движении скорость, давление и глубина потока являются функцией как координат, так и времени:

$$v = f_1(x, y, z, \tau); p = f_2(x, y, z, \tau); h = f_3(x, y, z, \tau).$$

Установившееся движение потоков характерно для непрерывных процессов, а неуставившееся – для периодических.

Скорость движения жидкости будет максимальной по оси потока и минимальной в струйках у стенки трубы. Распределение скоростей в потоке зависит от режима движения жидкости.

В технике оперируют не локальными скоростями частиц жидкости, а средней скоростью потока.

Эта скорость представляет собой отношение секундного объемного расхода $V_{сек}$ к площади поперечного сечения потока F [2]:

$$v = V_{CEK} / F, \quad (3.1)$$

откуда $V_{CEK} = vF$, а массовый расход (в кг/с)

$$G = \rho v F,$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

При движении жидкости через поперечное сечение, отличное от круглого, за расчетный линейный размер принимают *гидравлический радиус* или *эквивалентный диаметр*.

Гидравлический радиус вычисляют как отношение площади свободного сечения трубопровода или канала к смоченному периметру [2]:

$$r = F / \Pi, \quad (3.2)$$

где F – площадь сечения потока, м²; Π – смоченный периметр, м.

Для цилиндрической трубы [2]

$$r = (\pi d^2 / 4) / (\pi d) = d / 4,$$

где d – внутренний диаметр трубы [2]:

$$d = d_{\text{э}} = 4r = 4F / \Pi.$$

Эквивалентный диаметр представляет собой диаметр гипотетического трубопровода круглого сечения, для которого отношение F к Π то же, что и для данного трубопровода произвольной формы [2].

Для примера определим эквивалентный диаметр кольцевого сечения, если диаметр внутренней трубы d_B и внешней d_H :

$$d_{\text{э}} = \frac{4F}{\Pi} = \frac{4(\pi d_H^2 / 4 - \pi d_B^2 / 4)}{\pi d_H + \pi d_B} = d_H - d_B.$$

3.2 Уравнение неразрывности потока

Рассмотрим зависимость между скоростями в потоке жидкости при условии неразрывности движения. Условие неразрывности соблюдается, когда в потоке жидкости не наблюдается образования пустот, не заполненных жидкостью [2].

Для этого выделим внутри потока элементарный параллелепипед [2], объем которого $dV = dx dy dz$ (рисунок 3.1). Составляющую скорости вдоль оси x обозначим v_x . Тогда через левую грань параллелепипеда площадью $dy dz$ в него войдет за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$ масса жидкости, равная

$$M_x = \rho v_x dy dz d\tau,$$

где ρ – плотность жидкости.

Примем допущение, что жидкость несжимаема. Тогда плотность жидкости ρ в потоке постоянная.

Предположим, что на противоположной грани параллелепипеда скорость жидкости будет отличаться от скорости на левой грани на величину $\frac{\partial v_x}{\partial x} dx$ и будет равна [2]

$$v_x + \frac{\partial v_x}{\partial x} dx$$

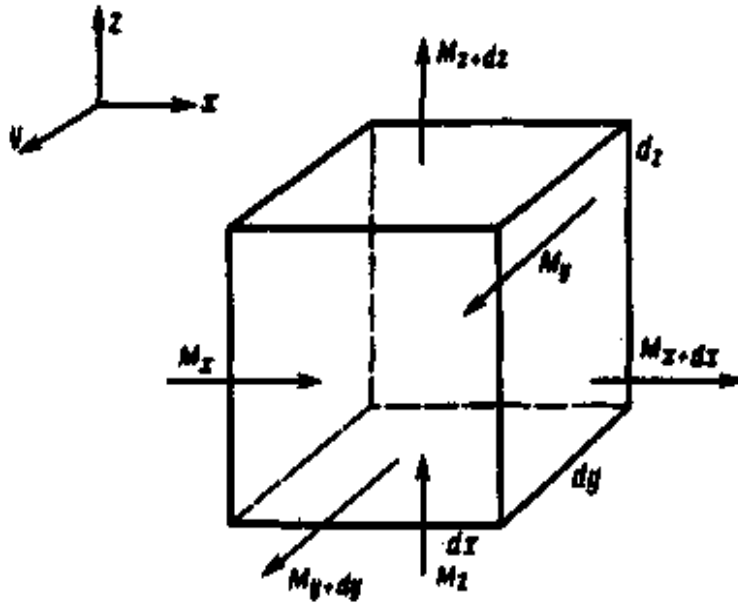


Рисунок 3.1 – К выводу уравнения неразрывности потока жидкости

Через правую грань за тот же промежуток времени $d\tau$ выйдет масса жидкости, равная [2]

$$M_{x+dx} = \rho(v_x + \frac{\partial v_x}{\partial x} dx) dy dz d\tau.$$

Приращение массы в параллелепипеде составит

$$dM_x = M_x - M_{x+dx} = -\rho \frac{\partial v_x}{\partial x} dx dy dz d\tau.$$

Соответственно вдоль осей y и z изменение массы жидкости составит

$$dM_y = -\rho \frac{\partial v_y}{\partial y} dx dy dz d\tau.$$

$$dM_z = -\rho \frac{\partial v_z}{\partial z} dx dy dz d\tau.$$

Общее изменение количества массы жидкости в параллелепипеде за $d\tau$ будет равно сумме ее изменений вдоль осей координат [2]:

$$dM = dM_x + dM_y + dM_z = -\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) dx dy dz d\tau.$$

Однако при $\rho = \text{const}$ масса жидкости внутри параллелепипеда должна быть постоянной, а следовательно, общее изменение массы $dM = 0$, или

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0, \quad (3.3)$$

или $\text{div } v = 0$, где $\frac{\partial v_x}{\partial x}$, $\frac{\partial v_y}{\partial y}$, $\frac{\partial v_z}{\partial z}$ – изменение скорости в направлении осей x , y , z .

Это уравнение называется дифференциальным уравнением неразрывности потока несжимаемой жидкости.

Для всего объема потока жидкости из уравнения (3.3) после его интегри-

рования следует, что при установившемся движении жидкости через каждое поперечное сечение трубопровода проходит в единицу времени одна и та же масса жидкости (рисунок 3.2):

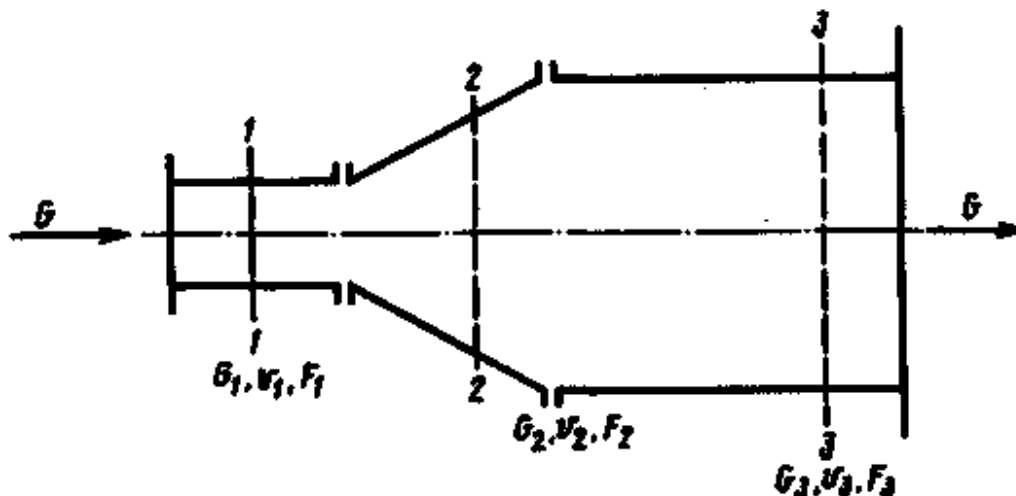


Рисунок 3.2 – К выводу уравнения неразрывности потока для всего объема жидкости

$$G_1 = G_2 = G_3 = \dots = \text{const}, \quad (3.4)$$

где G – массовый расход, кг/с; $G = \rho v F$.

Для несжимаемых капельных жидкостей $\rho = \text{const}$ и уравнение (3.4) принимает вид [2]

$$v_1 F_1 = v_2 F_2 = v_3 F_3 = \dots = \text{const}. \quad (3.5)$$

На основании уравнения (3.5) можно утверждать, что скорости движения капельной жидкости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений [2]:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Уравнение (3.4) является частным случаем закона сохранения массы.

3.3 Дифференциальные уравнения движения Эйлера

Уравнения движения Л. Эйлера устанавливают связь между давлением и скоростью движения жидкости в любой точке потока.

Рассмотрим установившийся поток идеальной жидкости. Выделим в потоке, как это сделано было в п. 2.2, элементарный параллелепипед жидкости объемом $dV = dx dy dz$ (см. рисунок 2.1). На элементарный объем жидкости действуют сила тяжести, инерционная сила и сила гидростатического давления.

Согласно основному принципу динамики сумма проекций всех сил, действующих на движущийся элементарный объем жидкости, равна произведению массы жидкости на ее ускорение [2].

Если скорость элементарного объема жидкости v , то ускорение будет равно $dv/d\tau$, а проекции ускорения на оси координат – соответственно $dv_x/d\tau$, $dv_y/d\tau$, $dv_z/d\tau$, где v_x , v_y , v_z – составляющие скорости вдоль осей x , y и z .

В соответствии с основным принципом динамики запишем

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{dt} dx dy dz &= X dx dy dz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz; \\ \frac{dv_y}{dt} dx dy dz &= Y dx dy dz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz; \\ \frac{dv_z}{dt} dx dy dz &= Z dx dy dz - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} dx dy dz. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

После преобразований из системы уравнений (3.6) получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{d\tau} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{dv_y}{d\tau} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}; \\ \frac{dv_z}{d\tau} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}. \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Однако dv_x/dt , dv_y/dt , dv_z/dt являются полной производной и сложной функцией и выражаются субстанциональными производными. Субстанциональная производная характеризует изменение скорости частицы жидкости во времени при перемещении частиц в пространстве. Субстанциональные производные составляющих скорости по осям:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_x}{d\tau} &= \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z; \\ \frac{dv_y}{d\tau} &= \frac{\partial v_y}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_y}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_y}{\partial z} v_z; \\ \frac{dv_z}{d\tau} &= \frac{\partial v_z}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_z}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_z}{\partial z} v_z. \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Система уравнений (3.7) является системой дифференциальных уравнений движения идеальной жидкости для установившегося потока. Эти уравнения были получены Л. Эйлером в 1755 г.

Из данных уравнений, с помощью несложных математических преобразований, легко получить основное уравнение гидродинамики [2],

$$d \frac{v^2}{2} + \frac{dp}{\rho} + g dz = 0, \quad (3.9)$$

а также, разделив каждый член этого уравнения на ускорение свободного падения g , – уравнение Бернулли для идеальной жидкости, широко используемое в гидродинамике [2],

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}. \quad (3.10)$$

Для двух поперечных сечений трубопровода 1–1 и 2–2 (рисунок 3.3) уравнение (3.10) можно записать так [2]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.11)$$

Величина $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$ является *полным гидродинамическим напором* [2].

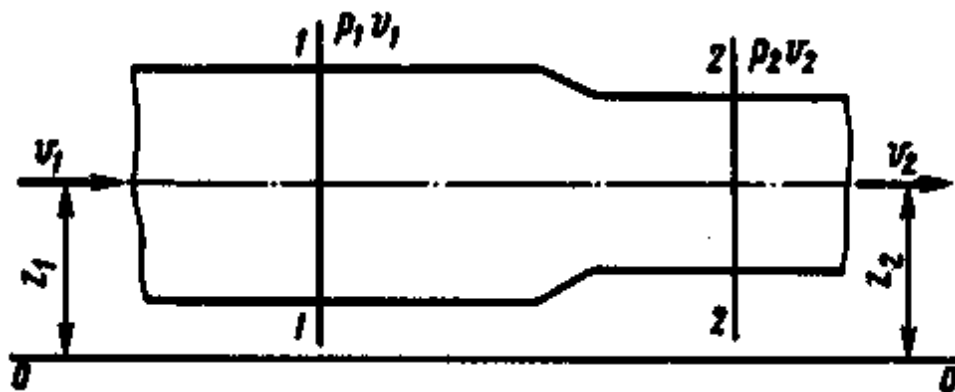


Рисунок 3.3 – Схема трубопровода

Здесь z , как раньше уже отмечалось, – нивелирная, или геометрическая, высота; $p/(\rho g)$ – статический пьезометрический напор; $v^2/(2g)$ – *скоростной*, или *динамический*, напор, который характеризует удельную кинетическую энергию в данной точке жидкости. Единицы измерения динамического напора, как и остальных членов уравнения Бернулли, м или Н·м/Н.

Таким образом, из уравнений (3.10) и (3.11) следует, что при установившемся движении идеальной жидкости гидродинамический напор остается постоянным для любого сечения потока. Имея в виду энергетический смысл каждого члена уравнения Бернулли, можно утверждать, что при установившемся движении идеальной жидкости сумма потенциальной ($z + p/(\rho g)$) и кинетической $v^2/(2g)$ энергии жидкости есть величина постоянная для любого поперечного сечения потока.

При изменении поперечного сечения потока происходит переход потенциальной энергии в кинетическую и наоборот. Уравнение Бернулли выражает частный случай закона сохранения энергии и является уравнением энергетического баланса потока идеальной жидкости.

Рассмотрим поток идеальной жидкости, движущейся в трубопроводе переменного сечения (рисунок 3.4). В сечениях 1–1 и 2–2 нивелирные высоты будут равны соответственно z_1 и z_2 , а площади поперечных сечений – f_1 и f_2 . Установим в этих сечениях пьезометрические трубки и трубки Пито. Как известно, с помощью пьезометрических трубок измеряют статический напор (линия $p - p$). Жидкость поднимается в пьезометрических трубках на высоты, соответствующие статическому напору $h_1 = p_1/(\rho g)$ и $h_2 = p_2/(\rho g)$. Трубки Пито представляют собой пьезометрические трубки, у которых нижний конец загнут навстречу потоку жидкости. Используют трубки Пито для измерения полного гидродинамического напора. Разность высот, измеряемых трубкой Пито и обычной пьезо-

метрической трубкой, равная $h_v = v^2/(2g)$, представляет собой высоту, соответствующую скоростному напору.

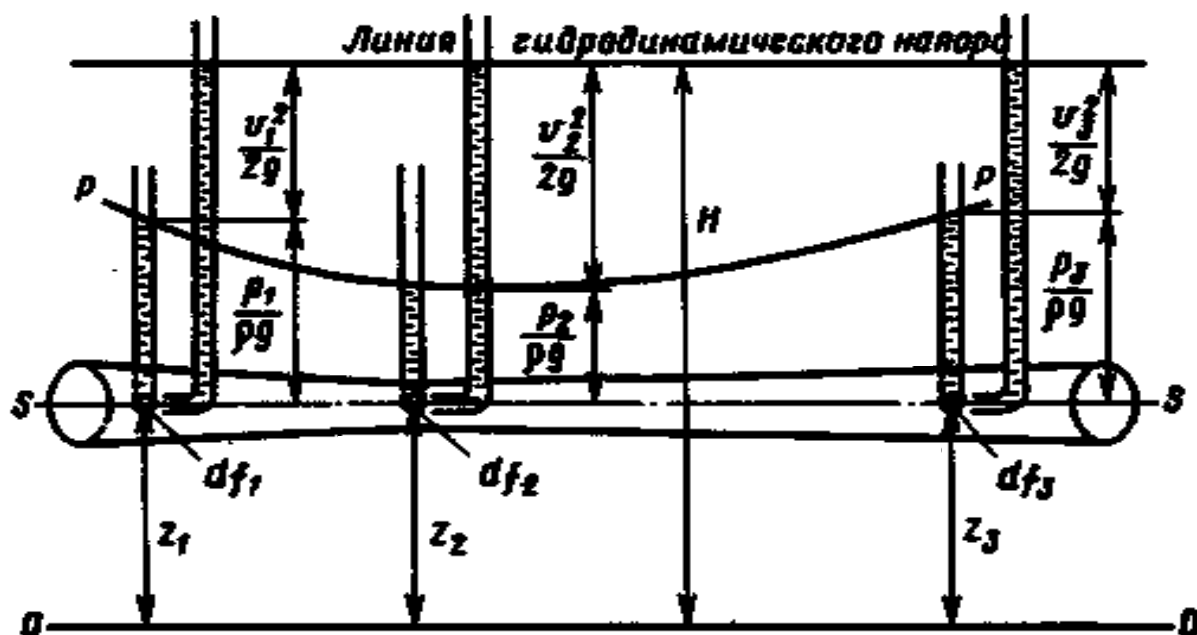


Рисунок 3.4 – Диаграмма Бернулли для идеальной жидкости

Так как $f_1 > f_2$, то согласно уравнению неразрывности потока $v_2^2/(2g) > v_1^2/(2g)$. Но полный гидродинамический напор

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

Зная z_1 и z_2 , можно определить скоростной напор в каждом сечении по разности уравнений жидкости в обычных пьезометрических трубках и трубках Пито.

Измерив высоту, соответствующую скоростному напору, можно найти скорость (в м/с) движения жидкости (или газа) в той точке, в которой расположен загнутый наконечник трубки Пито:

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

или
$$v = \sqrt{2 \frac{p_d}{\rho}}, \quad (3.12)$$

где h – высота, соответствующая скоростному (динамическому) напору (в м);
 p_d – динамическое давление (в Па).

3.4 Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Реальная жидкость в отличие от идеальной обладает вязкостью. Вязкость обуславливает возникновение в потоке жидкости сил внутреннего трения, которые оказывают гидравлическое сопротивление движению жидкости. На преодоление возникающего сопротивления расходуется часть потенциальной энер-

гии потока (так называемый *потерянный напор*). Поэтому общий гидродинамический напор будет непрерывно уменьшаться по длине потока [2].

Рассмотрим движение струйки вязкой жидкости в трубопроводе, изображенном на рисунке 3.5.

В общем случае баланс энергии при движении вязкой жидкости запишется так [2]:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\Pi}, \quad (3.13)$$

где h_{Π} – потерянный напор, который характеризует энергию, израсходованную на преодоление гидравлического сопротивления.

Из уравнения (3.13) получим

$$h_{\Pi} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (3.14)$$

Линия $H - H$ на рисунке 3.5, соединяющая уровни жидкости в трубках Пито, называется напорной линией. В отличие от идеальной жидкости в данном случае напорная линия является наклонной. Потеря напора при движении вязкой жидкости представляет собой разность между высотой горизонтальной линии $0 - 0$, проведенной через уровень жидкости в трубке Пито в сечении $I - I$, и высотой уровня жидкости в трубке Пито в рассматриваемом сечении относительно плоскости сравнений $0 - 0$. Линия $p - p$ является линией *пьезометрического напора*.

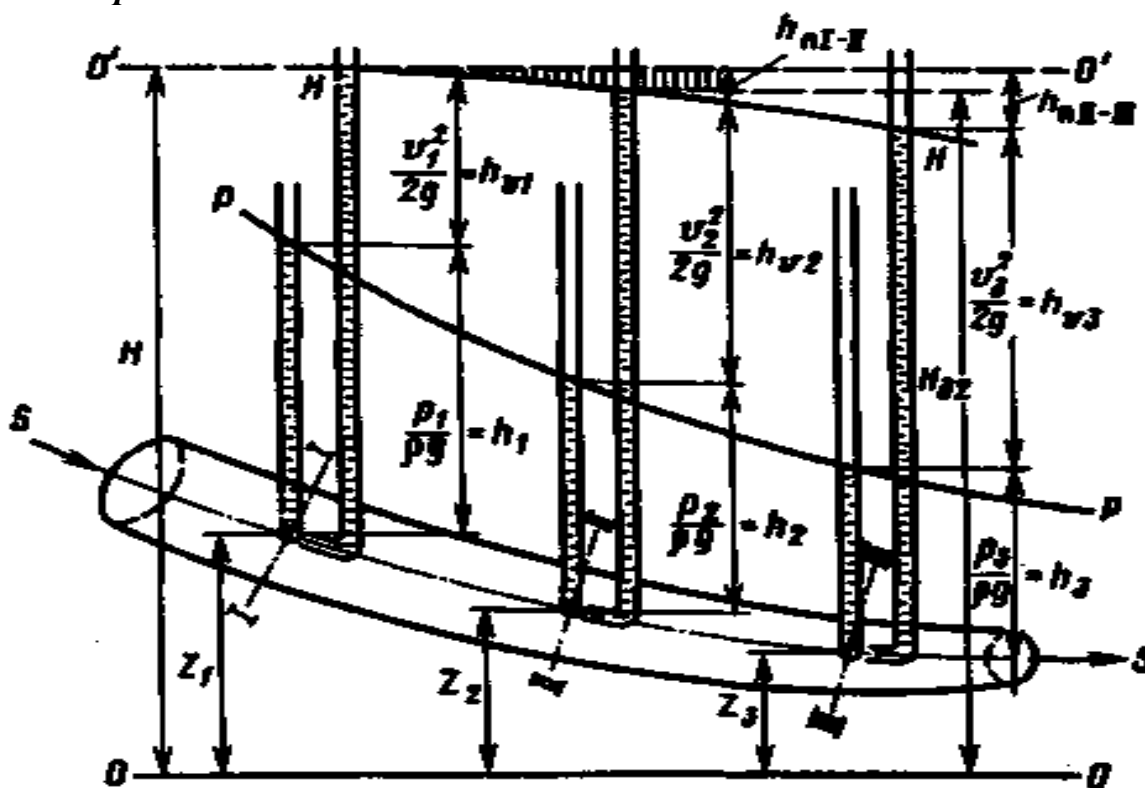


Рисунок 3.5 – Диаграмма Бернулли для вязкой жидкости

Пьезометрическим уклоном называют падение потенциальной энергии на единицу длины потока [2]:

$$I_p = \frac{z_1 + p_1 / (\rho g) - z_2 + p_2 / (\rho g)}{l},$$

где l – расстояние между сечениями $I - I$ и $II - II$ на рисунке 3.5.

Гидродинамический (гидравлический) уклон представляет собой падение гидродинамического напора также на единицу длины потока [2]:

$$I_r = \frac{z_1 + p_1 / (\rho g) + v_1^2 / (2g) - z_2 + p_2 / (\rho g) + v_2^2 / (2g)}{l}.$$

Для горизонтального трубопровода постоянного сечения $v_1 = v_2$; $z_1 = z_2$. В этом случае уравнение (3.14) можно переписать так [2]:

$$h_{II} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{\Delta p}{\rho g}.$$

Таким образом, движущая сила – **перепад давлений** – расходуется на преодоление гидравлического сопротивления, а гидродинамический и пьезометрический уклоны одинаковы по величине и направлению [2].

$$I_r = \frac{h_{II}}{l} = \frac{\Delta p}{\rho g l}.$$

3.5 Дифференциальные уравнения движения вязкой жидкости (уравнения Навье - Стокса)

Дифференциальные уравнения движения Навье – Стокса были получены в 1845 г.

Для вывода этих уравнений примем следующее: жидкость несжимаема, не поддается растяжению. Выделим в потоке вязкой жидкости элементарный параллелепипед (рисунок 3.6). Действие на него силы трения, обусловленной вязкостью потока, проявляется в возникновении на поверхности параллелепипеда касательных напряжений [2].

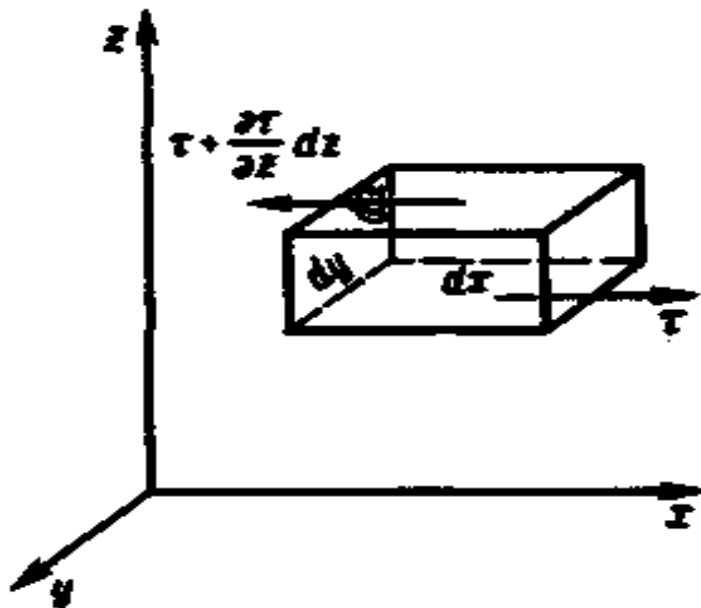


Рисунок 3.6 – К выводу дифференциальных уравнений Навье – Стокса

Рассмотрим одномерное движение плоского потока в направлении оси x . В этом случае касательные напряжения возникают на поверхности $dF = dx dy$ верхней и нижней граней параллелепипеда. Причем если на нижней грани касательное напряжение равно τ , то на верхней оно будет равно

$$\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz,$$

где слагаемое $\frac{\partial \tau}{\partial z} dz$ выражает изменение касательного напряжения вдоль вертикальной оси z по всей длине ребра параллелепипеда.

Проекция равнодействующей сил трения на ось x будет равна

$$\tau dx dy - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz \right) dx dy = - \frac{\partial \tau}{\partial z} dx dy dz.$$

Подставив в это выражение значение касательного напряжения τ , равное $\mu \frac{\partial v_x}{\partial z}$, получим

$$\mu \frac{\partial \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} \right)}{\partial z} dx dy dz = \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} dx dy dz.$$

В случае трехмерного потока составляющая скорости изменяется в направлении всех трех осей координат и проекция равнодействующей сил трения на ось x , имеющая вид [2]

$$\mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \right) dx dy dz,$$

определяется суммой вторых производных по осям координат, где $\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} = \nabla^2 v_x$ - оператор Лапласа.

Сумма проекций сил, действующих на элементарный параллелепипед (силы тяжести, гидростатического давления и трения), в соответствии с основным принципом динамики Д'Аламбера будет равна

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{dv_x}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x; \\ \rho \frac{dv_y}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v_y; \\ \rho \frac{dv_z}{d\tau} &= - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 v_z - \rho g. \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

Субстанциональные производные в этой системе уравнений для установившегося и неустановившегося потоков определяются выражениями (3.8).

Сложность математического аппарата затрудняет решение системы дифференциальных уравнений Навье – Стокса в общем виде. Эта система уравнений решена только для ряда частных случаев.

Для решения практических задач принимают обычно ряд упрощений и допущений либо используют методы теории подобия для преобразования уравнений.

3.6 Критериальные уравнения движения вязкой жидкости

Для вывода критериального уравнения, описывающего движение вязкой жидкости в трубопроводе, воспользуемся дифференциальным уравнением Навье – Стокса.

Для одномерного движения потока жидкости, например вдоль оси абсцисс, дифференциальное уравнение без учета сил сжатия и растяжения можно записать так [2]:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \rho g_x = \rho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial \tau},$$

где p – давление; μ – динамическая вязкость; v – скорость; ρ – плотность; τ – время.

В этом уравнении первый член характеризует изменение давления потока в направлении оси абсцисс, второй член – силу трения, третий – силу тяжести, четвертый и пятый – силы инерции. Учитывая физический смысл членов уравнения, запишем

$$-P + T + G = I_1 + I_2,$$

где P – сила давления; T – сила трения; G – сила тяжести; I_1 и I_2 – силы инерции.

При расчете трубопроводов представляют интерес соотношения следующих сил: давления и инерции P/I_1 , инерции и трения I_1/T , тяжести и инерции G/I_1 и, наконец, соотношение инерционных сил I_1/I_2 .

Применим описанный выше метод получения критериев подобия. Из соотношения сил инерции и трения получим безразмерный комплекс $v_x \rho / \mu$, который называется критерием Рейнольдса и характеризует гидродинамическое подобие [2]:

$$\text{Re} = \frac{vd\rho}{\mu}.$$

Здесь d – диаметр трубопровода; d является *характерным линейным размером*.

Из соотношения сил давления и инерции получим критерий Эйлера

$$\text{Eu} = \frac{P}{\rho v^2},$$

а из соотношения сил тяжести и инерции – критерий Фруда

$$\text{Fr} = \frac{gd}{v^2}.$$

Отношение сил инерции позволяет получить критерий гомохронности

$$\text{Но} = \frac{v\tau}{d},$$

который характеризует временно'е подобие в нестационарных процессах.

Полученные критерии подобия, за исключением критерия Эйлера, состоят только из параметров, входящих в условия однозначности, следовательно, они являются *определяющими*, а критерий Эйлера – *определяемым* (давление не входит в условия однозначности и является искомой величиной).

На основании второй теоремы подобия связь между критериями представим в виде критериального уравнения [2]

$$\text{Eu} = f(\text{Re}, \text{Fr}, \text{Но}, \Gamma),$$

где $\Gamma = l/d$ – параметрический критерий; l – длина трубопровода.

Для стационарного процесса из уравнения следует исключить критерий гомохронности Но [2]:

$$\text{Eu} = f_1(\text{Re}, \text{Fr}, \Gamma).$$

В случае развитого турбулентного режима силы тяжести не оказывают влияния на движение жидкости и уравнение имеет вид

$$\text{Eu} = f_2(\text{Re}, \Gamma), \quad (3.16)$$

или

$$\frac{\Delta p}{\rho v^2} = f_2\left(\frac{vd\rho}{\mu}, \frac{l}{d}\right),$$

где Δp – потерянный напор в трубопроводе длиной l , Н/м².

Умножим и разделим правую часть уравнения на 2.

$$\text{Тогда } \Delta p = f_3\left(\frac{vd\rho}{\mu}, \frac{l}{d}\right)\left(\frac{\rho v^2}{2}\right).$$

Вынесем симплекс l/d из-под знака функции [2]:

$$\Delta p = f_4\left(\frac{vd\rho}{\mu}\right)\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)\left(\frac{l}{d}\right).$$

Обозначим $f_4\left(\frac{vd\rho}{\mu}\right)$ через λ и окончательно получим уравнение, которое называется *уравнением Дарси – Вейсбаха* и является основным при расчете трубопроводов [2]:

$$\Delta p = \lambda\left(\frac{\rho v^2}{2}\right)\left(\frac{l}{d}\right). \quad (3.17)$$

Если разделим левую и правую части уравнения (3.17) на ρg , то получим потерянный напор в трубопроводе (в м) [2]

$$h_{\text{II}} = \lambda\left(\frac{v^2}{2g}\right)\left(\frac{l}{d}\right). \quad (3.18)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ в этих уравнениях в общем случае зависит от режима движения жидкости и относительной шероховатости трубы (приложение 11).

Вид расчетной формулы для коэффициента гидравлического сопротивления определяют на основании экспериментальных данных.

3.7 Режимы движения жидкости

Режимы движения жидкости впервые были изучены английским физиком Рейнольдсом в 1883 г. на экспериментальной установке, изображенной на рисунке 3.7. Истечение жидкости из бака 1 происходит при постоянном напоре. Расход жидкости регулируется краном 6 и измеряется с помощью мерного сосуда 7. По оси трубы 5 расположена капиллярная трубка 4, через которую подается окрашенная жидкость (индикатор) [2].

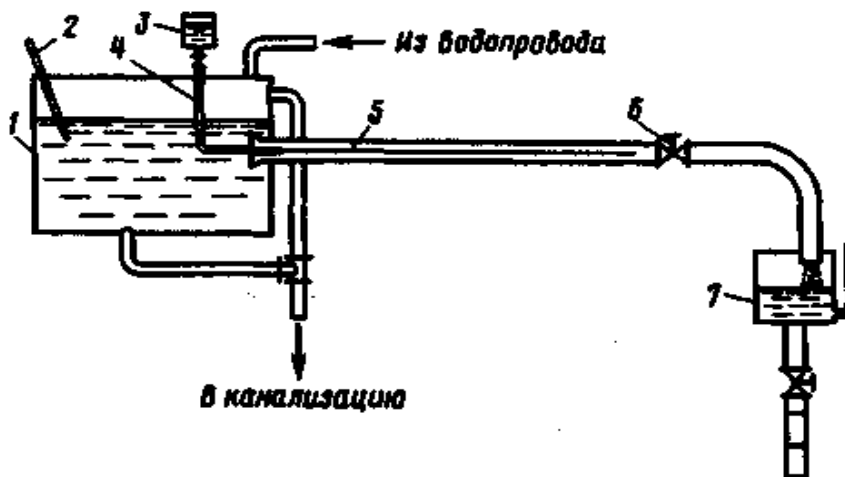


Рисунок 3.7 – Экспериментальная установка Рейнольдса:

1 – напорный бак; 2 – термометр; 3 – бачок для красящего вещества; 4 – капиллярная трубка; 5 – труба; 6 – кран; 7 – сборник

Во время опыта (а опыт начинается при небольших расходах жидкости) в трубу 5 одновременно с основным потоком подается через трубку 4 красящее вещество. При небольшой скорости жидкости в трубе 5 окрашенная струйка не размывается, а вытягивается вдоль оси потока.

Если пустить окрашенную жидкость в основной поток через несколько капиллярных трубок, расположенных на некоторых расстояниях от оси потока, то можно будет наблюдать несколько окрашенных струек, не пересекающихся между собой. Этот факт свидетельствует о том, что струйки жидкости движутся в трубе по параллельным траекториям, т.е. имеет место струйчатое движение жидкости, которое в технике называют *ламинарным*.

Распределение скоростей в потоке *происходит по параболе* (рисунок 3.8, 1). Причем максимальная скорость имеет место на оси потока, а минимальная – в слоях, прилежащих к стенке трубы. Слой жидкости, прилегающий непосредственно к стенке трубы, называют *пограничным слоем*.

При дальнейшем увеличении расхода (а следовательно, и скорости) жидкости в трубе 5 окрашенная струйка начинает двигаться волнообразно, а затем размывается. Это объясняется тем, что в потоке жидкости отдельные частицы уже не только движутся вдоль трубы, но и перемешиваются в поперечном

направлении. В итоге вся масса жидкости окрашивается в цвет индикатора. Такое неупорядоченное движение жидкости носит название *турбулентного*. Распределение скоростей по диаметру выражается некоторой кривой, сходной с параболой, но с более широкой вершиной (рисунок 3.8, II).

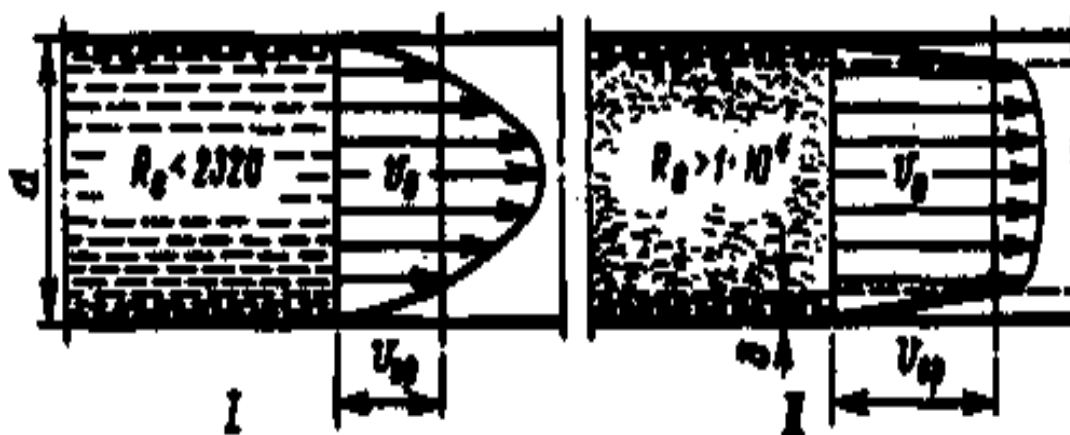


Рисунок 3.8 – Распределение скоростей по сечению трубопровода при ламинарном (I) и турбулентном (II) движении

Рейнольдс установил, что переход от ламинарного движения к турбулентному прямо зависит от массовой скорости жидкости ρv , диаметра трубы d и обратно зависит – от вязкости жидкости μ [2].

Предложенный им безразмерный комплекс называется *критерием Рейнольдса*

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu}, \text{ или}$$

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость, m^2/c .

Его численное значение определяет режим движения жидкости. При равных скоростях жидкости в трубах одинакового диаметра турбулентность возникает раньше при бо'льших плотностях и ме'ньших вязкостях жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при критических значениях критерия Рейнольдса.

При движении жидкости по гладким трубам $Re_{кр} = 2320$. Таким образом, при $Re < 2320$ имеет место устойчивый ламинарный режим; при $2320 \leq Re \leq 10000$ – переходный режим.

При $Re > 10000$ наступает устойчивый турбулентный режим. Распределение скоростей по сечению трубопровода при ламинарном и турбулентном режимах показано на рисунке 3.8.

Движение неньютоновских (бингамовских) жидкостей характеризуется *модифицированным* критерием Рейнольдса [2]

$$Re^* = \frac{v^{2-n} d^n \rho}{8^{n-1} k},$$

где n – индекс течения; k – показатель консистенции.

3.8 Законы ламинарного движения

Чтобы получить закон распределения скоростей в потоке жидкости, выделим мысленно из потока элементарный цилиндр жидкости с толщиной стенки dr и длиной l (рисунок 3.9), расположенный на расстоянии r от оси потока.

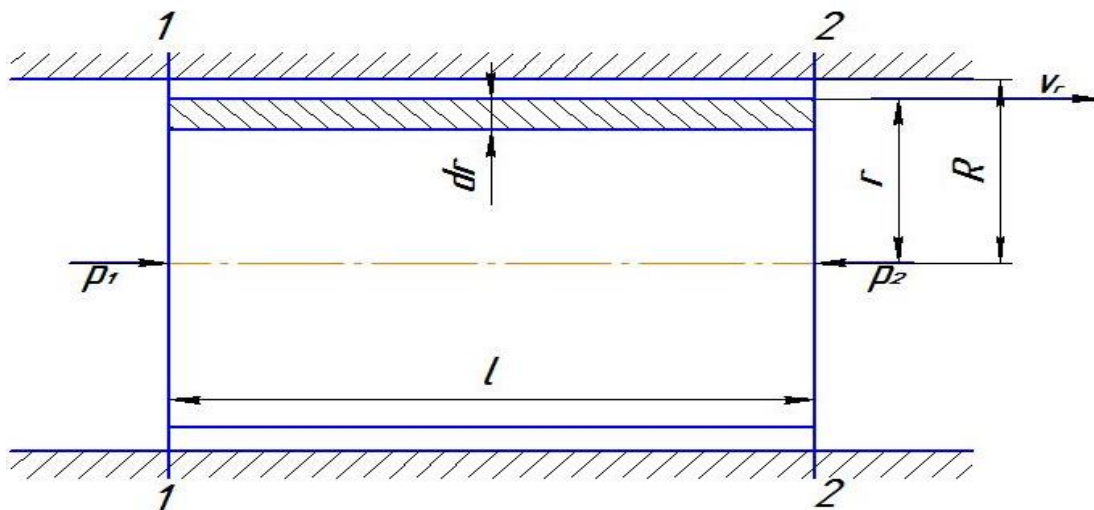


Рисунок 3.9 – К выводу закона распределения скоростей

При установившемся движении движущая сила $\Delta P = P_1 - P_2$ целиком затрачивается на преодоление сопротивления движению жидкости, обусловленного силой внутреннего трения T :

$$P_1 - P_2 = T \text{ но } P_1 - P_2 = (p_1 - p_2)\pi r^2,$$

где p_1 и p_2 – гидростатическое давление в сечениях 1 – 1, 2 – 2.

Сила трения согласно закону Ньютона

$$T = -\mu F \frac{dv_r}{dr},$$

где F – площадь наружной поверхности рассматриваемого элементарного цилиндра жидкости ($F = 2\pi r l$).

Тогда

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 = -\mu \cdot 2\pi r l \frac{dv_r}{dr}.$$

После сокращений и разделения переменных получим

$$\frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr = -dv_r.$$

Проинтегрируем это уравнение:

$$\int_r^R \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} r dr = -\int_v^0 dv_r.$$

После интегрирования получим

$$\frac{P_1 - P_2}{4\mu l} (R^2 - r^2) = v_r. \quad (3.19)$$

Максимальная скорость по оси трубы ($r = 0$) будет равна

$$v_{\max} = \frac{P_1 - P_2}{4\mu l} R^2. \quad (3.20)$$

Разделив уравнение (3.19) на уравнение (3.20), получим

$$v_r = v_{\max} (1 - r^2 / R^2). \quad (3.21)$$

Согласно этому уравнению распределение скоростей слоев жидкости в сечении трубопровода при ламинарном движении подчиняется параболическому закону.

По уравнению (3.19) можно определить расход жидкости при ламинарном движении Стокса.

Рассмотрим расход жидкости через элементарное кольцевое сечение шириной dr , расположенное на расстоянии r от оси потока.

Площадь кольцевого сечения $df = 2\pi r dr$. Расход жидкости через это сечение при скорости жидкости v_r будет равен

$$dV_{CEK} = v_r df = 2\pi v_r r dr.$$

Выразим v_r согласно уравнению (3.19) и после интегрирования получим

$$V_{CEK} = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} \pi R^4, \quad (3.22)$$

или

$$V_{CEK} = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128\mu l}. \quad (3.23)$$

Уравнение (3.23) носит название **уравнения Пуазейля** для расхода жидкости в цилиндрической трубе.

Расход, как известно, можно определить через среднюю скорость жидкости в трубе:

$$V_{CEK} = \pi R^2 v_{CP}. \quad (3.24)$$

Сопоставляя последнее уравнение с (3.22), получим

$$v_{CP} = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} R^2. \quad (3.25)$$

С учетом уравнения (3.20) имеем

$$v_{CP} = v_{\max} / 2. \quad (3.26)$$

Объемный расход неньютоновских псевдопластичных жидкостей через круглое сечение [2]

$$V_{CEK} = \frac{\Delta p}{8\mu_{\text{эф}} l} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{2l\tau_{\text{ПР}}}{R\Delta p} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{2l\tau_{\text{ПР}}}{R\Delta p} \right)^4 \right] \pi R^4,$$

где R – радиус трубы; l – длина трубы; $\mu_{\text{эф}}$ – эффективная вязкость; $\tau_{\text{ПР}}$ – предел текучести.

При $\tau_{ПР} = 0$ это уравнение совпадает с уравнением Пуазейля для ньютоновской жидкости.

Для дилатантных жидкостей объемный расход [2]

$$V_{CEK} = \frac{n}{3n+1} \left(\frac{R\Delta p}{2lk} \right)^{\frac{1}{n}} \pi R^2.$$

При индексе течения $n = 1$ и коэффициенте консистентности $k = \mu$ это уравнение также превращается в уравнение Пуазейля [2].

Чтобы получить выражение для коэффициента гидравлического сопротивления λ , который определяет потери напора по длине трубопровода, приравняем выражения (3.24) и (3.25) и решим уравнение относительно $p_1 - p_2$, заменив предварительно R диаметром:

$$p_1 - p_2 = \Delta p = \frac{32\mu v_{CP} l}{d^2}.$$

Заменив в этом выражении величину μ , выраженную из числа Рейнольдса, получим [2]

$$\Delta p = \frac{32v_{CP}^2 \rho}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d}.$$

Разделим левую и правую части этого уравнения на ρg , а затем умножим и разделим на 2:

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{CP}^2}{2g}.$$

Сопоставляя полученное выражение с уравнением Дарси – Вейсбаха (3.17), будем иметь

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (3.27)$$

Таким образом, коэффициент гидравлического сопротивления λ при ламинарном движении зависит только от значения числа Рейнольдса. Этот закон (3.27) справедлив при $\text{Re} < 2320$.

Уравнение (3.27) справедливо и для неньютоновских жидкостей, но в этом случае в него должен быть подставлен модифицированный критерий Рейнольдса [2]

$$\text{Re}' = \frac{v^{2-n} d^n \rho}{\frac{k}{8} \left(\frac{6n+2}{n} \right)^n}.$$

При $n = 1$ и $k = \mu$ это выражение превращается в обычное выражение для числа Рейнольдса.

3.9 Турбулентный режим течения

При турбулентном режиме течения происходит хаотическое движение частиц жидкости, которое приводит к интенсивному ее перемешиванию. При

этом возникают мгновенные локальные изменения величин и направлений скорости отдельных частиц. Средняя скорость при турбулентном режиме не равна половине максимальной скорости, как при ламинарном. Соотношение скоростей $v/v_{\max} = f(\text{Re})$ [2]. Не представляется возможным из-за сложного характера движения частиц теоретически получить профиль распределения скоростей. Для данной частицы жидкости величина осредненной во времени скорости \bar{v}_x определяется как [2]

$$\bar{v}_x = \int_0^{\tau} \frac{v_x}{\tau} d\tau,$$

где v_x – мгновенная скорость частицы жидкости вдоль оси потока x .

Турбулентное движение всегда сопровождается ламинарным. Как показали экспериментальные и теоретические исследования Прандтля, Никурадзе и других ученых, турбулентный поток можно рассматривать состоящим из ядра потока, в котором движение является развитым турбулентным, и гидродинамического пограничного слоя, примыкающего к стенкам трубы.

Внутри этого слоя имеется ламинарный пограничный подслой, толщина которого определяется долями миллиметра. Толщина гидродинамического пограничного слоя δ зависит от числа Рейнольдса и ориентировочно может быть определена по уравнению Левича [2]:

$$\delta = \frac{30d}{\text{Re} \sqrt{\lambda}}, \quad (3.28)$$

где d – диаметр трубы, м.

При турбулентном движении значительное влияние на сопротивление движению оказывает шероховатость стенок трубы. Под относительной шероховатостью понимают отношение средней высоты Δ выступов неровностей внутренней стенки трубы к ее диаметру (Δ/d).

Средняя высота Δ (в мм) выступов неровностей стенки трубы зависит от материала, способа изготовления и продолжительности эксплуатации трубы [2]:

Стеклянные и стальные новые трубы - 0,06...0,1;

Стальные трубы, бывшие в употреблении, - 0,1...0,2;

Чугунные и керамические трубы - 0,35...1,0;

Стальные и чугунные трубы, подвергшиеся коррозии, - 0,5...2,0;

В зависимости от критерия Рейнольдса изменяется толщина пограничного слоя (3.28) и выступы неровностей трубы могут выходить за пределы пограничного слоя, что приводит к значительным потерям напора.

В зависимости от соотношения δ и Δ трубы подразделяются на гидравлически гладкие и шероховатые.

Если $\Delta < \delta$, то трубы называют гидравлически гладкими [2]. В этом случае жидкость скользит по ламинарному подслою и имеет место трение жидкости о жидкость.

Если $\Delta > \delta$, то трубы – гидравлически шероховатые. Потери напора в этом случае будут определяться шероховатостью стенок трубы, так как трение жидкости происходит о шероховатую поверхность трубы [2].

При ламинарном движении потери напора пропорциональны скорости жидкости в первой степени, при развитом турбулентном режиме – квадрату скорости. В переходном режиме, а также при турбулентном, когда существует пограничный ламинарный подслои, потеря напора пропорциональна скорости в степени меньше 2. В каждом частном случае показатель степени при скорости определяется опытным путем [2].

Коэффициент гидравлического сопротивления для гидравлически гладких труб при $2320 < Re < 10^5$ определяют по эмпирической формуле Блазиуса [2]

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (3.29)$$

или по формуле Конакова [2]

$$\lambda = 1 / (1,8 \lg Re - 1,5)^2. \quad (3.30)$$

С увеличением критерия Рейнольдса зона, в которой $\lambda = f(Re)$, переходит сначала в зону смешанного трения, где $\lambda = f(Re, \Delta/d)$, а затем в автомодельную область, в которой $\lambda = f(\Delta/d)$.

Для расчета коэффициента гидравлического сопротивления в источнике [2] предложено обобщенное уравнение, справедливое для всех зон турбулентного движения:

$$1 / \sqrt{\lambda} = -2 \lg [(\Delta/d) / 3,7 + (6,81) Re^{0,9}]. \quad (3.31)$$

Для автомодельной области, пренебрегая вторым членом в выражении (3.31), получим

$$1 / \sqrt{\lambda} = 2 \lg \frac{3,7}{\Delta/d}. \quad (3.32)$$

При расчете коэффициента гидравлического сопротивления для неньютоновских жидкостей используют уравнение $\lambda = a(Re')^b$ [2], которое справедливо при $Re' = 3 \cdot 10^3 \dots 1 \cdot 10^5$.

Здесь Re' – модифицированный критерий Рейнольдса, коэффициенты a и b являются функциями n – индекса течения и при $n = 1$ принимают значения 0,316 и 0,25 для ньютоновских жидкостей.

При турбулентном движении, когда градиенты скорости велики, вязкость дилатантных и бингамовских жидкостей стремится к μ_∞ и они по своему поведению при течения приближаются к ньютоновским жидкостям.

3.10 Потери напора на местных сопротивлениях

Помимо потерь напора по длине трубопровода имеют место также потери на местных сопротивлениях. Под местными сопротивлениями понимают сопротивления, оказываемые движению жидкости различными препятствиями, имеющимися в трубопроводе (вентили, краны, колена и т.д.), а также сопротивления, возникающие при изменении сечения трубопровода или формы потока (например, внезапное расширение или сужение потока, повороты и т.д.). При этом резко изменяются направления и величины скорости потока, образуются вихри и водоворотные зоны, на образование которых бесполезно тратится часть энергии потока [2].

Потери напора в местных сопротивлениях Δh (в м), так же как и потери по длине трубопровода, выражаются через скоростной напор [2]:

$$\Delta h_M = \xi_M \frac{v^2}{2g}, \quad (3.33,а)$$

или (в Н/м²)

$$\Delta p_M = \xi_M \frac{\rho v^2}{2}, \quad (3.33,б)$$

где ξ_M – безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Коэффициенты местного сопротивления для каждого вида сопротивления определяют опытным путем как [2]

$$\xi_M = 2g\Delta h_M / v^2,$$

где Δh_M – потери напора на местном сопротивлении; измеряют такие потери по перепаду давления в пьезометрах, установленных до местного сопротивления и после него.

Усредненные значения ξ_M для некоторых видов сопротивлений приведены в таблице 3.1, на рисунке 3.10 и в приложениях 4, 12 – 20 [2].

Таблица 3.1 – Коэффициенты местных сопротивлений [2]

Номер вида местного сопротивления на рис. 3.10	Вид местного сопротивления	Коэффициент местного сопротивления ξ_M
1	Вход в трубу	0,2...0,5
2	Выход из трубы	1,0
3	Плавный поворот на 90°	0,15
4	Колено при $\alpha = 90^\circ$	1,1...1,3
5	Пробочный кран: открытый α от 20 до 50°	0,05 от 2 до 95
6	Вентиль стандартный: $d_v = 20$ мм $d_v = 40$ мм и более	8 4...6
7	Внезапное расширение (данные при $Re > 3500$): $f_1/f_2 = 0,1$ 0,2 0,3 0,4 0,5	0,5 0,4 0,35 0,3 0,25
8	Внезапное сужение (данные при $Re > 10^4$): $f_1/f_2 = 0,1$ 0,2 0,3 0,4 0,5	0,45 0,4 0,35 0,3 0,25

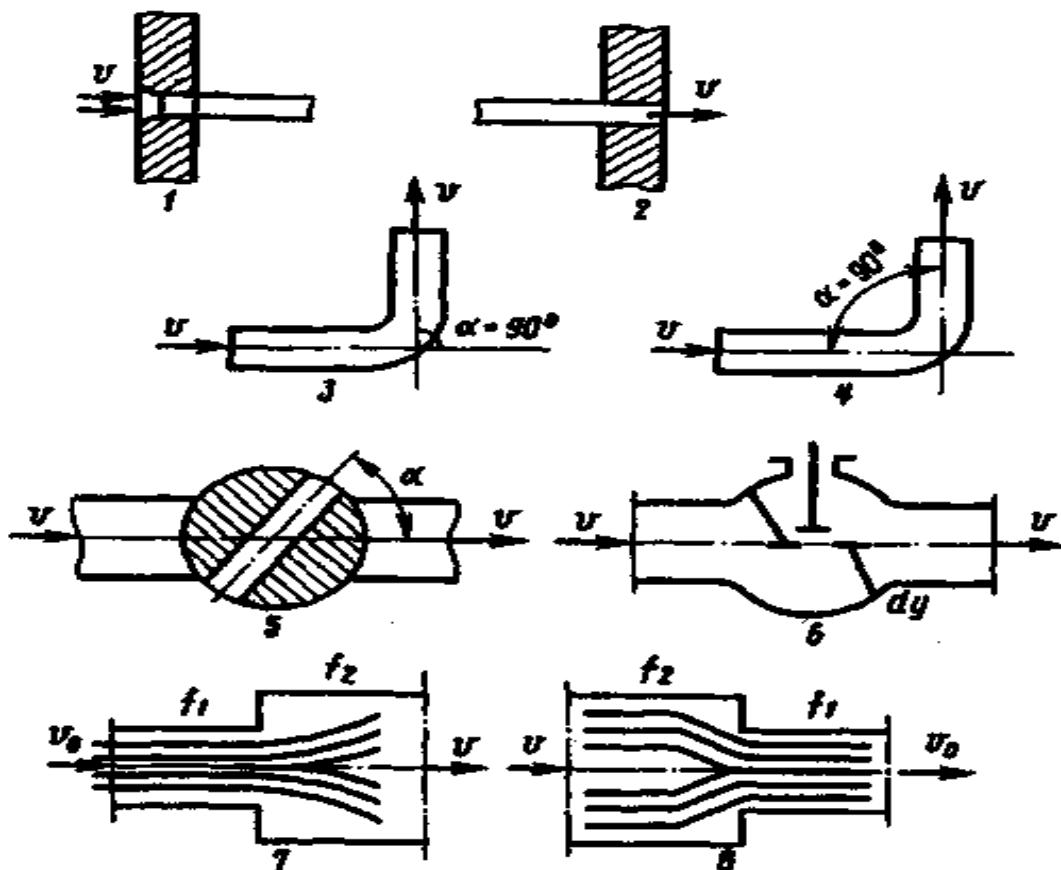


Рисунок 3.10 – Местные сопротивления [2]

С учетом выражений (3.33) из выражений (3.17) и (3.18) получим уравнение для определения полных потерь в трубопроводе [2]

$$\Delta h = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_M \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (3.34,а)$$

или

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_M \right) \frac{\rho v^2}{2}. \quad (3.34,б)$$

3.11 Расчет трубопроводов

При расчете трубопроводов может возникнуть одна из *трех* задач [2]:

- определить расход V_{CEK} , если известны напор H и диаметр трубопровода d ;
- вычислить напор, если известны расход и диаметр трубопровода;
- найти диаметр трубопровода при известных напоре и расходе.

Все трубопроводы можно разделить на длинные, короткие, простые и сложные. Для последних характерно наличие ответвлений или нескольких линий [2].

При расчете длинных трубопроводов потери по длине рассчитываются по фиктивной длине трубопровода [2]

$$L = l + l_{ЭКВ},$$

где l – длина трубопровода; $l_{\text{ЭКВ}}$ – длина, потери напора на которой компенсируют потери на местных сопротивлениях [2], т.е.

$$\lambda \frac{l_{\text{ЭКВ}}}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = \sum \xi_M \frac{v^2}{2g},$$

откуда

$$l_{\text{ЭКВ}} = \frac{\sum \xi_M}{\lambda} d.$$

При гидравлическом расчете трубопроводов используют уравнение Бернулли.

Рассмотрим несколько примеров расчета.

Пример 1. Жидкость поступает из резервуара A в резервуар B (рисунок 3.11). Движение жидкости установившееся. За плоскость сравнения примем произвольную плоскость $0-0$.

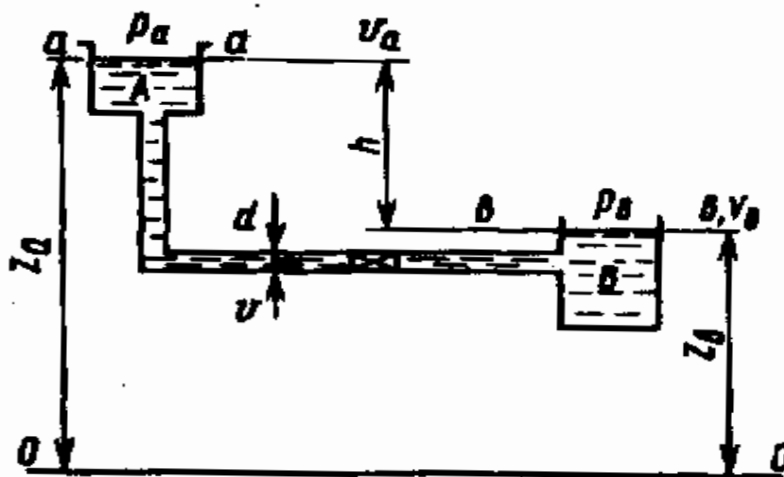


Рисунок 3.11 – К расчету трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений $a-a$ и $b-b$, совпадающих с уровнями жидкости в резервуарах A и B [2]:

$$z_a + \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} = z_b + \frac{p_b}{\rho g} + \frac{v_b^2}{2g}.$$

Площадь поперечного сечения резервуаров значительно больше площади поперечного сечения трубопровода, поэтому скоростными напорами в сечениях $a-a$ и $b-b$ можно пренебречь. Тогда [2]

$$h_{\Pi} = \left(z_a + \frac{p_a}{\rho g} \right) - \left(z_b + \frac{p_b}{\rho g} \right),$$

но

$$h_{\Pi} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \xi_M \right) \frac{v^2}{2g},$$

где v – скорость жидкости в трубопроводе, м/с.

Из последнего выражения

$$v = \sqrt{\frac{2gh_{\Pi}}{\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi_M}}$$

а расход $V_{CEK} = vf$,

где f – площадь поперечного сечения трубопровода.

Если требуется определить диаметр трубопровода при известном расходе и напоре, то пользуются методом подбора. Напор в трубопроводе найдем из уравнения [2]

$$h_{\Pi} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{g l V_{CEK}^2}{\pi^2 g d^5}, \text{ так как } v = \frac{4V_{CEK}}{\pi d^2}.$$

Перенесем неизвестные величины в этом уравнении в левую часть:

$$\frac{\lambda}{d^5} = \frac{\pi^2 g}{8 l V_{CEK}^2} h_{\Pi}.$$

Правая часть уравнения известна, а левая $\lambda/d^5 = f(d)$. При решении этой задачи поступают следующим образом [2]:

- задаются рядом значений диаметров d_1, d_2, d_3, \dots ;
- вычисляют скорость движения жидкости v_1, v_2, v_3, \dots ;
- вычисляют число Рейнольдса Re_1, Re_2, Re_3, \dots ;
- рассчитывают коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$;

Строят график (рисунок 3.12) и по известной правой части уравнения определяют искомый диаметр d_u .

Оптимальное с экономических позиций значение диаметра должно соответствовать оптимальной скорости движения в нем жидкости и соответственно минимальным затратам на его эксплуатацию, которые складываются из затрат на ремонт и амортизацию и стоимости электроэнергии, потребляемой насосом.

Оптимальная скорость при напорном движении маловязких жидкостей составляет от 0,8 до 2 м/с, вязких – до 0,8, скорость газов и паров – от 10 до 30 м/с.

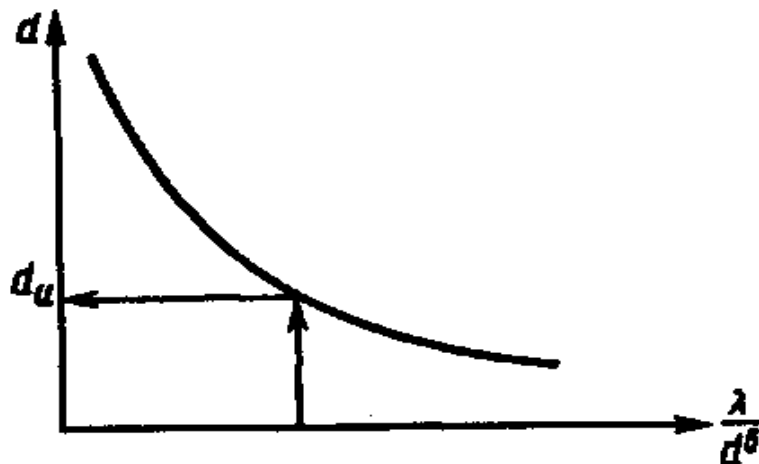


Рисунок 3.12 – К расчету диаметра

Пример 2. На рисунке 3.13 показан тупиковый трубопровод. Жидкость из напорного бака поступает в магистральный трубопровод длиной l и диаметром d . В точке C магистральный трубопровод разветвляется на ряд трубопроводов.

Давление в точке C постоянно и равняется p_C , а в трубопроводах – соответственно p_1, p_2 и p_3 .

Плоскость сравнения $0-0$. Запишем уравнение Бернулли для сечения $a-a$ и сечения, проходящего через точку C [2]:

$$\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) - \left(z_C + \frac{p_C}{\rho g}\right) = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где v – скорость жидкости в магистральном трубопроводе, м/с.

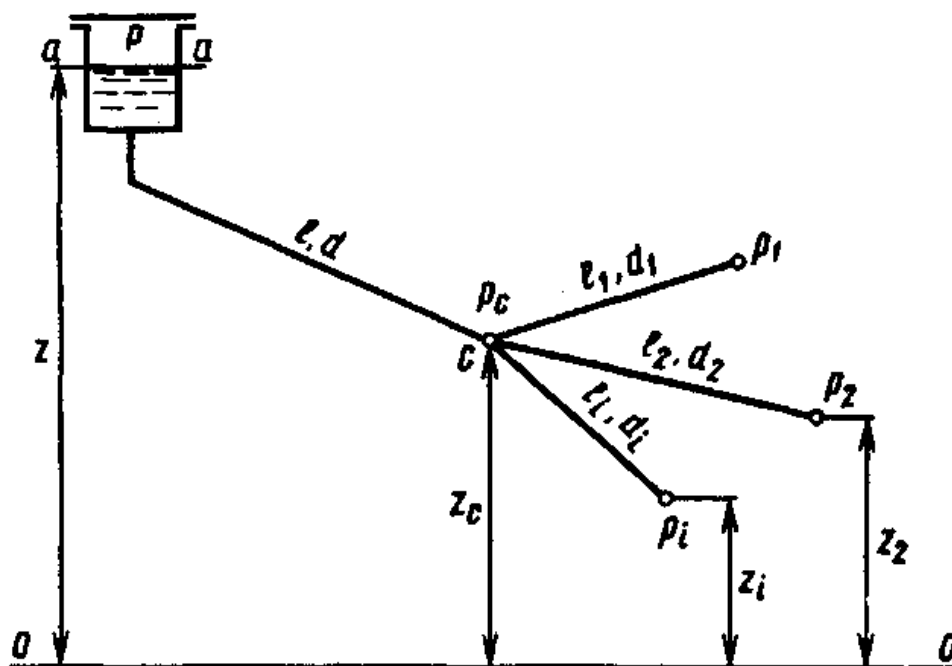


Рисунок 3.13 – Тупиковый трубопровод

Для сечений $c-c$ и $1-1$ получим

$$\left(z_C + \frac{p_C}{\rho g}\right) - \left(z_1 + \frac{p_1}{\rho g}\right) = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g}.$$

Для сечений $c-c$ и $2-2$ получим

$$\left(z_C + \frac{p_C}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\rho g}\right) = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g}.$$

Для сечений $c-c$ и $3-3$ получим

$$\left(z_C + \frac{p_C}{\rho g}\right) - \left(z_3 + \frac{p_3}{\rho g}\right) = \lambda_3 \frac{l_3}{d_3} \cdot \frac{v_3^2}{2g}.$$

Уравнение неразрывности потока

$$v f = v_1 f_1 + v_2 f_2 + v_3 f_3 + \dots + v_i f_i.$$

Эта система уравнений позволяет решить одну из перечисленных выше задач расчета трубопроводов.

Пример 3. Соединение трубопроводов параллельное (рисунок 3.14).

Разность напоров в точках *a* и *б* расходуется на преодоление сопротивления h_{II} :

$$\Delta H = H_a - H_b = h_{II}.$$

Если потери напора одинаковы во всех ответвлениях, то [2]

$$\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} = \dots = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g}.$$

Уравнение неразрывности потока:

$$v_1 f_1 = v_2 f_2 = v_3 f_3 = \dots = v_i f_i.$$

Общий расход жидкости

$$V = \sum V_i,$$

где V_i – расход жидкости в *i*-м ответвлении.

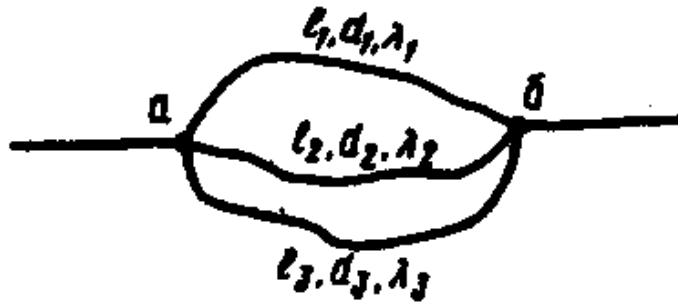


Рисунок 3.14 – Параллельное соединение трубопроводов

Пользуясь этими соотношениями, можно решить одну из задач расчета трубопроводов [2]:

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt[5]{\frac{\lambda_2 l_2}{\lambda_1 l_1}}. \quad (3.35)$$

Если $\lambda_1 = \lambda_2$ и $l_1 = l_2$, то

$$V_1 / V_2 = \sqrt{d_1 / d_2}. \quad (3.36)$$

Значения некоторых физических величин для расчета трубопроводов приведены в приложениях 27-29.

3.12 Истечение жидкости через отверстия и насадки

При опорожнении технологических аппаратов, цистерн и различных сосудов имеет место истечение жидкости через отверстия и насадки.

Насадками называют короткие патрубки различной формы, присоединенные к отверстию в тонкой стенке [2]. Длина насадка составляет примерно 3...4 его диаметра. Насадки (рисунок 3.15) бывают внешними (*a*) и внутренними (*б*), коническими расходящимися (*в*) и сходящимися (*г*), а также коноидальными (*д*) [2].

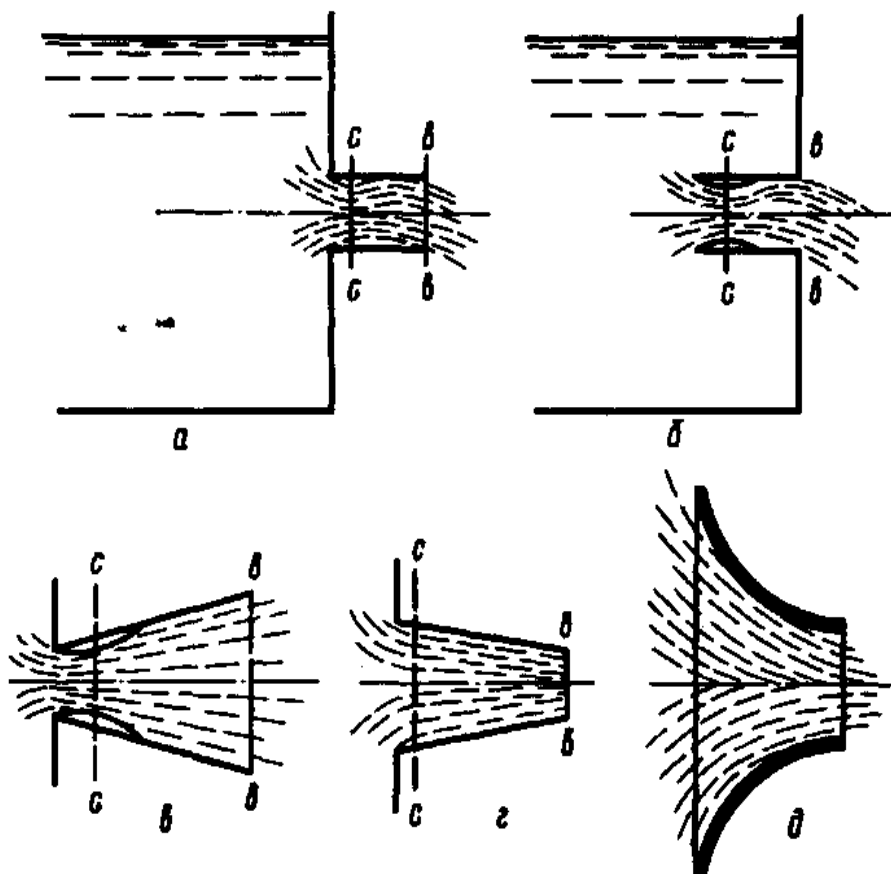


Рисунок 3.15 – Насадки

При истечении жидкости внутри насадка создается вакуум, в результате чего увеличивается пропускная способность отверстия. В расходящихся конических насадках создается вакуум несколько больший, чем в цилиндрических. Конические сходящиеся насадки применяют там, где необходимо создание высокой скорости жидкости на выходе из насадка, например в эжекторах и инжекторах, в соплах турбин, наконечниках, брандспойтах и т.д. Коноидальный насадок выполняют по форме струи, что исключает сжатие струи и сводит к минимуму все потери энергии в струе вытекающей жидкости. Истечение жидкости может происходить в атмосферу или в слой жидкости при постоянном или переменном напоре [2].

Рассмотрим несколько случаев истечения жидкости через отверстия и насадки.

Истечение через круглое отверстие в дне сосуда при постоянном уровне жидкости в сосуде (рисунок 3.16) [2]. Истечение происходит через отверстие в тонкой стенке, т.е. при условии $\delta \leq 2d$, когда толщина стенки не влияет на форму струи и края отверстия имеют острую кромку. При этих условиях истечения возникают только местные потери энергии. На некотором расстоянии от стенки струя сжимается, и в этом сжатом сечении предполагается параллельно-струйное течение жидкости [2].

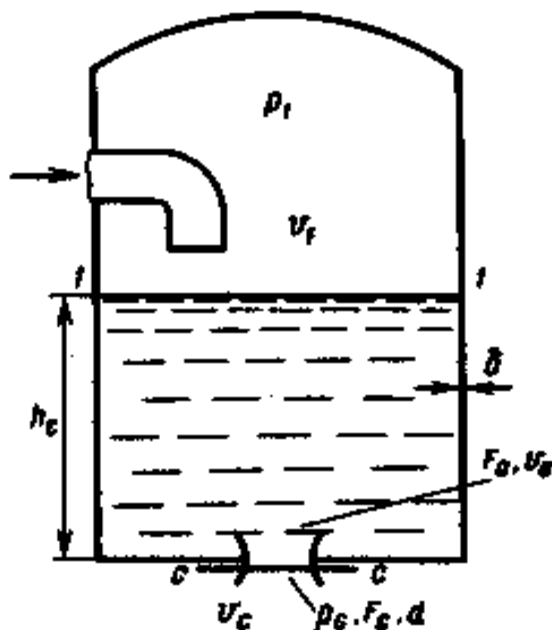


Рисунок 3.16 – Истечение через круглое отверстие в дне сосуда при постоянном уровне жидкости в сосуде

Запишем уравнение Бернулли для сечения поверхности уровня $1 - 1$ и в сжатом сечении струи $c - c$.

Так как согласно рисунку 3.16, $v_1 \ll v_c$,

$$h_c + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{\alpha v_c^2}{2g} + h_{\Pi},$$

где p_c и v_c – давление и скорость жидкости в сжатом сечении; α – коэффициент неравномерности струи;

$$h_{\Pi} = \xi \frac{v_c^2}{2g},$$

здесь ξ – коэффициент местного сопротивления; в данном случае $\xi = 0,06$.

Из уравнения Бернулли получим

$$v_c = \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \xi} \left(h_c + \frac{p_1 - p_c}{\rho g} \right)}, \quad \text{или } v_c = \varphi \sqrt{2gH}, \quad \text{где } \varphi = \sqrt{1/(\alpha + \xi)},$$

а объемный расход $V = \varphi F_c \sqrt{2gH}$,

где φ – скоростной коэффициент; для круглого отверстия $\varphi = 0,97$; F_c – площадь поперечного сечения струи в сечении $c - c$.

$$F_c = \varepsilon_0 F_0,$$

здесь ε_0 – коэффициент сжатия струи; $\varepsilon_0 = 0,64$; F_0 – площадь поперечного сечения отверстия.

Тогда $V = \varphi \varepsilon_0 F_0 \sqrt{2gH} = \mu F_0 \sqrt{2gH}$, где $\mu = \varepsilon_0 \varphi$ – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода μ зависит от формы отверстия, толщины стенки и от вязкости жидкости. Для воды $\mu = 0,62 \dots 0,63$, для других жидкостей $\mu = f(\text{Re})$.

При истечении в атмосферу: $p_1 = p_C = p_A$;

$$V = \mu F_0 \sqrt{2gh_C}.$$

Истечение через боковое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном уровне жидкости в сосуде (рисунок 3.17) [2]. Проведем плоскость сравнения $0 - 0$ через центр тяжести отверстия диаметром d_0 .

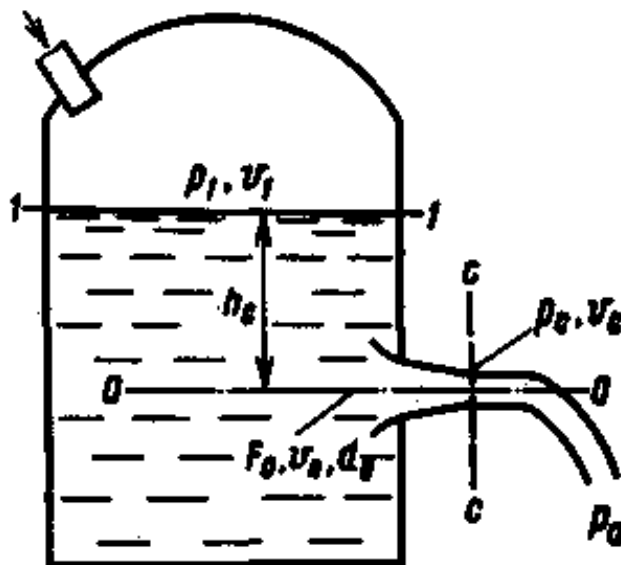


Рисунок 3.17 – Истечение через боковое круглое отверстие при постоянном уровне жидкости в сосуде

Запишем уравнение Бернулли для сжатого сечения $c - c$ и поверхности уровня в сосуде $1 - 1$ [2]

$$h_C + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{\alpha_C v_C^2}{2g} + \xi \frac{v_C^2}{2g}.$$

При этом полагаем, что $p_C = p_A$.

Решая уравнение относительно v_C , получим

$$v_C = \sqrt{\frac{2g}{\alpha + \beta} \left(h_C + \frac{p_0 - p_A}{\rho g} \right)} = \varphi \sqrt{2gH}.$$

Расход жидкости, как и в первом случае, будет равен $V = \mu F_0 \sqrt{2gh_C}$ при $p_0 = p_C = p_A$; здесь принято, что $\mu = 0,60 \dots 0,62$ [2].

Истечение через цилиндрический насадок при постоянном уровне жидкости в сосуде (рисунок 3.18) [2]. При истечении жидкости внутри насадка создается сжатое сечение, в котором скорость жидкости v_C превышает скорость v , рассчитанную на полное сечение насадка. Согласно уравнению Бернулли в этом сжатом сечении создается пониженное давление [2].

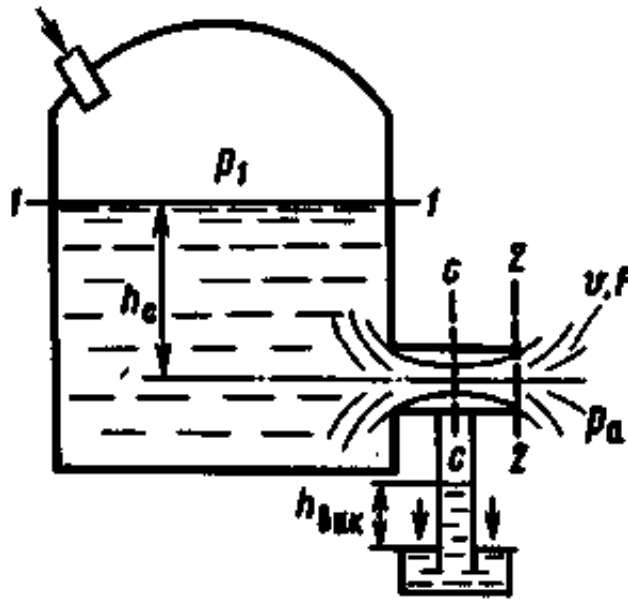


Рисунок 3.18 – Истечение через цилиндрический насадок при постоянном уровне жидкости в сосуде

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1 – 1 и 2 – 2 (область выхода струи из насадка)

$$h_c + \frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + h_{\Pi}.$$

Напор

$$H = h_c + \frac{p_1 - p_A}{\rho g} = \frac{\alpha v^2}{2g} + h_{\Pi}.$$

Потери напора h_{Π} будут складываться из потерь на внезапное сужение потока между сечениями 1 – 1 и сжатым сечением $c - c$, характеризующих коэффициентом ξ_C , внезапное расширение потока между сечением $c - c$ и той областью, где насадок работает полным сечением (эти потери характеризуются коэффициентом ξ_P), а также потерь по длине насадка между сечениями $c - c$ и 2 – 2 [2]:

$$h_{\Pi} = \xi_C \frac{v_c^2}{2g} + (\xi_P + \lambda \frac{l}{d}) \frac{v^2}{2g},$$

где l – длина насадка; d – диаметр.

$$\text{Но } \xi_P = (F / F_C - 1)^2 = (1 / \xi_C - 1)^2 \text{ [2],}$$

где F – площадь поперечного сечения насадка.

Тогда $h_{\Pi} = [\xi_C / \varepsilon^2 + (1 / \varepsilon - 1)^2 + \lambda l / d] v^2 / (2g)$, так как $v_C = v / \varepsilon$. В этом случае напор $H = [\alpha + \xi_C / \varepsilon^2 + (1 / \varepsilon - 1)^2 + \lambda l / d] v^2 / (2g)$, отсюда

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\alpha + \xi_C / \varepsilon^2 + (1 / \varepsilon - 1)^2 + \lambda l / d}}.$$

Сравнивая с $v = \mu \sqrt{2gH}$,

получим

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \xi_c / \varepsilon^2 + (1/\varepsilon - 1)^2 + \lambda l / d}}.$$

Для насадка $\varepsilon = 1$ и $\mu = \varphi$ [2].

Объемный расход жидкости через насадок

$$V = \mu F_0 \sqrt{2gH}.$$

Определим, какой вакуум создается в сжатом сечении струи в цилиндрическом насадке.

Для этого запишем уравнение Бернулли для сечений $c - c$ и $2 - 2$

$$\frac{p_c}{\rho g} + \frac{v_c^2}{2g} = \frac{p_A}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} + \Sigma \xi \frac{v^2}{2g},$$

где p_c – давление в сжатом сечении; $\Sigma \xi$ – суммарный коэффициент сопротивления насадка, учитывающий потери напора между сечениями $c - c$ и $2 - 2$ [2].

Как правило, длина насадка $l = (3...4)d$. В этом случае потерями по длине насадка можно пренебречь.

Тогда $\Sigma \xi$ характеризует потери энергии только на внезапное расширение [2]:

$$\Sigma \xi \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_c} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Из уравнения Бернулли получим

$$h_{\text{ВАК}} = \frac{p_A - p_c}{\rho g} = \frac{v_c^2 - v^2}{2g} - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}.$$

Но $v_c = v/\varepsilon$ [2].

$$\begin{aligned} \text{Тогда } h_{\text{ВАК}} &= \frac{v^2}{2g\varepsilon^2} - \frac{v^2}{2g} - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \\ &= \frac{v^2}{2g} \left[\frac{1}{\varepsilon^2} - 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)^2 \right] = \frac{v^2}{2g} 2 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} = \frac{v^2}{g} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}. \end{aligned}$$

Учитывая, что $v = \varphi \sqrt{2gH}$, запишем [2]

$$h_{\text{ВАК}} = 2\varphi^2 H(1 - \varepsilon) / \varepsilon.$$

Для внешнего цилиндрического насадка $\varphi = 0,82$, $\varepsilon = 0,64$. При этих значениях получим [2]

$$h_{\text{ВАК}} \approx 0,75H - \text{и} - H \leq 1,35h_{\text{ВАК}}.$$

Опытные данные показывают, что при вакууме более 8 м вод. ст. воздух засасывается в насадок через выходное сечение, что приводит к «срыву» вакуума. В этом случае насадок работает как отверстие. Поэтому напор не должен превышать предельного значения, определяемого уравнением [2]

$$H_{\text{ПР}} = h_{\text{ВАК.ПР}} \frac{1}{2\varphi^2} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon},$$

где $h_{\text{ВАК.ПР}} = 8$ м вод. ст.

$$H_{\text{III}} = 8 \frac{1}{2 \cdot 0,82^2} \frac{0,64}{1 - 0,64} \approx 10,0 \text{ м вод. ст.}$$

Истечение жидкости при переменном напоре [2] (рисунок 3.19).

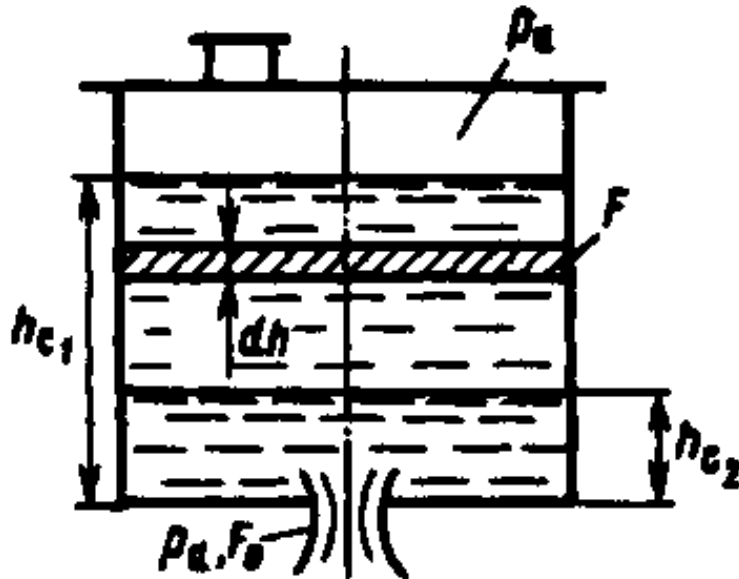


Рисунок 3.19 – Истечение жидкости при переменном напоре

Рассмотрим опорожнение резервуара, имеющего постоянную площадь поперечного сечения [2]. Истечение жидкости происходит при неустановившемся режиме через отверстие площадью поперечного сечения F_0 , расположенное в днище сосуда. Начальный уровень жидкости в сосуде h_{c1} , конечный – h_{c2} . За время $d\tau$ из резервуара вытекает количество жидкости [2]

$$dV = \mu F_0 \sqrt{2gh} d\tau,$$

где h – напор над центром тяжести отверстия в момент времени $d\tau$.

За это же время уровень жидкости опустится в резервуаре на величину $dh = dV / F$, где F – площадь поперечного сечения сосуда. Из условия неразрывности получим [2]

$$-dhF = \mu F_0 \sqrt{2gh} d\tau.$$

Отсюда

$$d\tau = -\frac{F dh}{\mu F_0 \sqrt{2gh}}.$$

Проинтегрируем это уравнение в пределах h_{c1} и h_{c2} . Тогда продолжительность опорожнения τ будет равна

$$\tau = -\int_{h_{c1}}^{h_{c2}} \frac{F dh}{\mu F_0 \sqrt{2gh}} = \frac{F}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \int_{h_{c1}}^{h_{c2}} \frac{dh}{\sqrt{h}} = \frac{F}{\mu F_0 \sqrt{2g}} \left| 2\sqrt{h} \right|_{h_{c1}}.$$

В итоге получим

$$\tau = +\frac{2F(\sqrt{h_{c1}} - \sqrt{h_{c2}})}{\mu F_0 \sqrt{2g}}.$$

Полное опорожнение сосуда будет иметь место при $h_{C2} = 0$ [2]:

$$\tau = \frac{2F\sqrt{h_{C1}}}{\mu F_0\sqrt{2g}}, \text{ или } \tau = \frac{2Fh_{C1}}{\mu F_0\sqrt{2gh_{C1}}} = \frac{2V_P}{V},$$

где V_P – объем резервуара; V – расход жидкости при h_{C1} .

Таким образом, продолжительность опорожнения резервуара при переменном напоре в два раза больше, чем при постоянном.

Расходные характеристики для отверстий и насадок представлены в приложениях 21 – 26.

4 НАСОСЫ

4.1 Общие сведения

Жидкости в трубопроводах и аппаратах перемещаются под действием разности давлений, например, в начале и в конце трубопровода. Для перемещения жидкости с низшего уровня на высший используют насосы, которые сообщают жидкости потенциальную энергию давления [2].

Насос — это гидравлическая машина, которая преобразует механическую энергию электродвигателя в энергию перемещаемой жидкости [2].

4.2 Классификация насосов

По принципу действия различают насосы объемные, лопастные (центробежные), вихревые и осевые [2].

Работа объемных насосов основана на вытеснении жидкости из замкнутого пространства вращающимися или движущимися возвратно-поступательно телами. К объемным относятся поршневые, ротационные, винтовые, шестеренные и пластинчатые насосы. В центробежных насосах давление создается центробежной силой, возникающей при вращении лопастных колес в корпусе насоса [2].

В вихревых насосах жидкость перекачивается за счет энергии вихрей, образующейся при интенсивном возникновении и разрушении вихрей во время вращения рабочих колес [2].

Кроме перечисленных типов насосов для перекачивания жидкостей применяют струйные насосы, а также газлифты и монтежу, в которых используется давление газа, пара или воды [2].

4.3 Основные параметры насосов

Основные параметры насосов – подача, напор и потребляемая мощность.

Подача (производительность) V (в $\text{м}^3/\text{с}$) – это объемный расход жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод [2].

Напор насоса H (в м) – удельная энергия, сообщаемая насосом единице массы перекачиваемой жидкости [2].

Полезная мощность N_{Π} (в Вт) – затрачиваемая на создание в жидкости потенциальной энергии давления и равна произведению массового расхода жидкости ρgV на напор H [2]:

$$N_{\Pi} = \rho gVH.$$

Чтобы определить мощность на валу насоса N_e , следует полезную мощность разделить на КПД насоса η_H , который характеризует потери энергии в насосе [2]:

$$N_e = N_{\Pi} / \eta_H = \rho gVH / \eta_H.$$

Потери энергии в насосе зависят от совершенства конструкции, экономичности эксплуатации и изношенности насоса [2]:

$$\eta_H = \eta_V \eta_{\Gamma} \eta_{\text{Мех}},$$

где η_V – коэффициент подачи; учитывает потери производительности при утечках жидкости через клапаны, сальники, зазоры и представляет собой отношение действительной подачи V к теоретической V_T , определяемой по соответствующим формулам; η_{Γ} – гидравлический КПД; представляет собой отношение действительного напора насоса к теоретическому; $\eta_{\text{Мех}}$ – механический КПД; характеризует потери мощности на механическое трение в подшипниках, сальниках и других элементах насоса.

КПД насоса η_H в среднем составляет для поршневых 0,8...0,9, для центробежных 0,7...0,95 [2].

Полный КПД насосной установки [2]

$$\eta = N_{\Pi} / N_{\text{ДВ}} = \eta_H \eta_{\text{ПЕР}} \eta_{\text{ДВ}},$$

где $N_{\text{ДВ}}$ – мощность, потребляемая двигателем; $\eta_{\text{ПЕР}}$ – КПД передачи; $\eta_{\text{ДВ}}$ – КПД двигателя.

Установочную мощность двигателя $N_{\text{УСТ}}$ определяют по значению $N_{\text{ДВ}}$ с учетом перегрузок в момент пуска насоса [2].

$$N_{\text{УСТ}} = \beta N_{\text{ДВ}},$$

где β – коэффициент запаса мощности, который в зависимости от мощности электродвигателя принимает значения от 2 до 1,1, причем с увеличением мощности электродвигателя β снижается.

4.4 Схема насосной установки

Насосная установка (рисунок 4.1) состоит из насоса 1, нижнего 2 и напорного 3 резервуаров, манометра М, вакуумметра В, всасывающего 4 и напорного 5 трубопроводов [2].

Чтобы определить **напор насоса**, запишем уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 0–0 для режима всасывания. За плоскость сравнения примем уровень жидкости в нижнем резервуаре

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = H_{\text{BC}} + \frac{v_{\text{BC}}^2}{2g} + \frac{p_{\text{BC}}}{\rho g} + h_{\text{П.BC}}, \quad (4.1)$$

где p_1 – давление в нижнем резервуаре; v_1 – скорость жидкости в нижнем резервуаре в сечении 1–1; H_{BC} – высота всасывания; v_{BC} – скорость жидкости во всасывающем трубопроводе; p_{BC} – давление на всасывании насоса; $h_{л.вс}$ – потери во всасывающем трубопроводе.

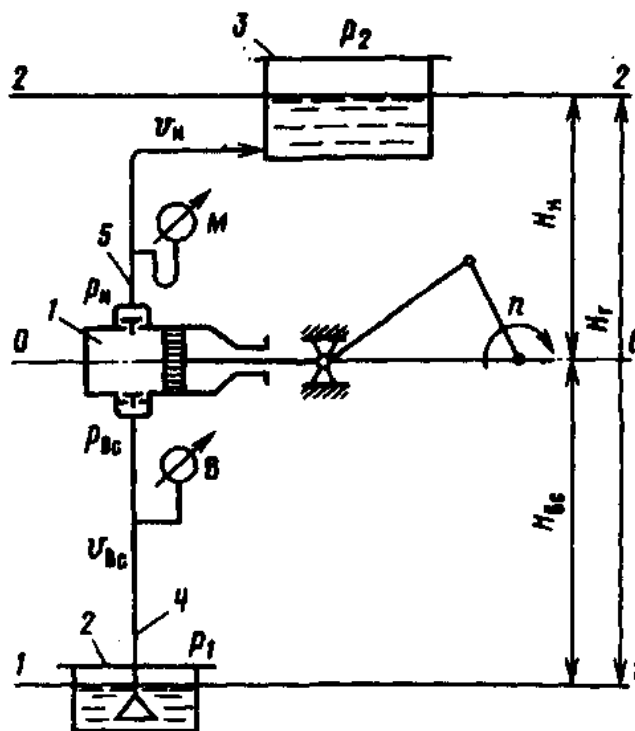


Рисунок 4.1 – Схема насосной установки

Для режима нагнетания уравнение Бернулли, составленное для сечений 0–0 и 2–2 (за плоскость сравнения примем плоскость, проходящую через ось насоса 0–0), запишется в виде [2]

$$\frac{p_H}{\rho g} + \frac{v_H^2}{2g} = H_H + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_{л.н}, \quad (4.2)$$

где p_H – давление нагнетания; v_H – скорость в нагнетательном трубопроводе; H_H – высота нагнетания; v_2 – скорость жидкости в верхнем резервуаре в сечении 2–2; p_2 – давление в нагнетательном резервуаре; $h_{л.н}$ – потери в нагнетательном трубопроводе.

Если сравнить скорости в нижнем резервуаре v_1 и в напорном v_2 со скоростью во всасывающем трубопроводе v_{BC} и нагнетательном v_H , то окажется, что они пренебрежимо малы [2]. Поэтому примем, что $v_1 = 0$ и $v_2 = 0$.

С учетом уравнений (4.1) и (4.2) напор насоса [2]

$$H = \frac{p_H - p_{BC}}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_{BC}^2 + v_H^2}{2g} = H_H + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + h_{л.н}.$$

Это выражение можно упростить, имея в виду, что диаметры нагнетательного и всасывающего трубопроводов, как правило, равны. Тогда $v_{BC} = v_H$. Геометрическая высота подачи жидкости $H_G = H_{BC} + H_H$ (см. рисунок 4.1) [2].

Тогда

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_G + h_{II}, \quad (4.3)$$

где $h_{II} = h_{II.BC} + h_{II.H}$ – общие потери напора.

Если давление в напорном и нижнем резервуарах одинаково ($p_2 = p_1$), то

$$H = H_G + h_{II}. \quad (4.4)$$

Согласно уравнению (4.3) напор насоса затрачивается на подъем жидкости на геометрическую высоту H_G , преодоление разности давлений в резервуарах 2 и 3 и гидравлических сопротивлений во всасывающем и напорном резервуарах [2].

При перекачивании жидкости по горизонтальному трубопроводу ($H_G = 0$) напор насоса целиком затрачивается на преодоление сопротивлений [2]:

$$H = h_{II}. \quad (4.5)$$

Напор работающего насоса можно определить по показаниям вакуумметра H_B и манометра H_M в метрах водяного столба [2]:

$$H = H_M + H_B + h,$$

где h – расстояние между вакуумметром и манометром.

Высота всасывания из уравнения 4.1 [2]:

$$H_{BC} = \frac{p_1 - p_{BC}}{\rho g} - \frac{v_{BC}^2}{2g} - h_{II.BC}. \quad (4.6)$$

Имея в виду, что по сравнению с v_{BC} скорость v_1 мала, можно принять, что $v_1 \approx 0$.

Как видно из уравнения (4.6), высота всасывания увеличивается с уменьшением p_{BC} . Чтобы жидкость в насосе не закипела, значение p_{BC} должно быть больше давления насыщенного водяного пара p_t при температуре перекачиваемой жидкости, т. е. $p_{BC} > p_t$ [2].

Таким образом, предельная высота всасывания [2]

$$H_{BC} \leq \frac{p_{AT} - p_t}{\rho g} - \frac{v_{BC}^2}{2g} - h_{II.BC},$$

где p_{AT} – атмосферное давление; $p_{AT} = p_1$.

В противном случае жидкость в насосе может закипеть, что сопровождается интенсивным парообразованием [2].

4.5 Поршневые насосы

Поршневые насосы работают по принципу вытеснения жидкости из цилиндров движущимся возвратно-поступательным плунжером или поршнем (рисунки 4.2) [2].

При движении поршня вправо в левой части цилиндра создается разрежение, в результате чего открывается всасывающий клапан, и жидкость по всасывающему трубопроводу поступает в цилиндр [2].

При ходе поршня влево в цилиндре создается повышенное давление, при этом всасывающий клапан закрывается, нагнетательный открывается, а жидкость вытесняется поршнем из цилиндра в нагнетательный трубопровод [2].

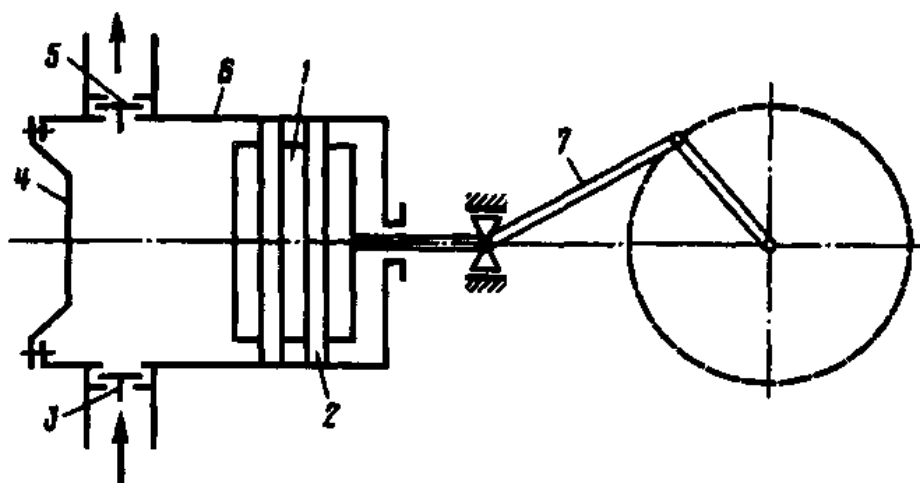


Рисунок 4.2 – Схема горизонтального поршневого насоса однократного действия:

1 – поршень; 2 – уплотнительные кольца; 3 – всасывающий клапан; 4 – крышка цилиндра; 5 – нагнетательный клапан; 6 – цилиндр; 7 – кривошипно-шатунный механизм

Поршневые насосы могут быть вертикальными и горизонтальными [2].

В насосе двойного действия (рисунок 4.3) два всасывающих клапана и два нагнетательных.

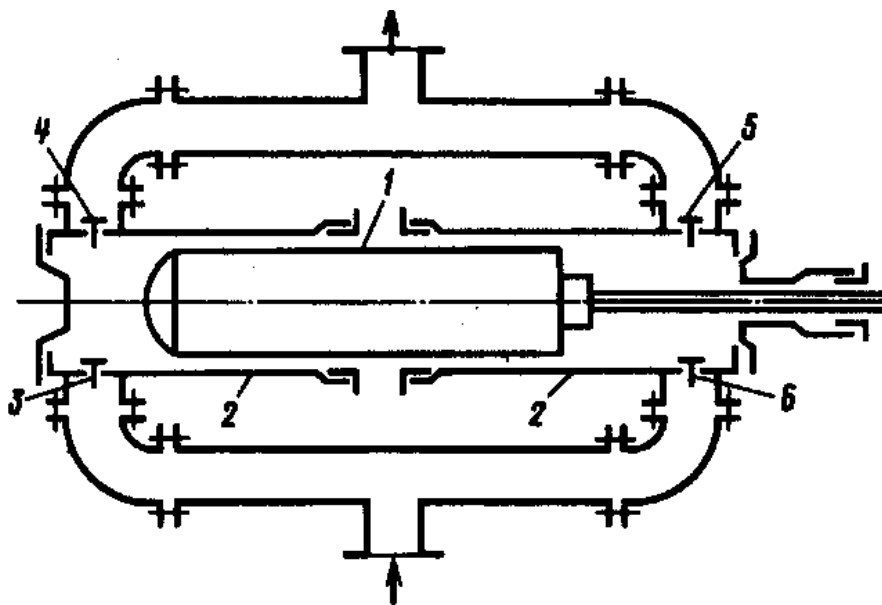


Рисунок 4.3 – Схема насоса двойного действия:

1 – плунжер; 2 – цилиндры; 3, 6 – всасывающие клапаны; 4, 5 – нагнетательные клапаны

При полном обороте кривошипа происходит нагнетание из левой и правой полостей цилиндра поочередно, как и всасывание. При движении плунжера вправо открывается левый всасывающий клапан и жидкость поступает в левую часть цилиндра. Одновременно открывается правый нагнетательный клапан и жидкость из правой части цилиндра нагнетается в трубопровод. При обратном

движении плунжера открываются правый всасывающий клапан и левый нагнетательный [2].

Подача насосов двойного действия примерно вдвое больше подачи насоса однократного действия тех же размеров. При этом и равномерность подачи выше [2].

Наиболее равномерную подачу обеспечивают насосы тройного действия, которые представляют собой строенные насосы простого действия, кривошипы которых расположены под углом 120° один относительно другого (рисунок 4.4). За один оборот кривошипа трижды происходит нагнетание и трижды всасывание [2].

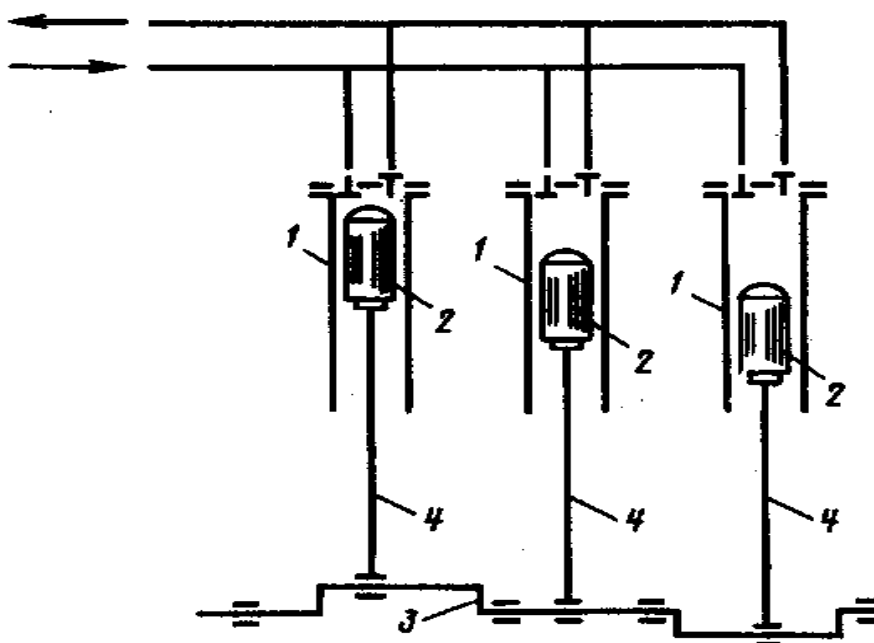


Рисунок 4.4 – Схема насоса тройного действия (триплекс – насоса):

1 – цилиндры; 2 – плунжеры; 3 – коленчатый вал; 4 – шатуны

Подача поршневого насоса за один ход поршня теоретически определяется объемом, описываемым поршнем в единицу времени [2].

Если объем жидкости (в м^3), вытесняемый поршнем, $V = fS$, то средняя теоретическая подача насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$) однократного действия [2]

$$V_T = 60 fSn,$$

где f – площадь поперечного сечения цилиндра; S – длина хода поршня, т.е. расстояние, проходимое поршнем от левой мертвой точки до правой; n – частота вращения кривошипа привода насоса.

В насосе двойного действия за один оборот кривошипа два раза происходит всасывание и два раза нагнетание. Причем при ходе поршня вправо в левую часть цилиндра поступает объем жидкости, равный fS , а из правой нагнетается объем жидкости $(f - f_{шт})S$ (здесь $f_{шт}$ – площадь поперечного сечения штока) [2].

Теоретическая подача насоса [2]

$$V_T = fSn + (f - f_{шт})Sn = (2f - f_{шт})Sn.$$

Учитывая, что площадь поперечного сечения штока $f_{шт} \ll f$, получим часовую теоретическую подачу [2]

$$V_T = 60 \cdot 2 f S n. \quad (4.7)$$

Действительная подача насоса [2]

$$V_D = V_T \eta_V,$$

где η_V – КПД, учитывающий утечки жидкости в клапанах, сальниках и трубопроводах; $\eta_V = 0,85 \dots 0,99$.

Для насосов многократного действия действительная подача (в м³/ч) [2]

$$V_D = i \cdot 60 \cdot \eta_V f S n, \quad (4.8)$$

где i – кратность действия.

Перемещение поршня x можно выразить в зависимости от угла поворота кривошипа α (рисунок 4.5) [2].

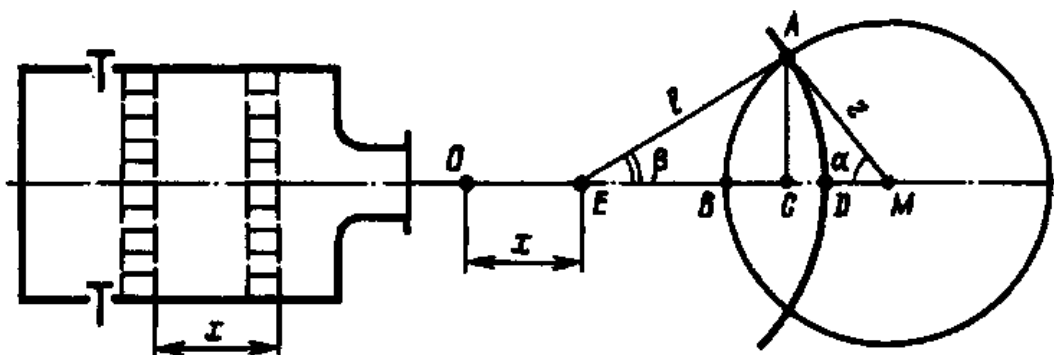


Рисунок 4.5 – К выводу закона движения поршня

В левом крайнем положении поршня ползун находится в точке O . При движении поршня вправо ползун переместится в некоторую точку E . При этом кривошип пройдет расстояние, определяемое углом поворота кривошипа α , и будет находиться в точке A [2].

Выполним следующие построения [2]: из точки E радиусом l , равным длине шатуна, опишем дугу AD и опустим из точки A перпендикуляр AC на горизонталь.

Тогда расстояние, пройденное поршнем, $x = BD = BC + CD$ [2].

$$\text{Но } BC = MB - MC = r - r \cos \alpha = r(1 - \cos \alpha),$$

$$CD = ED - EC = l - l \cos \beta = l(1 - \cos \beta).$$

Здесь r – длина кривошипа. Тогда $x = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta)$.

Но $\cos \beta$ близок к единице, так как $l \gg r$ и угол $\beta \rightarrow 0$ [2].

Тогда $x = r(1 - \cos \alpha)$.

Отсюда скорость движения поршня [2]

$$C_{II} = \frac{dx}{d\tau} = r \sin \alpha \frac{d\alpha}{d\tau} = \omega r \sin \alpha,$$

где ω – угловая скорость вращения кривошипа.

Таким образом, мгновенная подача изменяется по синусоидальному закону [2]

$$V = f C_{II} = f \omega r \sin \alpha$$

и

$$dV = fr\omega \sin \alpha d\tau, \text{ но } \omega = \frac{d\alpha}{d\tau},$$

тогда $dV = fr \sin \alpha d\alpha$.

Отложим по оси абсцисс угол поворота кривошипа α , а по оси ординат – мгновенную подачу (рисунок 4.6) [2].

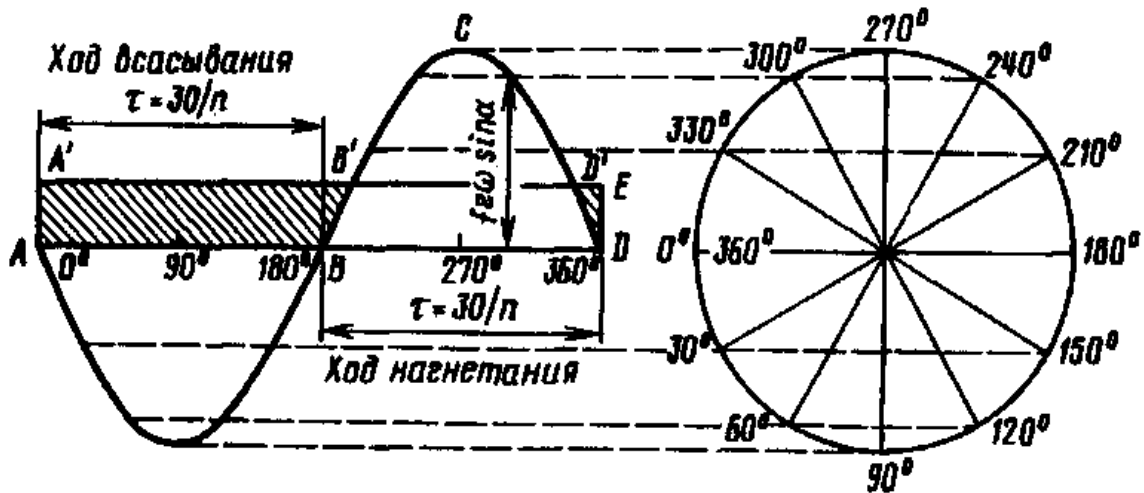


Рисунок 4.6 – Диаграмма подачи насоса однократного действия

Площадь, ограниченная синусоидой, пропорциональна объему жидкости, нагнетаемой насосом за один ход поршня, т.е. при прохождении кривошипом пути по окружности от π до 2π (см. рисунок 4.6) [2]:

$$V = \int_{\pi}^{2\pi} dV = fr \int_{\pi}^{2\pi} \sin \alpha d\alpha = 2fr = fS. \quad (4.9)$$

На рисунке 4.6 показаны пропорционально отложенным по оси абсцисс отрезкам времени углы поворота кривошипа от π до 2π .

Максимальная подача имеет место при угле поворота кривошипа, равном $\alpha = 90^\circ$. Неравномерность подачи насоса характеризуется отношением [2] $\psi = v_{\max}/v_{\text{ср}}$.

Для насоса простого действия коэффициент неравномерности подачи равен $\psi_I = \pi$, для насоса двукратного действия $\psi_{II} = \pi/2 = 1,57$ и для трехкратного – $\psi_{III} = 1,047$.

Диаграмма подачи насоса двукратного действия представляет собой две перевернутые одна относительно другой синусоиды (рисунок 4.7), а трехкратного – три синусоиды, смещенные на 120° (рисунок 4.8) [2].

Для уменьшения неравномерности подачи насосов однократного действия на нагнетательном и всасывающем трубопроводах непосредственно у насоса устанавливают воздушные колпаки. Воздушный колпак представляет собой буферную емкость, в которой примерно 50% объема занимает воздух. При всасывании, когда в колпак поступает количество жидкости, превышающее среднее, воздух в колпаке сжимается и избыток жидкости, аккумулированной в колпаке, вытесняется из него, когда подача становится ниже средней. Колеба-

ния давления воздуха в колпаке незначительны, и движение жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах близко к равномерному [2].

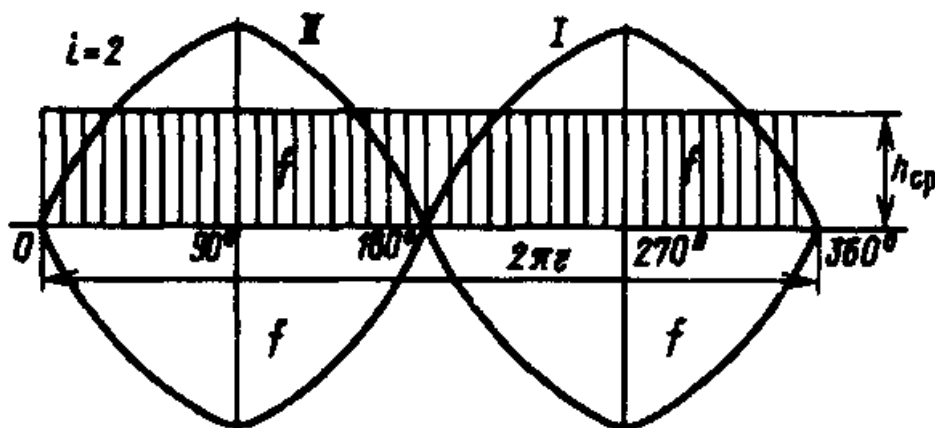


Рисунок 4.7 – Диаграмма подачи насоса двукратного действия

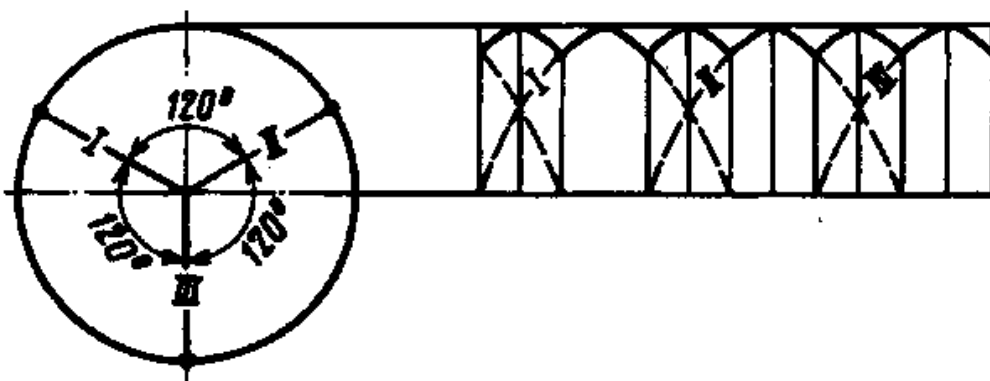


Рисунок 4.8 – Диаграмма подачи насоса трехкратного действия

Подача поршневого насоса не зависит от напора и является постоянной величиной [2].

Для расчета мощности и определения неполадок в работе насоса пользуются индикаторной диаграммой (рисунок 4.9), которая показывает зависимость абсолютного давления в цилиндре насоса от длины хода поршня или объема, описываемого поршнем. Вычерчивается индикаторная диаграмма индикатором, который устанавливают на цилиндре насоса [2].

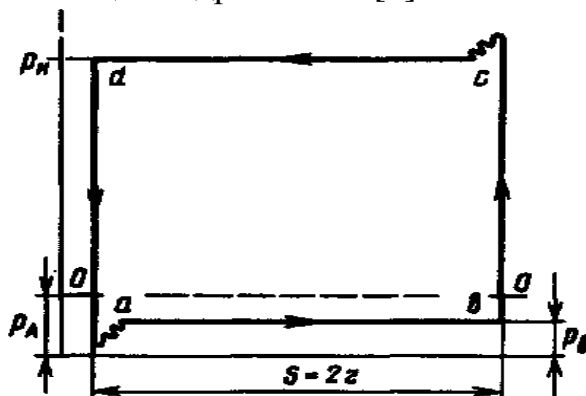


Рисунок 4.9 – Индикаторная диаграмма

Линия ab на рисунке 4.9 соответствует процессу всасывания. Давление в насосе при этом меньше атмосферного и равняется p_B . Точка b соответствует правому крайнему положению поршня. В этом положении поршня всасывающий клапан закрывается. Поршень начинает двигаться влево. При этом давление в цилиндре резко возрастает до величины p_H (линия bc). Под действием разности давлений $p_H - p_A$ открывается нагнетательный клапан и жидкость нагнетается в трубопровод (линия cd). Колебания давления в точках a и c вызваны инерцией клапанов в моменты их открытия [2].

Индикаторная диаграмма позволяет определить индикаторную мощность насоса, равную в некотором масштабе площади диаграммы [2].

Зная индикаторную мощность, можно определить полезную мощность [2]

$$N_{\Pi} = \eta_{\text{инд}} N_{\text{инд}}, \quad (4.10)$$

где $\eta_{\text{инд}}$ – индикаторный КПД.

С помощью рисунка 4.10 иллюстрируется метод определения некоторых дефектов в работе поршневого насоса с помощью индикаторной диаграммы. Так, диаграмма, показанная на рисунке 4.10, a , характерна для насоса, при работе которого наблюдается запаздывание закрытия нагнетательного клапана, а диаграмма на рисунке 4.10, b получается при запаздывании закрытия всасывающего клапана. Изменения в характере индикаторных диаграмм могут быть вызваны и другими неполадками в работе насоса. Так, попадание воздуха в цилиндр приводит к отклонению линии всасывания на диаграмме от горизонтали и пульсациям [2].

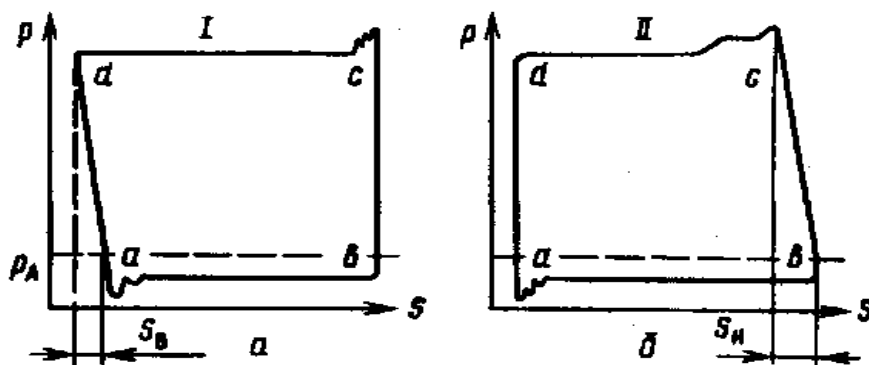


Рисунок 4.10 – Некоторые дефекты в работе насоса:

a –залипание клапанов; b –запаздывание закрытия всасывающего клапана

Поршневые насосы применяются при небольшой подаче и напоре от 5 до 100 МПа для перекачивания высоковязких и огнеопасных жидкостей, а также для дозирования жидкостей [2].

Недостатками поршневых насосов являются относительно небольшая подача, неравномерность подачи, наличие кривошипно-шатунного механизма, изнашивание клапанов при перекачивании жидкостей с абразивными веществами, необходимость в мощных фундаментах [2].

4.6 Центробежные насосы

Принцип действия. Работа центробежных насосов основана на преобразовании кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления. В таких насосах всасывание и нагнетание жидкости происходят под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса с лопатками в спиралевидном корпусе насоса. Лопатки образуют каналы для прохода жидкости [2].

Жидкость из всасывающего трубопровода направляется вдоль оси рабочего колеса в корпус насоса (рисунок 4.11). Рабочее колесо сообщает жидкости вращательное движение. Под действием центробежной силы жидкость поступает в канал переменного сечения между корпусом насоса и рабочим колесом. В этом канале скорость жидкости падает до значения, равного скорости в нагнетательном трубопроводе. В результате понижения давления на входе в рабочее колесо жидкость непрерывно поступает в насос. Перед пуском центробежный насос заливают перекачиваемой жидкостью для создания необходимого разрежения в насосе. Чтобы жидкость не сливалась из насоса при заливке, на всасывающем трубопроводе, погруженном в жидкость, устанавливают обратный клапан [2].

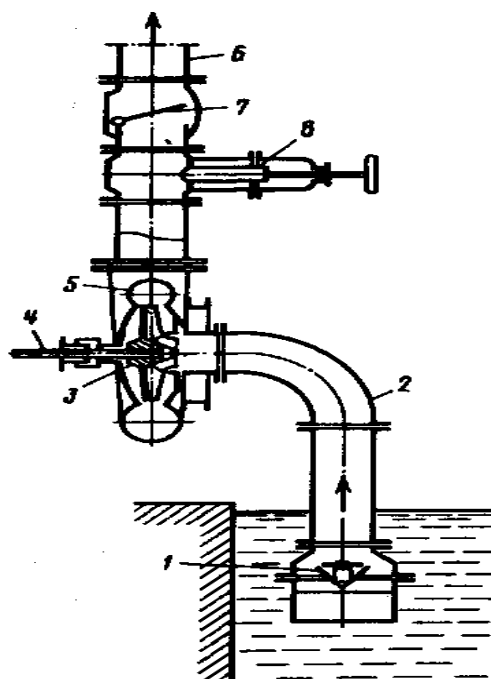


Рисунок 4.11 – Схема центробежного насоса:

- 7 – приемный клапан; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – рабочее колесо; 4 – вал; 5 – корпус; 6 – нагнетательный трубопровод; 7 – обратный клапан; 8 – задвижка

Различают одноступенчатые и многоступенчатые центробежные насосы (рисунок 4.12) [2].

Напор одноступенчатого насоса не превышает 50 м вод. ст. Поэтому для создания более высокого напора располагают на одном валу последовательно

несколько рабочих колес в одном корпусе. Напор многоступенчатого насоса пропорционален количеству колес. Обычно число рабочих колес не превышает пяти [2].

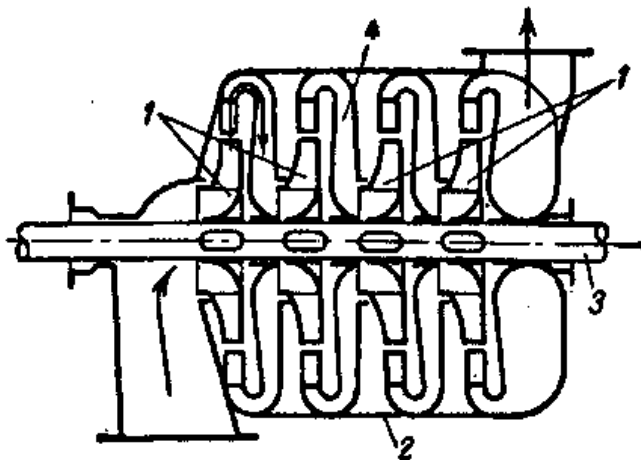


Рисунок 4.12 – Схема многоступенчатого центробежного насоса:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – отводной канал

Основное уравнение центробежного насоса (уравнение Эйлера). Как известно, изменение количества движения определенной массы жидкости в единицу времени относительно оси вращения равно сумме моментов всех внешних сил относительно той же оси, т. е. крутящему моменту [2].

Абсолютные скорости движения жидкости на входе в колесо C_1 и на выходе C_2 являются геометрической суммой относительной скорости соответственно w'_1 и w'_2 и окружной u_1 и u_2 (рисунок 4.13) [2].

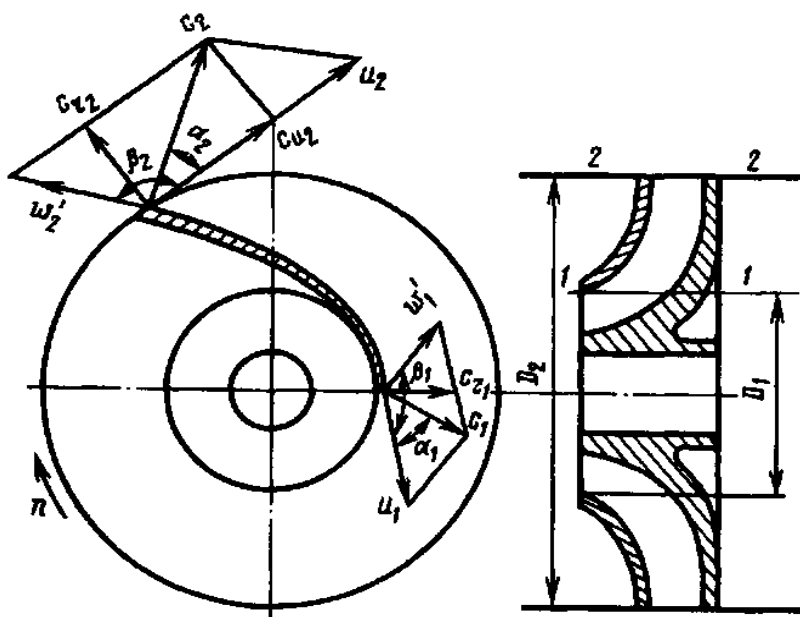


Рисунок 4.13 – К выводу основного уравнения центробежных насосов

Для элементарной струйки, движущейся вдоль лопаток колеса, на входе в колесо [2]

$$\Delta m C_1 = \rho \Delta V C_1 \Delta \tau,$$

а на выходе из колеса

$$\Delta m C_2 = \rho \Delta V C_2 \Delta \tau,$$

где ρ – плотность жидкости; ΔV – объем струйки жидкости.

Соответственно моменты количества движения для сечений 2–2 и 1–1:

$$M_2 = \rho \Delta V C_2 \Delta r_2 \cos \alpha_2;$$

$$M_1 = \rho \Delta V C_1 \Delta r_1 \cos \alpha_1,$$

где r_1 и r_2 – внутренний и внешний радиусы рабочего колеса; α_1 и α_2 — углы между абсолютной и окружной скоростями на входе жидкости в рабочее колесо и на выходе из него [2].

Момент количества движения увеличивается за счет подвода энергии от электродвигателя [2].

Приращение момента количества движения за $\Delta \tau = 1$:

для струйки жидкости [2]

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \rho \Delta V (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1);$$

для всей массы жидкости

$$\Sigma \Delta M = \Sigma \rho \Delta V (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1). \quad (4.11)$$

Для идеального потока вся энергия движения расходуется на увеличение момента количества движения. Внешний крутящий момент [2]

$$M = N / \omega = (\rho g V H_T) / \omega. \quad (4.12)$$

Учитывая, что окружные скорости $u_1 = r_1 \omega$ и $u_2 = r_2 \omega$, приравняв выражения (4.11) и (4.12) и решив уравнение (4.12) относительно H_T , получим уравнение Эйлера для центробежного насоса [2]

$$H_T = \frac{1}{g} (C_2 u_2 \cos \alpha_2 - C_1 u_1 \cos \alpha_1). \quad (4.13)$$

Исходя из условий безударного входа жидкости в колесо и выхода из него, принимают $\alpha_1 = 90^\circ$ и $\alpha_2 = 10 \dots 15^\circ$, тогда уравнение (4.13) принимает вид [2]

$$H_T = \frac{1}{g} u_2 C_2 \cos \alpha_2. \quad (4.14)$$

Из параллелограмма скоростей (см. рисунок 4.13) [2]

$$C_2 \cos \alpha_2 = C_{u2}.$$

Тогда при $\alpha_1 = 90^\circ$ [2]

$$H_T = \frac{1}{g} u_2 C_{u2}. \quad (4.15)$$

Уравнение (4.15) получено для бесконечного количества лопаток рабочего колеса. Поэтому в уравнении (4.15) вводится коэффициент ε , учитывающий конечное количество лопаток, равный $\varepsilon = 0,6 \dots 0,8$ [2].

Действительный напор всегда меньше теоретического, так как часть энергии затрачивается на преодоление гидравлического сопротивления в насосе [2]:

$$H = \frac{1}{g} \varepsilon \eta_{\Gamma} u_2 C_{u2}, \quad (4.16)$$

где η_{Γ} – гидравлический КПД насоса, равный 0,8...0,95.

Напор насоса в значительной степени зависит от формы лопаток, определяемой углом β_2 между векторами окружной и относительной скоростей (см. рисунок 4.13) [2].

Из параллелограмма скоростей [2]

$$C_{u2} = u_2 - C_{r2} \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_2) = u_2 C_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Тогда

$$H = \frac{1}{g} \varepsilon \eta_{\Gamma} (u_2^2 + u_2 C_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (4.17)$$

При $\beta_2 < 90^\circ$ (лопатки загнуты в направлении вращения рабочего колеса) $C_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2 > 0$ и $H > \frac{1}{g} \varepsilon \eta_{\Gamma} u_2^2$ [2].

При $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки загнуты против направления вращения рабочего колеса) $C_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2 < 0$ и $H < \frac{1}{g} \varepsilon \eta_{\Gamma} u_2^2$ [2].

При радиальных лопатках $\beta_2 = 90^\circ$, $C_{r2} \operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ и $H = \frac{1}{g} \varepsilon \eta_{\Gamma} u_2^2$ [2]

Следовательно, наибольший напор имеет место, если лопатки загнуты в направлении вращения рабочего колеса (рисунок 4.14) [2].

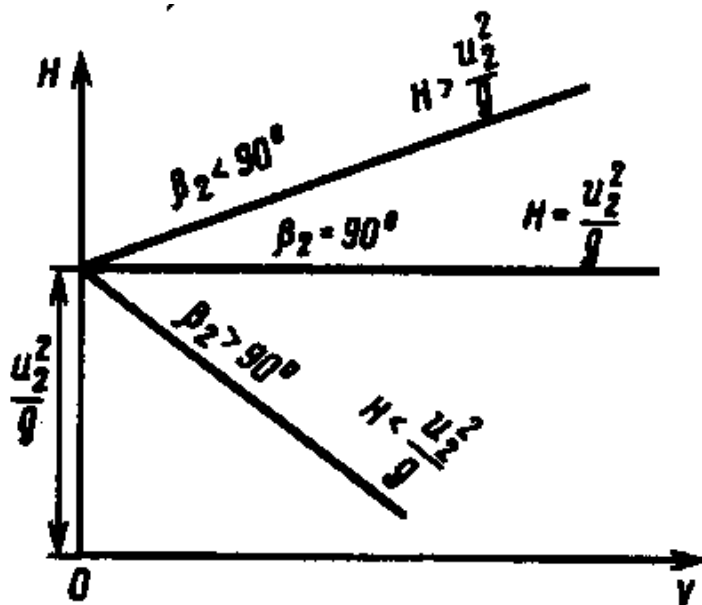


Рисунок 4.14 – Влияние угла β_2 на напор центробежного насоса

Чтобы гидравлические потери в колесе были наименьшими, колесо конструируют так, чтобы $\beta_2 = 140 \dots 164^\circ$, $\beta_1 = 153 \dots 160^\circ$ [2].

Подача центробежного насоса в значительной степени определяется площадью свободного сечения каналов рабочего колеса (см. рисунок 4.13) [2]

Теоретическая подача [2]

$$V_T = F_2 C_{r2} = (\pi D_2 - z\delta) b C_2 \sin \alpha_2, \quad (4.18)$$

где F_2 – площадь свободного сечения каналов по внешней окружности рабочего колеса; C_{r2} – радиальная составляющая абсолютной скорости жидкости на выходе из рабочего колеса; D_2 – наружный диаметр колеса; z – число лопаток; δ – толщина лопатки; b – ширина колеса.

Действительная подача насоса [2]

$$V = \eta_V V_T,$$

где η_V – объемный КПД насоса.

Характеристики центробежных насосов. Для анализа работы насосов используют частную и универсальную характеристики [2].

Частная характеристика представляет собой зависимости напора H , потребляемой мощности N и КПД насоса η_H от его подачи V при постоянной частоте вращения ($n = \text{const}$) [2].

Чтобы установить зависимость напора насоса от его подачи, выразим радиальную составляющую скорости C_{r2} согласно уравнению (4.18) через подачу [2]

$$C_{r2} = V_T / (\eta_V F_2)$$

и подставим в выражение (4.17). Тогда

$$H = \eta_r \left(\frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2 \text{ctg} \beta_2}{g \eta_V F_2} V \right). \quad (4.19)$$

Для данного насоса u_2 , β_2 , η_V и F_2 – величины постоянные, и зависимость H от V в соответствии с уравнением (4.19) описывается уравнением прямой [2]

$$H = \eta_r (A + BV),$$

где A и B – постоянные коэффициенты.

В действительности на основании опытных данных при $n = \text{const}$ зависимость H от V имеет вид кривой (рисунок 4.15) [2].

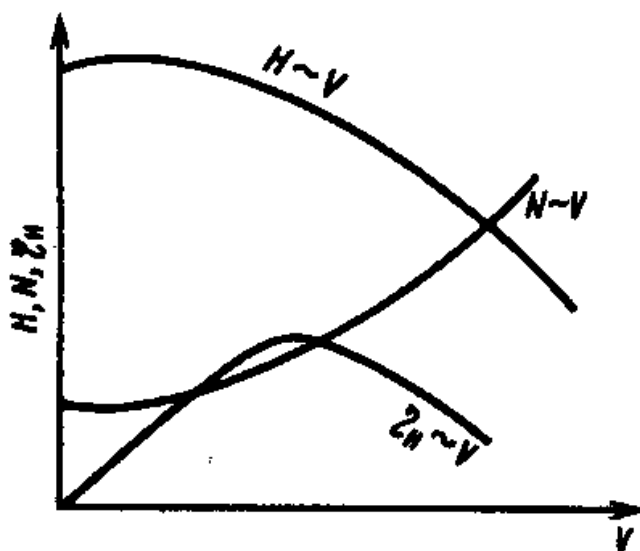


Рисунок 4.15 – Частная характеристика центробежного насоса

Из рисунка 4.15 следует, что с увеличением подачи напор насоса уменьшается, потребляемая мощность увеличивается, а КПД проходит через максимум. Как известно, КПД насоса равен отношению полезной мощности ($N_{\Pi} = \rho g V H$) к мощности на валу насоса. Полезная мощность затрачивается на сообщение жидкости энергии. При $V=0$ и $V=V_{\text{МАКС}}$ полезная мощность равна нулю, так как в этом случае $H = 0$. При этих же значениях подачи КПД насоса также равен нулю. Наименьшую мощность насос потребляет при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе ($V=0$) [2].

Наиболее эффективной является эксплуатация насоса в диапазоне H и V , соответствующем максимуму на кривой в координатах $\eta_H - V$ при данной частоте вращения [2].

Универсальная характеристика содержит сведения о пределах работы насоса, соответствующих максимальному значению КПД, и позволяет выбрать оптимальный режим работы насоса. Универсальную характеристику снимают при различных значениях частоты вращения рабочего колеса насоса. При этом получают ряд зависимостей $H - V$. На каждой кривой $H - V$ выделяют точки, соответствующие постоянному значению КПД ($\eta'_H, \eta''_H, \eta'''_H, \dots$), которые соединяют между собой кривой. Линия $m - m$ соответствует максимальным значениям КПД (рисунок 4.16) [2].

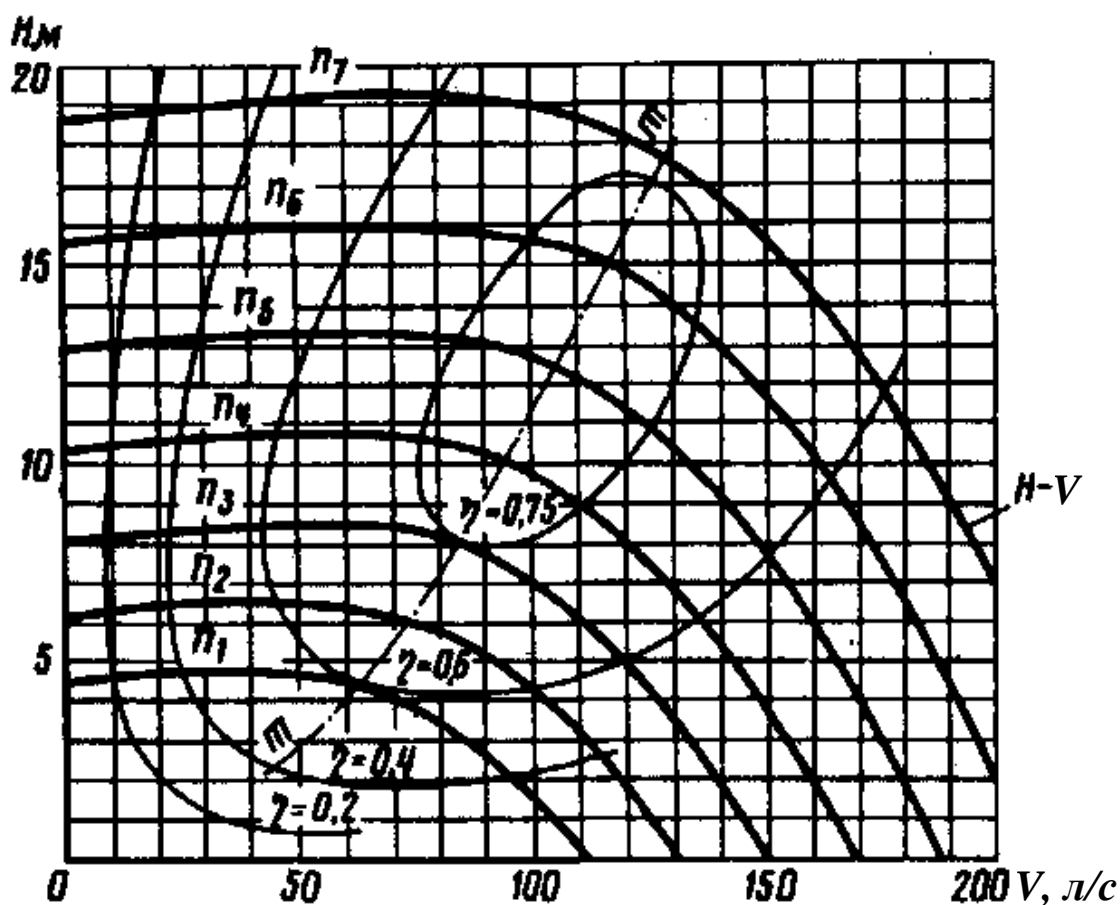


Рисунок 4.16 – Универсальная характеристика центробежного насоса при различных значениях частоты вращения n

Работа насоса на сеть. Характеристика сети выражает зависимость между расходом перекачиваемой жидкости и напором. Напор определяется как сумма геометрической высоты подачи и потерь напора. Согласно уравнению Дарси – Вейсбаха легко установить, что $h_{II}=kV^2$. Тогда характеристика описывается уравнением параболы $H=H_r + kV^2$ [2].

Характеристики насоса и сети показаны на рисунке 4.17 [2]. Точка *A* пересечения этих характеристик называется рабочей точкой. Она определяет наибольшую производительность насоса при работе на данную сеть. Если требуется бо́льшая производительность, то следует увеличить частоту вращения двигателя или уменьшить потери напора в сети, а также геометрическую высоту подачи. При уменьшении потерь напора в сети рабочая точка перемещается вправо (*A₁*) [2].

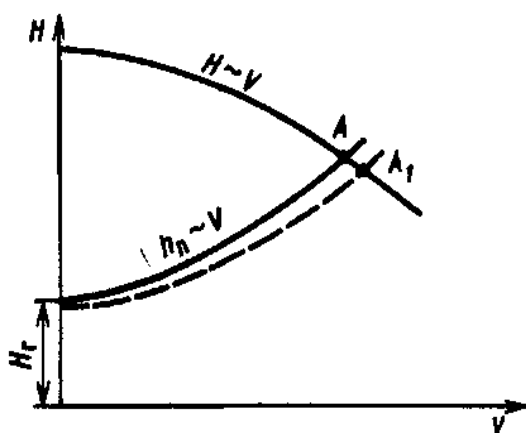


Рисунок 4.17 – Работа насоса на сеть

Если эти три способа увеличения производительности не могут быть использованы, то следует заменить насос более мощным [2].

Совместная работа насосов. Увеличение подачи насосов достигается при параллельном включении их на сеть. Суммарную характеристику насосов получают сложением абсцисс характеристик каждого из насосов [2].

Суммарная характеристика насосов 1 и 2 показана на рисунке 4.18 [2].

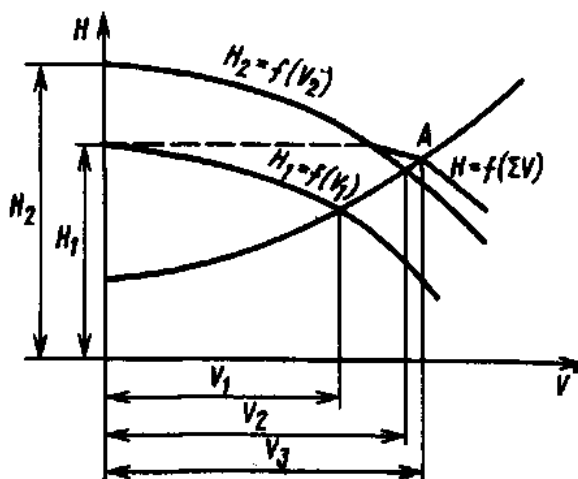


Рисунок 4.18 – Совместная работа двух насосов, включенных параллельно

Каждый из насосов в отдельности обеспечивает производительность V_1 и V_2 . Суммарная производительность при параллельном включении будет равна V_3 (рабочая точка A), однако она будет всегда меньше отдельных производительностей насосов. Выигрыш в производительности при этом зависит от формы характеристики сети. Если характеристика сети пологая, то суммарная производительность возрастает. Увеличение напора в этом случае незначительно [2].

Для увеличения напора насосы включают последовательно. При этом суммарная характеристика получается путем сложения ординат характеристик отдельных насосов. Точка пересечения этой характеристики с характеристикой сети (рисунок 4.19) определяет суммарный напор и производительность. При крутой характеристике сети достигается значительное увеличение напора [2].

Регулирование работы центробежных насосов. Задача регулирования заключается в изменении подачи насоса. Это достигается изменением либо характеристики сети, либо характеристики насоса [2].

Характеристику сети изменяют, открывая или закрывая задвижку на нагнетательном трубопроводе. Регулирование подачи на всасывающем трубопроводе приводит к срыву в работе насоса [2].

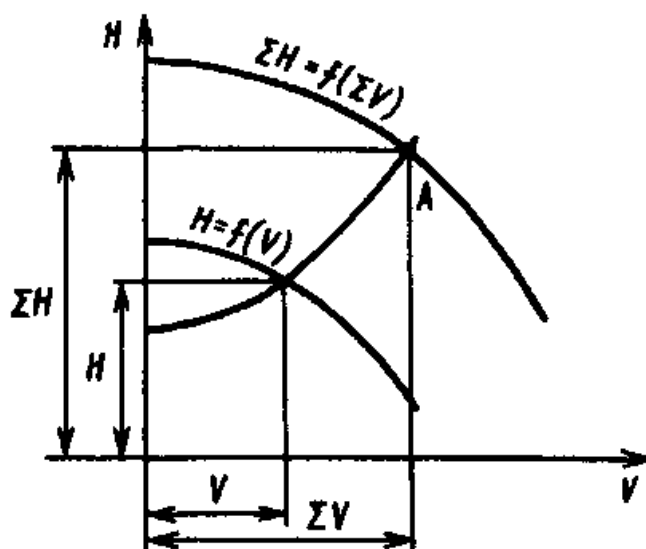


Рисунок 4.19 – Совместная работа двух насосов, включенных последовательно

Характеристики насоса можно изменить увеличением или уменьшением частоты вращения рабочего колеса или изменением угла поворота лопастей, т. е. углов β_1 и β_2 . Последний способ регулирования подачи применяют в насосах большой производительности [2].

Законы пропорциональности. Напор и подача центробежных насосов зависят от частоты вращения рабочего колеса насоса. Напор насоса пропорционален, как следует из уравнения (4.16), квадрату окружной скорости $H \sim C_2 u_2^2$. Если при n_1 напор составляет H_1 , а при n_2 — H_2 , то [2]

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{u'_2}{u''_2} \right)^2 = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2. \quad (4.20)$$

Из уравнения (4.18) следует, что подача насоса пропорциональна радиальной составляющей абсолютной скорости жидкости на выходе из колеса, т. е. $V \sim C_{r1}$ [2].

Тогда

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{C'_{2r}}{C''_{2r}} = \frac{n'_2}{n''_2} = \frac{\pi D_2 n_1}{\pi D_2 n_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (4.21)$$

Мощность, потребляемая насосом, пропорциональна произведению подачи на его напор [2].

В соответствии с зависимостями (4.16) и (4.18) будем иметь [2]

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (4.22)$$

Уравнения (4.20)...(4.22) носят название законов пропорциональности. Однако эти уравнения могут быть использованы только для ориентировочных расчетов. Для точных расчетов нужно учитывать зависимость КПД насоса от частоты вращения рабочего колеса. Отметим, что законы пропорциональности строго соблюдаются при изменении частоты вращения рабочего колеса не более чем в два раза [2].

Типы центробежных насосов. В зависимости от конструкции рабочего колеса различают пять типов центробежных насосов [2]:

	D_2/D_1	n_s
Тихоходные	2,5	40...80
Нормальные	2	80... 150
Быстроходные	1,4	150...300
Полуосевые	1,1	300...600
Осевые	0,8	600... 1200

Основным критерием, который характеризует особенности каждой серии подобных насосов, т. е. их геометрические характеристики (α_2 , β_2 , ε , η_r), является критерий быстроходности (n_s) [2].

Критерии быстроходности представляет собой частоту вращения вала эталонного насоса, который, имея одинаковый КПД с геометрическими подобными ему насосами, при мощности 0,736 кВт развивает напор в 1 м вод. столба.

Рассмотрим два подобных насоса с диаметрами рабочих колес D и D_s и частотой вращения соответственно n и n_s . Тогда будем иметь напоры H и H_s , подачи V и V_s , а мощности N и $N_s = 0,736$ кВт [2].

Из уравнения (4.16) для определения напора с учетом выражения (4.20) получим [2]

$$\frac{H}{H_s} = \frac{nD}{n_s D_s},$$

а из уравнения (4.18) для расчета подачи с учетом выражения (4.21) [2]

$$\frac{V}{V_s} = \frac{FC_{2r}}{F_s C_{2r_s}} = \frac{nD^3}{n_s D_s^3}.$$

Соотношение мощностей с учетом уравнения (4.22) [2]

$$\frac{N}{N_s} = \frac{\rho g V H}{\rho g V_s H_s} = \frac{n^3 D^5}{n_s^3 D_s^5}.$$

Из этих уравнений при $N_s = 1$ м и $N_s = 0,736$ кВт получим [2]

$$n_s = \frac{3,65\sqrt{V}}{H^{3/4}}. \quad (4.23)$$

Из уравнения (4.23) следует, что при известной частоте вращения коэффициент быстроходности возрастает с увеличением подачи и уменьшением напора. Таким образом, тихоходные насосы служат для создания повышенных напоров при малой подаче, а быстроходные – для получения большой подачи при малых напорах [2].

Преимуществами центробежных насосов являются равномерная подача, быстроходность, малые габариты, отсутствие клапанов, простота регулирования, возможность изготовления из пластмасс и установки на легких фундаментах. К недостаткам следует отнести зависимость напора от подачи и КПД от режима работы насоса, снижение КПД с увеличением вязкости жидкости, а также низкий КПД для насосов с малой подачей [2].

Центробежные насосы применяют при больших значениях подачи и относительно небольших напорах [2].

4.7 Насосы специального назначения

Для подачи трудноперекачиваемых сред с вязкостью, эквивалентной 1000 Па·с, применяют ротационные объемные насосы (мононасосы) [2].

Главными частями мононасоса являются статор 1 и ротор 2 (рисунок 4.20) [2].

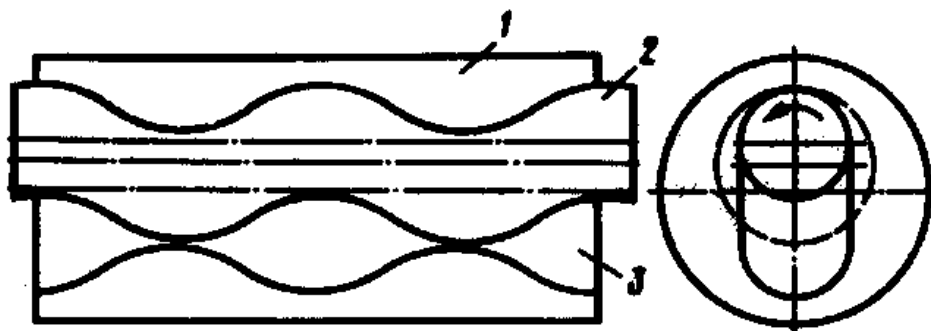


Рисунок 4.20 – Схема мононасоса

Статор представляет собой цилиндр с внутренней профилированной винтовой двухзаходной поверхностью с большой высотой профиля резьбы [2].

В статоре установлен однозаходный ротор, который вращается вокруг сво-

ей главной оси и дополнительно в статоре вокруг оси поперечного сечения статора. Образующиеся между статором и ротором замкнутые полости 3, заполняемые при работе насоса перекачиваемой средой, при вращении ротора непрерывно перемещаются аксиально со стороны всасывания в сторону нагнетания. При вращении ротора объем полости изменяется от 0 до некоторого максимального значения. С увеличением размера полости происходит всасывание среды [2].

Конструкция мононасоса приведена на рисунке 4.21. Корпус насоса изготовляют из чугуна или коррозионностойких сталей, статор – из натурального каучука, синтетической пищевой резины, пластических масс полиуретана, мягкого поливинилхлорида, тефлона, полиамида, ротор – из коррозионностойких сталей и из пластмасс. Напор таких насосов достигает 2,4 МПа, а подача – до 200 м³/ч. Насосы могут иметь рубашки для нагревания и охлаждения. Диапазон рабочих температур работы статора от –30 до +300 °С [2].

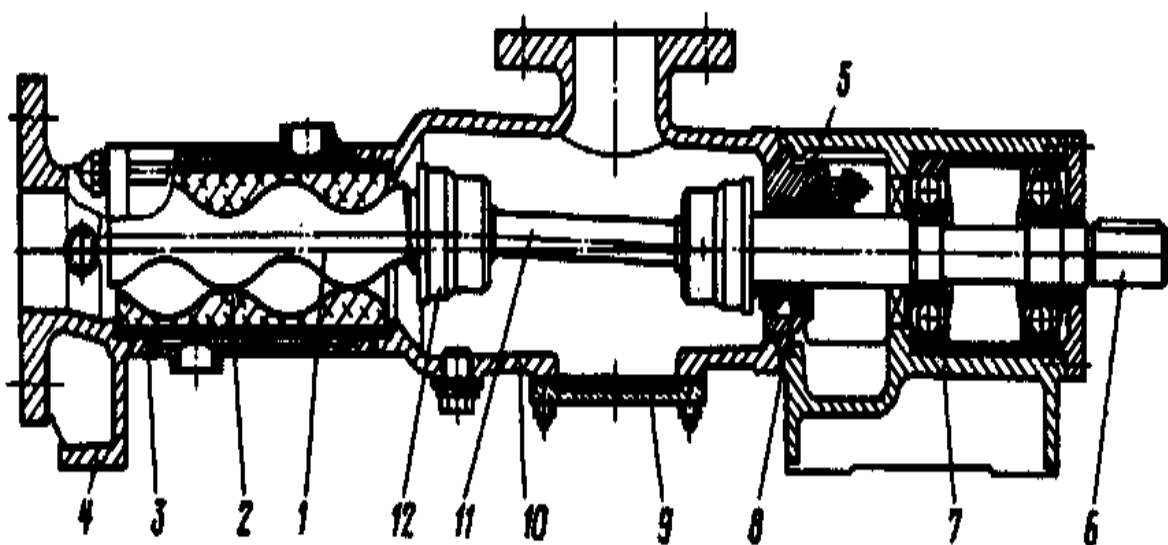


Рисунок 4.21 – Конструкция мононасоса:

1 – ротор; 2 – статор; 3 – обогревательная рубашка; 4 – нагнетательный штуцер; 5 – сальник; 6 – вал; 7 – корпус подшипника; 8 – уплотнительное кольцо; 9 – крышка; 10 – корпус; 11 – соединительная тяга; 12 – шарнир

Для перекачивания больших количеств жидкости при небольших напорах применяют осевые насосы (рисунок 4.22). Рабочие колеса выполнены по форме гребного винта. Жидкость захватывается лопастями и, вращаясь в корпусе, подается в осевом направлении. За насосом устанавливается направляющий аппарат для преобразования вращательного движения жидкости в поступательное.

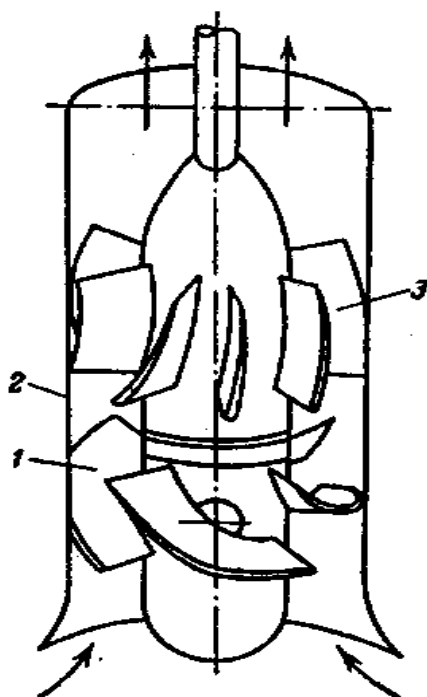


Рисунок 4.22 – Схема осевого насоса:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – направляющий аппарат

Для перекачивания высоковязких жидкостей используют шестеренные насосы (рисунок 4.23).

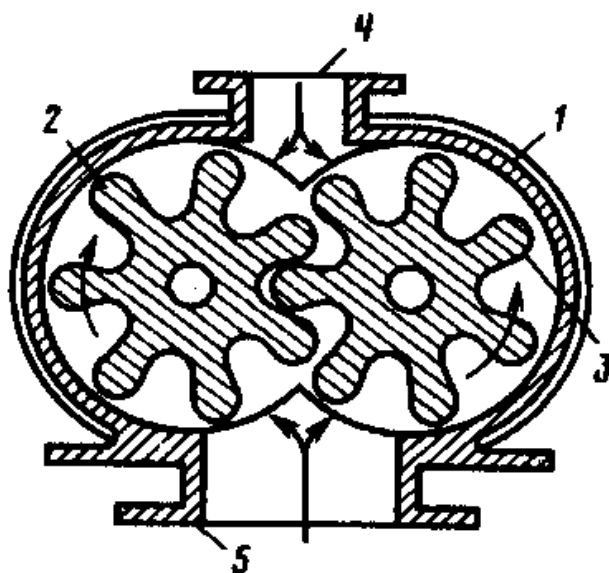


Рисунок 4.23 – Схема шестеренного насоса:
1 – корпус; 2, 3 – шестерни; 4 – нагнетательный штуцер,
5 – всасывающий штуцер

Насос состоит из чугунного (как правило) корпуса, в котором вращаются навстречу друг другу две шестерни. Одна из шестерен, ведущая, соединена с

электродвигателем, а другая – ведомая. Когда зубья шестерен выходят из зацепления, образуется разрежение и происходит засасывание жидкости в насос. Она захватывается зубьями шестерен и перемещается в направлении вращения. При зацеплении зубьев шестерен происходит нагнетание жидкости в напорный трубопровод. Шестеренные насосы применяют в качестве дозирочных установок и обеспечивают относительно высокий напор при малой подаче [2].

Для перекачивания и смешения жидкостей используют центробежные смесители (рисунок 4.24) [2].

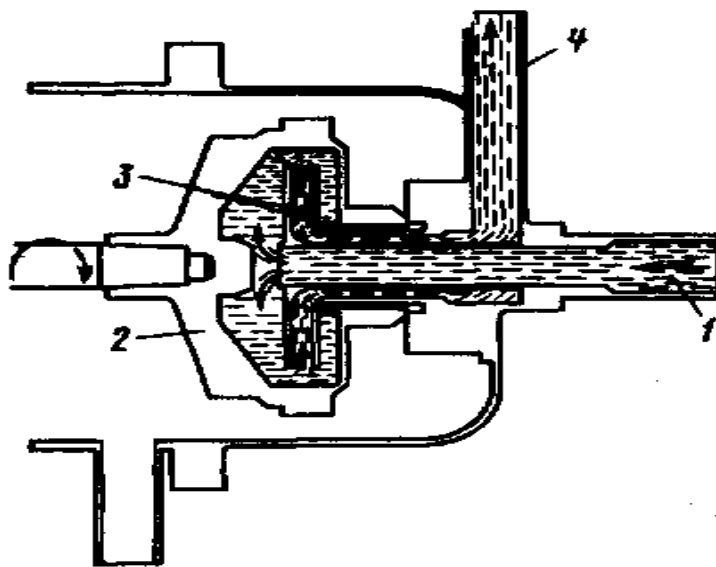


Рисунок 4.24 – Схема центробежного смесителя жидкостей:

1 – штуцер для подачи жидкостей; 2 – смесительный барабан; 3 – грейфер;
4 – штуцер для выхода смеси жидкостей

Жидкости в определенном соотношении поступают, как показано на рисунке 4.24, во вращающийся барабан, в котором интенсивно перемешиваются. Смесь жидкостей поступает в грейфер и под давлением выводится из смесителя через штуцер [2].

Условные графические изображения элементов гидравлических и пневматических схем представлены в источниках [4, 5].

ТЕМАТИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ К ТЕСТИРОВАНИЯМ

ТЕМА №1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИКЕ ЖИДКОСТИ И ГАЗА

1. Под термином «жидкость» подразумевают среды:

Ответ: 1) капельные; 2) структурированные биотехнологические; 3) газы; 4) пластичные массы; 5) полусыпучие материалы.

2. Предельное напряжение сдвига (τ_0 , Па)...

Ответ: 1) неравно нулю; 2) равно нулю; 3) равно перепаду давления.

3. Основными свойствами капельных жидкостей являются:

Ответ: 1) несжимаемость; 2) способность заполнять весь предоставляемый им объем; 3) текучесть; 4) сопротивление текучести.

4. Идеальная жидкость наделяется следующими свойствами:

Ответ: 1) абсолютная несжимаемость; 2) полное отсутствие температурного расширения; 3) абсолютное сопротивление растяжению 4) абсолютное сопротивление сдвигу.

5. Идеальная жидкость наделяется следующими свойствами:

Ответ: 1) абсолютная сжимаемость; 2) интенсивное температурное расширение; 3) абсолютное отсутствие сопротивления растяжению; 4) абсолютное отсутствие сопротивления сдвигу.

6. Идеальная жидкость наделяется следующими свойствами:

Ответ: 1) абсолютная сжимаемость; 2) полная неизменяемость объема; 3) абсолютная подвижность частиц; 4) абсолютное сопротивление сдвигу.

7. В гидростатике скорость перемещения частиц жидкости или газа:

Ответ: 1) одинакова во всем объеме; 2) равна нулю; 3) разная в различных точках объема.

8. В гидродинамике скорость перемещения частиц жидкости или газа:

Ответ: 1) одинакова во всем объеме; 2) равна нулю; 3) разная в различных точках объема.

9. Основными величинами, входящими в системы единиц измерения СИ, СГС, являются:

Ответ: 1) длина; 2) масса; 3) сила; 4) температура; 5) время.

10. Основными величинами, входящими в систему единиц измерения МКГСС, являются:

Ответ: 1) длина; 2) масса; 3) сила; 4) температура 5) время.

11. К вязкостным свойствам жидкости относятся:

Ответ: 1) динамическая и кинематическая вязкость; 2) поверхностное натяжение; 3) плотность; 4) объемный вес.

12. К объемным свойствам жидкости относятся:

Ответ: 1) динамическая и кинематическая вязкость; 2) поверхностное натяжение; 3) плотность; 4) объемный вес.

13. Свойство жидкости или системы оказывать сопротивление растягивающим и касательным усилиям называется:

Ответ: 1) поверхностным натяжением; 2) динамической вязкостью; 3) кинематической вязкостью.

14. По гипотезе Ньютона сила трения в жидкостях равна:

Ответ: 1) $P = \pm \mu \frac{dw}{dn} \cdot F$; 2) $P = mg$; 3) $P = \pm \tau \frac{dw}{dn} \cdot F$.

15. Коэффициент динамической вязкости определяется по следующей зависимости:

Ответ: 1) $\tau_0 = P_0 / F$; 2) $\nu = \mu / \rho$; 3) $\mu = (P / F) \cdot \frac{dn}{dw} = \frac{\tau}{\eta}$.

16. Предельное напряжение сдвига определяется по следующей зависимости:

Ответ: 1) $\tau_0 = P_0 / F$; 2) $\nu = \mu / \rho$; 3) $\mu = (P / F) \cdot \frac{dn}{dw} = \frac{\tau}{\eta}$.

17. Эффективная вязкость определяется по следующей зависимости:

Ответ: 1) $\mu_{\text{эф}} = \tau_i / \eta_i$; 2) $\mu_{\text{эф}} = \nu_i / \eta_i$; 3) $\mu_{\text{эф}} = \tau_i / \nu_{\text{эф}}$.

18. Плотность смесей жидкостей определяется по следующей зависимости:

Ответ: 1) $\rho = mgV_B / Vm_B g$; 2) $\rho = \sum_{i=1}^{i=n} C_i \rho_i$; 3) $\rho = \sigma \cdot \varepsilon$.

19. Разность гидростатических давлений с обеих сторон поверхностного раздела жидкость – газ или двух жидкостей определяется по следующей зависимости:

Ответ: 1) $p_\sigma = mgV_B / Vm_B g$; 2) $p_\sigma = \sum_{i=1}^{i=n} C_i \rho_i$; 3) $p_\sigma = \sigma \cdot \varepsilon$.

20. Подъем воды h_B в предварительно смоченной стеклянной трубке при $t = +20^\circ\text{C}$ составляет:

Ответ: 1) $h_B = 29,8 / d$, мм; 2) $h_B = 11,5 / d$, мм; 3) $h_B = -10,15 / d$, мм.

21. Подъем спирта h_C в предварительно смоченной стеклянной трубке при $t = +20^\circ\text{C}$ составляет:

Ответ: 1) $h_C = 29,8 / d$, мм; 2) $h_C = 11,5 / d$, мм; 3) $h_C = -10,15 / d$, мм.

22. Подъем ртути h_P в предварительно смоченной стеклянной трубке при $t = +20^\circ\text{C}$ составляет:

Ответ: 1) $h_P = 29,8 / d$, мм; 2) $h_P = 11,5 / d$, мм; 3) $h_P = -10,15 / d$, мм.

23. В формуле $\beta_t = \frac{V_{t_2} - V_{t_1}}{V_{t_1}} \cdot \frac{1}{t_2 - t_1}$ символом β_t обозначается:

Ответ: 1) коэффициент температурного расширения; 2) коэффициент объемного сжатия; 3) коэффициент температурно – объемного сжатия.

24. В формуле $\rho_B = 1000 - [0,0047 \cdot t_*^2 + 0,033 \cdot t_*] = 1000 - (at_*^2 + bt_*)$ безразмерная условная температура t_* равна:

Ответ: 1) $t_* = t - 10$; 2) $t_* = t - 4$; 3) $t_* = t - 1$.

25. В формуле $\beta_P = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dp}$ символом β_P обозначается:

Ответ: 1) коэффициент температурного расширения; 2) коэффициент объемного сжатия; 3) модуль объемной упругости.

26. Уравнение Клапейрона – Менделеева выглядит следующим образом:

Ответ: 1) $pV_{уд} = RT$; 2) $p/\rho = RT$; 3) $\rho_t = T_0/T$.

27. Зависимость плотности газообразных жидкостей от давления определяется выражением:

Ответ: 1) $\rho_P = \rho_0 \cdot p/p_0$; 2) $\rho_P = \rho_0 \cdot p_0/p$; 3) $\rho_0 = \rho_P \cdot p/p_0$.

28. Если переменными являются одновременно две величины: температура и давление, плотность газа при новых условиях можно найти из выражения:

Ответ: 1) $\rho = \rho_0(p_0/p) \cdot (T_0/T)$; 2) $\rho = \rho_0(p/p_0) \cdot (T_0/T)$;

3) $\rho = \rho_0(p_0/p) \cdot (T/T_0)$.

29. Взаимозависимость коэффициентов динамической и кинематической вязкости выглядит следующим образом:

Ответ: 1) $\nu = \mu/\rho$; 2) $\nu = \rho/\mu$; 3) $\mu = \nu/\rho$.

30. Динамическую вязкость воды (в зависимости от температуры) с ошибкой $\pm 1,5\%$ можно определить по следующей приближенной формуле:

Ответ: 1) $\mu_{\text{ВОДЫ}} = 1,905 \cdot t^{-0,92}$; 2) $\mu_{\text{ВОДЫ}} = 0,01905 \cdot t^{-0,76}$;

3) $\mu_{\text{ВОДЫ}} = 0,01905 \cdot t^{-0,92}$.

ТЕМА №2. ГИДРОСТАТИКА

31. Площади поверхности жидкости пропорциональны

Ответ: 1) массовые силы; 2) поверхностные силы; 3) инерционные силы.

32. Среднее гидростатическое давление определяется по следующей формуле:

Ответ: 1) $p = \Delta P/\Delta f$; 2) $p = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} (\Delta P/\Delta f)$; 3) $p = v^2/2g$.

33. Гидростатическое давление всегда направлено:

Ответ: 1) по внутренней нормали к площадке, на которую оно действует; 2) по внешней нормали к площадке, на которую оно действует; 3) по касательной к площадке, на которую оно действует.

34. Согласно основному закону статики сумма проекций всех сил, действующих на жидкость, в случае покоя равна:

Ответ: 1) гидростатическому давлению; 2) сумме массовых и инерционных сил; 3) нулю.

35. Проекция объемных сил на ось x будет равна:

Ответ: 1) $dQ = Xdm$; 2) $dQ = X\rho dx dy dz$; 3) $dQ = \rho dx dy dz$.

36. В выражении $p dy dz - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz + X \rho dx dy dz = 0$ отношение $\frac{\partial p}{\partial x}$ - это:

Ответ: 1) градиент давления; 2) изменение гидростатического давления в данной точке по оси x ; 3) изменение гидростатического давления по длине ребра dx .

37. В выражении $pdydz - (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx)dydz + X\rho dx dy dz = 0$ отношение $\frac{\partial p}{\partial x} dx$ - это:

Ответ: 1) градиент давления; 2) изменение гидростатического давления в данной точке по оси x ; 3) изменение гидростатического давления по длине ребра dx .

38. Полный дифференциал гидростатического давления определяется по выражению:

Ответ: 1) $dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$; 2) $dp = -\rho g dz$; 3) $dp = \frac{P}{F}$.

39. Основным уравнением гидростатики является:

Ответ: 1) $z + \frac{P}{\rho g} = const$; 2) $z_0 + \frac{P_0}{\rho g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho g}$;

3) $P_1 = P_0 + \rho g(z_0 - z_1) = P_0 + \rho gh$; 4) $h = \frac{P}{\rho g}$.

40. О том, что давление, создаваемое в любой точке несжимаемой жидкости, передается одинаково всем точкам объема жидкости, гласит:

Ответ: 1) закон сохранения энергии; 2) основной закон гидростатики; 3) закон Паскаля.

41. В уравнении $z_0 + \frac{P_0}{\rho g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho g}$ физическая величина z является:

Ответ: 1) нивелирной высотой; 2) гидростатическим напором; 3) пьезометрическим напором.

42. В уравнении $z_0 + \frac{P_0}{\rho g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho g}$ физическая величина $\frac{P}{\rho g}$ является:

Ответ: 1) нивелирной высотой; 2) гидростатическим напором; 3) пьезометрическим напором.

43. О том, что для каждой точки жидкости, находящейся в покое, сумма нивелирной высоты и статического напора – величина постоянная, гласит:

Ответ: 1) основной закон гидростатики; 2) закон Эйлера; 3) закон Паскаля.

44. Статический напор характеризует:

Ответ: 1) удельную потенциальную энергию давления в данной точке; 2) удельную потенциальную энергию положения данной точки над плоскостью сравнения; 3) энергию, приходящуюся на единицу веса жидкости.

45. Нивелирная высота характеризует:

Ответ: 1) удельную потенциальную энергию давления в данной точке; 2) удельную потенциальную энергию положения данной точки над плоскостью сравнения; 3) энергию, приходящуюся на единицу веса жидкости.

46. Основное уравнение гидростатики является частным случаем закона:

Ответ: 1) сохранения энергии; 2) сохранения массы; 3) сохранения постоянного по высоте давления.

47. О том, что удельная потенциальная энергия во всех точках жидкости, находящейся в покое, – величина постоянная, гласит:

Ответ: 1) основной закон гидростатики; 2) закон Паскаля; 3) закон сохранения энергии.

48. Поверхность, все точки которой испытывают одинаковое давление, в гидравлике называют:

Ответ: 1) поверхностью уровня; 2) поверхностью сравнения; 3) поверхностью равного давления.

49. При абсолютном покое поверхность уровня представляет собой:

Ответ: 1) вертикальную поверхность; 2) горизонтальную поверхность; 3) поверхность, контактирующую с жидкостью (газом).

50. При абсолютном покое уравнение поверхности уровня представляет собой:

Ответ: 1) $dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz)$; 2) $Xdx + Ydy + Zdz = 0$; 3) $-gdz = 0$.

51. Простейшие приборы для измерения давления, которые представляют собой стеклянные трубки диаметром не менее 0,5 см, – это:

Ответ: 1) пьезометры; 2) манометры; 3) трубки Пито.

52. Верхний конец пьезометра:

Ответ: 1) наглухо запаян; 2) сообщается с атмосферой; 3) подсоединен к сосуду, в котором измеряется давление.

53. Жидкость поднимается в пьезометре за счет:

Ответ: 1) температурного расширения; 2) капиллярного эффекта; 3) разности давлений в сосуде и атмосферного.

54. Пьезометры применяют для измерения давлений:

Ответ: 1) до 0,03...0,04 МПа; 2) до 0,3...0,4 МПа; 3) до 0,003...0,004 МПа.

55. Абсолютное давление, измеренное с помощью U – образного ртутного манометра, рассчитывается по формуле:

Ответ: 1) $p_{ABC} = p_{AT} + \rho_P gh_P - \rho gh$; 2) $p_{ABC} = \rho_P gh_P$;

3) $p_{ABC} = p_{AT} + \rho_P gh_P$.

56. Ртутные манометры применяют для измерения давлений, равных:

Ответ: 1) 0,03...0,04 МПа; 2) 0,003...0,004 МПа; 3) 0,3...0,4 МПа.

57. Дифференциальные манометры применяют для измерения:

Ответ: 1) разности давлений; 2) гидростатического давления; 3) пьезометрического напора.

58. В уравнении равновесия для дифференциальных манометров $p_1 + \rho gh_1 = p_2 + \rho gh_2 + \rho g\Delta h$ величина Δh является:

Ответ: 1) разностью уровней жидкости в лучах правого U – образного колена; 2) разностью уровней жидкости в лучах левого U – образного колена; 3) разностью уровней жидкости в лучах среднего U – образного колена.

59. Сила давления жидкости на горизонтальное дно сосуда:

Ответ: 1) не зависит от его формы и объема жидкости в нем; 2) зависит от его формы и объема жидкости в нем; 3) зависит от геометрической формы стенки.

60. В гидравлическом прессе выигрыш в силе будет:

Ответ: 1) обратно пропорционален отношению квадратов диаметров поршней; 2) прямо пропорционален отношению квадратов диаметров поршней; 3) прямо пропорционален произведению квадратов диаметров поршней.

ТЕМА №3. ГИДРОДИНАМИКА

61. Движущая сила, под действием которой происходит движение жидкости по трубопроводам и каналам, создается с помощью:

Ответ: 1) разности давлений; 2) насосов или компрессоров; 3) разности уровней жидкости; 4) разности плотностей.

62. При неустановившемся движении скорость, давление и глубина потока являются функцией:

Ответ: 1) как координат, так и времени; 2) только координат; 3) только времени.

63. При движении жидкости через поперечное сечение, отличное от круглого, за расчетный линейный размер принимают:

Ответ: 1) гидравлический радиус; 2) эквивалентный диаметр; 3) эквивалентный радиус; 4) гидравлический диаметр.

64. Отношение площади свободного сечения трубопровода или канала к смоченному периметру называется:

Ответ: 1) гидравлический радиус; 2) эквивалентный диаметр; 3) эквивалентный радиус; 4) гидравлический диаметр.

65. В дифференциальном уравнении неразрывности потока несжимаемой жидкости $\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$ величина ∂v_x называется:

Ответ: 1) составляющей скорости вдоль оси x ; 2) приращением составляющей скорости вдоль оси x ; 3) проекцией скорости вдоль оси x .

66. На основании уравнения неразрывности потока можно утверждать, что:

Ответ: 1) скорости движения капельной жидкости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений; 2) скорости движения капельной жидкости прямо пропорциональны площадям поперечных сечений; 3) скорости движения капельной жидкости не зависят от площадей поперечных сечений.

67. В уравнении Бернулли для идеальной жидкости величина z – это:

Ответ: 1) геометрическая высота; 2) статический пьезометрический напор; 3) динамический пьезометрический напор.

68. Измерив высоту, соответствующую скоростному напору, можно найти скорость (в м/с) движения жидкости (или газа) в той точке, в которой расположен загнутый наконечник трубки Пито, по формуле:

Ответ: 1) $v = \sqrt{2gH}$; 2) $v = \sqrt{2 \frac{p_d}{\rho}}$; 3) $v = \sqrt{2gh}$.

69. Пьезометрическим уклоном называют:

Ответ: 1) падение потенциальной энергии на единицу длины потока; 2) падение гидродинамического напора на единицу длины потока; 3) падение кинетической энергии на единицу длины потока.

70. Гидравлическим уклоном называют:

Ответ: 1) падение потенциальной энергии на единицу длины потока; 2) падение гидродинамического напора на единицу длины потока; 3) падение кинетической энергии на единицу длины потока.

71. В системе дифференциальных уравнений Навье – Стокса величина $\nabla^2 v$ называется:

Ответ: 1) оператором Лапласа; 2) полным дифференциалом второй степени; 3) полным дифференциалом скорости.

72. Соотношение сил инерции и трения характеризует:

Ответ: 1) Критерий Рейнольдса; 2) Критерий Эйлера; 3) Критерий Фруда.

73. Соотношение сил давления и инерции характеризует:

Ответ: 1) Критерий Рейнольдса; 2) Критерий Эйлера; 3) Критерий Фруда.

74. Соотношение сил тяжести и инерции характеризует:

Ответ: 1) Критерий Рейнольдса; 2) Критерий Эйлера; 3) Критерий Фруда.

75. Коэффициент гидравлического сопротивления λ в уравнении Дарси – Вейсбаха в общем случае зависит от:

Ответ: 1) режима движения жидкости; 2) абсолютной шероховатости трубы; 3) относительной шероховатости трубы.

76. Переход от ламинарного движения жидкости к турбулентному прямо зависит от:

Ответ: 1) массовой скорости жидкости; 2) диаметра трубы; 3) от вязкости жидкости.

77. Устойчивый ламинарный режим имеет место при:

Ответ: 1) $Re < 2320$; 2) $Re = 2320$; 3) $2320 \leq Re \leq 10000$.

78. Устойчивый ламинарный режим имеет место при:

Ответ: 1) $Re < 2320$; 2) $Re = 2320$; 3) $2320 \leq Re \leq 10000$.

79. Распределение скоростей слоев жидкости в сечении трубопровода при ламинарном движении подчиняется:

Ответ: 1) линейному закону; 2) гиперболическому закону; 3) параболическому закону.

80. Величина перепада давления при движении жидкости в цилиндрической трубе определяется по выражению:

Ответ: 1) $\Delta p = \frac{32v_{CP}^2 \rho}{Re} \cdot \frac{l}{d}$; 2) $\Delta p = \frac{16v_{CP}^2 \rho}{Re} \cdot \frac{l}{d}$; 3) $\Delta p = \frac{64v_{CP}^2 \rho}{Re} \cdot \frac{l}{d}$.

81. Средняя высота Δ (в мм) выступов неровностей стенки стеклянных и стальных новых труб составляет:

Ответ: 1) 0,35...1,0; 2) 0,1...0,2; 3) 0,06...0,1.

82. Энергия в местных сопротивлениях затрачивается в основном на:

Ответ: 1) преодоление жидкостного трения; 2) образование вихрей и водоворотных зон; 3) формирование ядра потока.

83. В основе гидравлического расчета трубопроводов лежит уравнение:

Ответ: 1) Пуазейля; 2) Эйлера; 3) Бернулли.

84. Оптимальная скорость при напорном движении маловязких жидкостей составляет:

Ответ: 1) от 0,8 до 2 м/с; 2) до 0,8 м/с; 3) от 10 до 30 м/с.

85. В случае, если в некоторой точке магистральный трубопровод разветвляется на ряд трубопроводов, уравнение неразрывности потоков запишется в виде:

Ответ: 1) $v_1 f_1 = v_2 f_2 = v_3 f_3 = \dots = v_i f_i$; 2) $V = \sum V_i$;

3) $v f = v_1 f_1 + v_2 f_2 + v_3 f_3 + \dots + v_i f_i$.

86. Короткие патрубки различной формы, присоединенные к отверстию в тонкой стенке, называют:

Ответ: 1) насадками; 2) отводками; 3) ниппелями.

87. Длина насадка составляет примерно:

Ответ: 1) 5...6 его диаметра; 2) 1...2 его диаметра; 3) 3...4 его диаметра.

88. Пропускная способность насадка...

Ответ: 1) равна пропускной способности отверстия; 2) больше пропускной способности отверстия; 3) меньше пропускной способности отверстия.

89. Для круглого отверстия скоростной коэффициент φ равен:

Ответ: 1) 0,87; 2) 0,82; 3) 0,97.

90. Для внешнего цилиндрического насадка скоростной коэффициент φ равен:

Ответ: 1) 0,87; 2) 0,82; 3) 0,97.

ТЕМА №4. НАСОСЫ

91. По принципу действия различают насосы:

Ответ: 1) объемные; 2) шестеренные; 3) центробежные; 4) грязевые; 5) вихревые; 6) осевые.

92. Объемный расход жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод, называется:

Ответ: 1) подачей насоса; 2) напором насоса; 3) полезной мощностью насоса.

93. Удельная энергия, сообщаемая насосом единице массы перекачиваемой жидкости, называется:

Ответ: 1) подачей насоса; 2) напором насоса; 3) полезной мощностью насоса.

94. КПД объемных насосов в среднем составляет:

Ответ: 1) 0,8...0,9; 2) 0,7...0,95; 3) 0,5...0,6.

95. КПД центробежных насосов в среднем составляет:

Ответ: 1) 0,8...0,9; 2) 0,7...0,95; 3) 0,5...0,6.

96. При расчете насосной установки для определения напора насоса используют уравнение:

Ответ: 1) Пуазейля; 2) Эйлера; 3) Бернулли.

97. Напор работающего насоса можно определить по показаниям:

Ответ: 1) вакуумметра и манометра; 2) вакуумметра; 3) манометра.

98. Чтобы жидкость в насосе не закипела, значение давления всасывания должно быть:

Ответ: 1) больше давления насыщенного водяного пара; 2) меньше давления насыщенного водяного пара; 3) равно давлению насыщенного водяного пара.

99. По принципу вытеснения жидкости из цилиндров движущимся возвратно-поступательным плунжером работают:

Ответ: 1) центробежные насосы; 2) вихревые насосы; 3) поршневые насосы.

100. Частота вращения кривошипа тихоходных приводных поршневых насосов составляет:

Ответ: 1) 45...60 мин⁻¹; 2) 30...45 мин⁻¹; 3) 60...120 мин⁻¹.

101. В насосе двойного действия за один оборот кривошипа происходит:

Ответ: 1) два раза всасывание и один раз нагнетание; 2) два раза всасывание и два раза нагнетание; 3) два раза нагнетание и один раз всасывание.

102. Наиболее равномерную подачу обеспечивают насосы:

Ответ: 1) простого действия; 2) двойного действия; 3) тройного действия.

103. Средняя подача насосов определяется по следующей формуле:

Ответ: 1) $V_T = 60 \cdot 2fSn$; 2) $V_D = V_T \eta_v$; 3) $V_D = i \cdot 60 \eta_v fSn$.

104. Мгновенная подача насосов изменяется по следующему закону:

Ответ: 1) синусоидальному; 2) параболическому; 3) гиперболическому.

105. Для насоса простого действия коэффициент неравномерности подачи ψ равен:

Ответ: 1) $\pi/2$; 2) π , 3) $\pi/3$.

106. Подача поршневого насоса:

Ответ: 1) зависит от напора и является переменной величиной; 2) зависит от напора и является постоянной величиной; 3) не зависит от напора и является постоянной величиной.

107. Для расчета мощности и определения неполадок в работе насоса пользуются:

Ответ: 1) индикаторной диаграммой; 2) диаграммой подачи насоса; 3) циклограммой работы насоса.

108. На преобразовании кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления основана работа:

Ответ: 1) поршневых насосов; 2) центробежных насосов; 3) ротационных объемных насосов.

109. Рабочим органом центробежного насоса является:

Ответ: 1) колесо с лопатками; 2) ротор; 3) турбина.

110. В формуле для расчета действительного напора центробежного насоса величина коэффициента ε , учитывающего конечное количество лопаток, принимается равной:

Ответ: 1) 0,4...0,5; 2) 0,9...0,95; 3) 0,6...0,8.

111. Наибольший напор в центробежных насосах имеет место, если:

Ответ: 1) лопатки загнуты в направлении вращения рабочего колеса; 2) лопатки загнуты против направления вращения рабочего колеса; 3) лопатки расположены радиально.

112. Зависимости напора, потребляемой мощности и КПД насоса от его подачи при постоянной частоте вращения представляют собой:

Ответ: 1) универсальную характеристику насоса; 2) частную характеристику насоса; 3) производственную характеристику насоса.

113. Сведения о пределах работы центробежного насоса, соответствующих максимальному значению КПД, содержит:

Ответ: 1) универсальная характеристика насоса; 2) частная характеристика насоса; 3) производственная характеристика насоса.

114. Согласно законам пропорциональности зависимость напора центробежного насоса от частоты вращения рабочего колеса выражается следующим отношением:

$$\text{Ответ: 1) } \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1}{n_2}; \text{ 2) } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \text{ 3) } \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

115. Согласно законам пропорциональности зависимость подачи центробежного насоса от частоты вращения рабочего колеса выражается следующим отношением:

$$\text{Ответ: 1) } \frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \text{ 2) } \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \text{ 3) } \frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

116. Согласно законам пропорциональности зависимость мощности, потребляемой центробежным насосом, от частоты вращения рабочего колеса выражается следующим отношением:

$$\text{Ответ: 1) } \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1}{n_2}; \text{ 2) } \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \text{ 3) } \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

117. Частота вращения колеса эталонного насоса, который, имея одинаковый КПД с геометрическими подобными ему насосами, при мощности 0,736 кВт развивает напор в 1 м вод. столба, называется:

Ответ: 1) критерием быстроходности; 2) критерием энергоемкости; 3) критерием производительности.

118. Для подачи трудноперекачиваемых сред с вязкостью, эквивалентной 1000 Па·с, применяют:

Ответ: 1) вихревые насосы; 2) ротационные объемные насосы; 3) мононасосы.

119. Для перекачивания больших количеств жидкости при небольших напорах применяют:

Ответ: 1) осевые насосы; 2) ротационные объемные насосы; 3) мононасосы.

120. Данные насосы применяются в качестве дозирочных и обеспечивают относительно высокий напор при малой подаче:

Ответ: 1) осевые насосы; 2) шестеренные насосы; 3) мононасосы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Косой, В.Д. Гидравлика (с примерами и решениями инженерных задач): Учебник/ В.Д. Косой, С.А. Рыжов. - Электрон. дан.. - М.: ДеЛи принт, 2008. - 495 с. (4 экз.).
2. Кавецкий Г.Д. Процессы и аппараты пищевой технологии/ Г.Д. Кавецкий, В.П. Касьяненко, В.П. – М.: Колос, 2008. – 591 с.
3. ГОСТ 2.781-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные.
4. ГОСТ 2.782-96 ЕСКД. Обозначения условные графические. Машины гидравлические и пневматические. Область применения.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Единицы измерения и переводные множители в единицы СИ [2]

Величина	Система единиц	Наименование единицы	Переводной множитель в единицу СИ	
Длина	СИ, МКГСС	Метр (м),	–	
	СГС	Сантиметр (см)	10^{-2}	
Масса	СИ,	Килограмм (кг)	–	
	МКГСС	Техническая единица массы (кгс·с ² /м)	9,81	
	СГС	Грамм (г)	10^{-3}	
Сила	СИ	Ньютон (Н)	–	
	МКГСС	Килограмм – сила (кгс)	9,81	
	СГС	Дина (дин)	10^{-5}	
Давление	СИ	Паскаль (Па)	–	
		Ньютон на квадратный метр (Н/м ²)	–	
	МКГСС	Килограмм – сила на квадратный метр (кгс/м ²)	9,81	
	СГС	Дина на квадратный сантиметр (дин/см ²)	10^{-1}	
	Внесистемные единицы		Бар (бар)	10^{-5}
			Техническая атмосфера (ат, кгс/см ²)	$9,81 \cdot 10^4$
			Миллиметр водяного столба (мм вод. ст.)	9,81
			Миллиметр ртутного столба (мм рт. ст.)	133,3
Вязкость динамическая	СИ	Паскаль – секунда (Па·с)	–	
		Ньютон – секунда на метр квадратный (Н·с/м ²)	–	
	МКГСС	Килограмм – сила – секунда на квадратный метр (кгс·с/м ²)	9,81	
	СГС	Дина – секунда на квадратный сантиметр (дин·с/см ²)	10^{-1}	
		Пуаз (П)	10^{-1}	
		Сантипуаз (сП)	10^{-3}	
Вязкость кинематическая	СИ	Квадратный метр на секунду (м ² /с)	–	
	МКГСС	Квадратный метр в час (м ² /ч)	3600	
	СГС	Стокс (Ст)	10^{-4}	
		Сантистокс (сСт)	10^{-6}	
Поверхностное натяжение	СИ	Ньютон на метр (Н/м) Джоуль на квадратный метр (Дж/м ²)	–	
	СГС	Дина на сантиметр (дин/см)	10^{-3}	
		Эрг на квадратный сантиметр (эрг/см ²)	10^{-3}	
Теплоемкость	СИ	Джоуль на килограмм – градус (Дж/[кг·град])	–	
		Килокалория на килограмм – градус (ккал/[кг·град])	4190	
Теплопроводность	СИ	Джоуль на метр-час-градус [Дж/(м·ч·град)]	–	
		Ватт на метр-градус [Вт/(м·град)]	–	
	Внесистемные единицы	Килокалория на метр-час-градус [ккал/(м·ч·град)]	1,163	

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ 1

Величина	Система единиц	Наименование единицы	Переводной множитель в единицу СИ
Работа, энергия	СИ	Джоуль (Дж)	–
	МКГСС	Килограмм-сила-метр (кгс·м)	9,81
	СГС	Эрг (эрг)	10^{-7}
	Внесистемные единицы	Киловатт-час (кВт·ч)	$3,6 \cdot 10^6$
		Лошадиная сила-час (л.с.·ч)	$2,65 \cdot 10^6$
Мощность	СИ	Ватт (Вт)	–
	МКГСС	Килограмм-сила-метр в секунду (кгс·м/с)	9,81
	СГС	Эрг в секунду (эрг/с)	10^{-7}
Количество теплоты	СИ	Джоуль (Дж)	–
	Внесистемные единицы	Килокалория (ккал)	4190
Коэффициент теплоотдачи, теплопередачи	СИ	Ватт на метр квадратный-градус [Вт/(м ² ·град)]	–
	Внесистемные единицы	килокалория на метр квадратный-час-градус [ккал/(м ² ·ч·град)]	1,163

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Плотность и объемный вес некоторых жидкостей при $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ [1]

Наименование	Удельный вес γ , Н/м ³	Плотность ρ , кг/м ³	Наименование	Удельный вес γ , Н/м ³	Плотность ρ , кг/м ³
Эфир этиловый	7257	740	Бензин	7250-7370	739-751
Спирт этиловый	7700	785,0	Керосин	7770-8450	792-840
Ацетон	7750	790	Масло минеральное	8600-8750	861-877
Скипидар	8532	870	Масло транс.	8698	887
Вода пресная	9790	998,2	Масло веретенное	8720	889
Вода морская	10010-10090	1002-1029	Масло машинное	8806	898
Глицерин безводный	12260	1250	Масло касторовое	9520	970
Чугун при $t = 1200\text{ }^\circ\text{C}$	68670	7000	Нефть	8340-9320	850-950
Ртуть	132900	13547			

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Плотность и объемный вес газов

Наименование газа	γ Н/м ³	ρ , кг/м ³	Наименование газа	γ Н/м ³	ρ , кг/м ³
Воздух	11,77	1,200	Азот	11,289	1,150
Кислород	12,86	1,313	Углекислота	15,76	1,607
Водород	0,810	0,08	Водяной пар	7,242	0,739
Гелий	1,607	0,164	Окись углерода	11,25	1,147

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Коэффициент сопротивления внезапного сужения трубы

F_2/F_1	0,0-0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ζ	0,5	0,45	0,40	0,30	0,20	0,10	0,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Динамический коэффициент вязкости для некоторых жидкостей при различной температуре и их относительная плотность

Наименование жидкости	Коэффициент вязкости μ , Па·с						Относительная плотность
	0°C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	
Вола	0,00179	0,00101	0,00066	0,00048	0,00036	0,00028	1,00
Ртуть	0,00170	0,00157	-	-	-	0,00122	13,55
Глицерин	4,6	0,87	-	-	-	-	1,26
Жир	0,113	0,0335	0,0173	0,0079	0,0040	-	0,878
Касторовое масло	-	0,724	0,223	0,068	0,028	0,012	0,969
Турбинное минеральное масло	-	0,1528	0,0245	0,0110	-	0,0035	0,88
Смазочное масло	0,640	0,172	0,054	0,022	0,012	0,006	0,91
Цилиндровое масло	-	0,947	0,130	0,054	0,026	0,012	0,91
Воздух	$1,73 \cdot 10^{-5}$	$1,86 \cdot 10^{-5}$	$2,01 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$	$2,2 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$1,29 \cdot 10^{-3}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Значение коэффициента вязкости и постоянной C для некоторых газов

Наименование газов	C	$\mu \cdot 10^5$, Па·с
Воздух	120	1,722
Азот	107	1,671
Кислород	138	1,925
Углекислый газ	250	1,375
Окись углерода	102	1,655
Аммиак	626	9,420
Водяной пар	673	8,530

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Плотность и коэффициенты вязкости μ и ν для стандартной атмосферы

Высота, H , м	Температура, t , °C	Плотность, ρ , кг/м ³	$\mu \cdot 10^5$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с
0	15,00	1,200	1,80	14,55
500	11,75	1,167	1,78	15,20
1000	8,50	1,111	1,76	15,80
1500	5,25	1,057	1,75	16,50
2000	2,00	1,006	1,73	17,15
2500	-1,25	0,956	1,71	17,85
3000	-4,50	0,908	1,70	18,70
3500	-7,75	0,862	1,68	19,40
4000	-11,00	0,818	1,67	20,35
4500	-14,25	0,776	1,65	21,20
5000	-17,50	0,736	1,63	22,10
5500	-20,75	0,697	1,61	23,00
6000	-24,00	0,660	1,60	24,20
6500	-27,25	0,623	1,59	25,50
7000	-30,50	0,589	1,57	26,60
7500	-33,75	0,557	1,55	28,00
8000	-37,00	0,524	1,54	29,30
8500	-40,25	0,495	1,52	30,70
9000	-43,50	0,465	1,51	32,40
9500	-46,75	0,438	1,49	34,00
10000	-50,00	0,413	1,48	35,90
10500	-56,50	0,387	1,46	37,70
11000	-56,50	0,364	1,45	39,80

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Вязкостные свойства сжимаемых (газы) и несжимаемых жидкостей

Наименование жидкости	Температура, °C	$\mu \cdot 10^5$, Па·с	$\nu \cdot 10^4$, м ² /с
Этилкаголь	0	184,3	0,02283
«-»	19	121,2	0,01549
Муравьиная кислота	16	195,3	0,01592
Анилин	20	446,7	0,04300
Бензол	20	64,2	0,00731
— « —	60	38,9	0,00466
Керосин	20	180,0	0,02200
Бензин	20	60,0	0,00830
Толуол	0	76,9	0,00870
Бром	26	94,6	0,00313
Хлороформ	20	56,8	0,00377
Фенол	18	1274	0,12200
Воздух	20	1,86	0,14900
Водород	0	0,85	0,94500
Метан	0	1,04	0,14500
Гелий	0	1,885	1,05900
Двуокись углерода (жидкая)	10	8,5	0,00099
Тоже	20	7,1	0,00093
Двуокись углерода (газообразная)	0	1,414	0,07200
Окись углерода	0	1,63	0,13000
Кислород	0	1,928	0,01400
Касторовое масло	40	22300	2,3
Смазочное масло	40	5400	0,6

ПРИЛОЖЕНИЕ 9
Комплекс физических величин некоторых твердых, жидких
и газообразных тел

Наименование	Химическая формула	Плотность $\rho \cdot 10^3$ кг/м ³		Коэффициент вязкости $\mu \cdot 10^2$, Па·с, при соответствующей температуре		Температура плавления, °С	Температура кипения при 760 мм рт. ст., °С	Коэффициент температурного расширения от 0 до 100 °С	Поверхностное натяжение			Газовая постоянная кгм/кг град
									$\sigma \cdot 10^3$ Н/м	при температуре	Граница раздела	
1	2	3		4		5	6	7	8	9	10	11
Вода	H ₂ O	1	4°	0,1793	0°	0	100	208·10 ⁻⁶	72,75	20°	воздух	462*
Бензол	C ₆ H ₆	0,9	0°	0,0617	20°	6	80	при 20°	28,88	20°	-« -	106*
Бензин	-	0,68-0,70	15°	0,06	20°	-60	40	124·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Минеральное масло	-	0,9-0,93	20°	1,72	20°	-14	-	-	-	-	-	-
Этилен	C ₂ H ₄	1,261·10 ⁻⁸	0°	-	-	-169	-102	-	-	-	-	297
Этиловый спирт	C ₂ H ₆ O	0,791	18°	0,1716	20°	-114	78	-	22,27	20°	воздух	181*
Этиловый эфир	C ₄ H ₁₀ O	0,714	20°	-	-	-117	35	1100·10 ⁻⁶	16,96	20°	-« -	295,2
Керосин	-	0,79-0,82	15°	0,18	20°	-	-	1660·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Нефть	-	0,76	19°	-	-	-	-	1000·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Глицерин	C ₃ H ₈ O ₃	1,26	0°	49,37	25°	19	290	-	63,4	20°	воздух	-
Воздух	-	1,123·10 ⁻³	0°	1,86·10 ⁻³	20°	-	-	500·10 ⁻⁶	12,2	-190,5°	собств. па	287
Водород	H	0,08988·10 ⁻³	0°	0,841·10 ⁻³	0°	-259,8	-252,81	-	1,91	-252,7°	-« -	4146
Кислород	O	1,429·10 ⁻³	0°	1,93·10 ⁻³	0°	-218,8	-183	-	14,5	-188,16°	-« -	260
Углекислота	CO ₂	1,977·10 ⁻³	0°	1,37·10 ⁻³	0°	-57**	-	-	1,49	0°	-« -	188
Окись углерода	CO	1,25·10 ⁻³	0°	1,76·10 ⁻³	0°	-	-	-	8,74	-188,16°	-« -	297
Хлористый водород	HCl	1,639 10 ⁻³	0°	1,385·10 ⁻³	12,5°	-114	-85	-	-	-	-	-
Хлористый натрий	NaCl	2,14	-	-	-	800	1440	-	113,8	803	Азот	-
Магний	Mg	1,74	-	-	-	650	1120	-	-	-	-	-
Алюминий	Al	2,7	-	-	-	658	2000	77,7·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Бериллий	Be	1,85	-	-	-	1280	-	71,4·10 ⁻⁶	-	-	-	-

Продолжение приложения 13

1	2	3		4		5	6	7	8	9	10	11
Железо	Fe	7,86	-	0,225	1400	1530	2450	-	963	1267°	водород	-
Медь	Cu	8,93	-	0,341	1145°	1083	2360	36,6·10 ⁻⁶	1120	1140°	- « -	-
Цинк	Zn	7,14	-	-	-	419	907	49,5·10 ⁻⁶	753	477°	- « -	-
Серебро	Ag	10,5	-	-	-	960,5	2000	85,8·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Олово	Sn	7,28	-	0,168	301°	231,8	2275	59,1·10 ⁻⁶	526	253°	водород	-
Ртуть	Hg	13,55	-	0,154	20°	-38,89	357	80,1·10 ⁻⁶	470	20°	- « -	-
Свинец	Pb	11,34	-	0,2116	441°	327	1540	182·10 ⁻⁶	442	336°	- « -	-
Ацетон	C ₃ H ₆ O	-	-	-	-	-94	56	87,6·10 ⁻⁶	-	-	-	-
Ацителен	C ₂ H ₂	1,173 10 ⁻³	-	-	-	-81	-84	-	-	-	-	320
Сталь углеродист.	-	7,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

* - пары;

** - под давлением 5 атм. = 4,9·10⁵ Па

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

Значения эквивалентной шероховатости $\Delta_9 10^3$, м, различных трубопроводов

1. Стеклопипные трубы	0
2. Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0-0,002
3. Новые, тщательно уложенные стальные бесшовные трубы	0,04-0,1
4. Стальные, бывшие в эксплуатации	0,1-0,2
5. Новые чугунные трубы с хорошо заглаженными стыками	0,31
6. Обычные чугунные трубы	0,25-0,42
7. Стальные и чугунные, старые, загрязненные трубы	0,5-3,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Коэффициенты гидравлического сопротивления и модули расхода для чистых металлических труб, вычисленные с помощью формулы Н.Н. Павловского при коэффициенте шероховатости 0,012

$d \cdot 10^3$, м	λ	$K \cdot 10^3$, м ³ /с	$d \cdot 10^3$, м	λ	$K \cdot 10^3$, м ³ /с
50	0,0391	9,87	400	0,0216	2397
75	0,0349	28,7	450	0,0209	3285
100	0,0321	61,4	500	0,0202	4324
125	0,0301	111	600	0,0192	6999
150	0,0286	179	700	0,0184	10517
200	0,0263	384	800	0,0177	14965
250	0,0247	692	900	0,0171	20430
300	0,0234	1121	1000	0,0166	26485
350	0,0224	1684			

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Значения коэффициента A для расчета коэффициентов местных сопротивлений по теории Н.З. Френкеля: $\xi = A \cdot Re^x$

Сопротивление	Расчетный диаметр, $d \cdot 10^3$, м	A для областей		
		первой $Re < 600$ $x=1$	второй $600 < Re < 1200$ $x = 0,27$	третьей $1200 < Re < 2300$ $x = 0,53$
Обыкновенный вентиль	27	3580	69	442
	53	1778	50	369
	41	2700	55	337
Вентиль с ко- сым затвором	53	889	-	136
	75	960	-	-
Задвижка	53	400	-	59
	106	347	-	-
Сопротивление	53	177	-	55

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Значения коэффициентов местных сопротивлений квадратичной зоны, эквивалентных длин и коэффициента K для расчета коэффициентов местных сопротивлений в любой зоне движения жидкости

Наименование сопротивления	ξ_{KB}	l_3/d	K
Внезапное расширение	1,0	30-50	30
Пробковый кран открытый	0,4	-	150
Вентиль обыкновенный открытый	5-10	300	1500
Угловой вентиль открытый	0,8	170	400
Шаровой клапан	45,0	-	4000
Угольник 90°	1.4	30-40	400
Тройник, вход по длинной части	0,3	60	150
Тройник, вход сбоку	-	90	-
Задвижка, степень сжатия 1,00	0,2	10-15	75
0,75	0,3	-	350
0,50	2,0	-	1300
0,25	20,0	-	3000
Диафрагма, степень сжатия 0,64	1	33	70
0,40	7	150	120
0,16	70	1700	500
0,05	800	10000	3200

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Значения коэффициента m при турбулентном режиме движения
для конического диффузора

α°	2,5	5	7,5	10	15	20	25	30	40	60	90	180
m	0,12	0,13	0,14	0,16	0,27	0,43	0,62	0,81	1,03	1,21	1,12	1,00

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Значения коэффициентов сопротивления в зависимости от числа
Рейнольдса при внезапном расширении трубопровода

$(d_1/d_2)^2$	Число Рейнольдса									
	10	30	50	100	200	500	1000	2000	3000	3500
0,1	3,10	2,40	2,00	1,70	1,65	1,70	2,00	1,60	1,00	0,81
0,2	3,10	2,20	1,70	1,40	1,13	1,30	1,60	1,25	0,70	0,64
0,3	3,10	2,00	1,50	1,20	1,10	1,10	1,30	0,95	0,60	0,50
0,4	3,10	1,80	1,30	1,10	1,00	0,85	1,05	0,80	0,40	0,36
0,5	3,10	1,65	1,15	0,90	0,75	0,65	0,90	0,65	0,30	0,25
0,6	3,10	1,55	1,05	0,80	0,65	0,40	0,60	0,50	0,20	0,16

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Значения коэффициентов сопротивления для внезапного сужения
и конфузора при турбулентном режиме течения

$(d_1/d_2)^2$	Угол конусности									
	10	20	30	50	70	90	100	120	140	180
0,1	0,25	0,15	0,12	0,10	0,13	0,10	0,20	0,25	0,32	0,43
0,2	0,23	0,14	0,11	0,09	0,12	0,17	0,19	0,24	0,30	0,42
0,4	0,18	0,11	0,09	0,07	0,10	0,13	0,15	0,16	0,23	0,33
0,6	0,14	0,08	0,07	0,05	0,07	0,10	0,11	0,14	0,10	0,25

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Значения коэффициентов сопротивления в зависимости от числа
Рейнольдса при внезапном сужении трубопровода

$(d_1/d_2)^2$	Число Рейнольдса									
	10	30	50	100	200	500	1000	2000	4000	5000
0,1	5,00	2,40	1,80	1,30	1,04	0,82	0,64	0,50	0,60	0,73
0,2	5,00	2,30	1,62	1,20	0,95	0,70	0,50	0,40	0,60	0,60
0,3	5,00	2,15	1,50	1,10	0,85	0,60	0,44	0,30	0,55	0,33
0,4	5,00	2,00	1,40	1,00	0,78	0,50	0,35	0,25	0,45	0,30
0,5	5,00	1,80	1,30	0,90	0,65	0,42	0,30	0,20	0,40	0,42
0,6	5,00	1,70	1,20	0,80	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,33

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Значения коэффициентов сопротивления для колен при различных углах поворота и турбулентном режиме движения

α в градусах	5	10	15	22,5	30	45	60	90
Трубы гладкие	0,02	0,03	0,04	0,07	0,13	0,24	0,47	1,13
Трубы шероховатые	0,03	0,04	0,06	0,15	0,17	0,32	0,68	1,27

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

Значения коэффициентов сопротивления для сходящихся и расходящихся тройников при турбулентном режиме движения

$V_c^B/V_c^П$	Расходящиеся				Сходящиеся					
	ξ_B при α			$\xi_{П}$ при любом α	ξ_B при α			$\xi_{П}$ при α		
	45	90	135		45	90	135	45	90	135
0	0,92	0,97	1,00	0,05	-0,90	-0,85	-0,80	0,00	0,00	0,00
0,2	0,70	0,86	0,97	-0,05	-0,40	-0,35	-0,30	0,13	0,18	0,20
0,4	0,51	0,87	1,10	-0,02	0,00	0,12	0,20	0,16	0,30	0,40
0,6	0,37	0,96	1,30	0,07	0,22	0,49	0,62	0,05	0,41	0,57
0,8	0,34	1,12	1,53	0,20	0,35	0,72	-1,04	-0,20	0,50	0,80
1,0	0,45	1,30	1,80	0,35	0,40	0,90	1,40	-0,50	0,60	1,10

где индексы B – боковой, $П$ – прямой потоки

ПРИЛОЖЕНИЕ 20

Значение коэффициента сопротивления при плавном повороте радиусом R на 90° в трубопроводе диаметром d

R/d	1	2	3	4	5
ξ	0,29	0,15	0,12	0,10	0,08

ПРИЛОЖЕНИЕ 21

Значение коэффициента скорости

Жидкость	Кинематический коэффициент вязкости $\nu \cdot 10^4, \text{ м}^2/\text{с}$	Коэффициент скорости	
		круглое отверстие	прямоугольное отверстие
Вода	0,01	0,97	0,90
Нефть	0,60	0,75	0,78
Нефть	4,00	0,67	0,665

ПРИЛОЖЕНИЕ 22

Коэффициенты расхода для круглых отверстий (для воды)

Напор над центром отверстия, м	Диаметр отверстия, $d \cdot 10^2$, м				
	0,6	1,5	3,0	12,2	30,5
0,15	-	0,627	0,615	0,596	-
0,30	0,644	0,617	0,608	0,598	0,591
0,50	0,636	0,612	0,605	0,599	0,594
1,07	0,625	0,606	0,602	0,599	0,596
1,52	0,621	0,605	0,601	0,598	0,596
3,05	0,611	0,601	0,598	0,597	0,595
6,10	0,601	0,598	0,596	0,596	0,594
15,00	0,596	0,595	0,594	0,594	0,593
30,00	0,593	0,592	0,592	0,592	0,592

ПРИЛОЖЕНИЕ 23

Коэффициенты расхода для малых квадратных отверстий в тонкой стенке (для воды)

Напор над центром отверстия, м	Сторона квадратного отверстия, $d \cdot 10^2$, м			
	1	3	12	18
0,5	0,626	0,609	0,605	0,603
1,0	0,620	0,607	0,605	0,604
2,0	0,614	0,605	0,604	0,603
6,0	0,605	0,602	0,601	0,601
15,0	0,601	0,600	0,600	0,599
30,0	0,598	0,598	0,598	0,598

ПРИЛОЖЕНИЕ 24

Коэффициенты расхода для круглого отверстия при полном совершенном сжатии

<i>Re</i>	$1,5 \cdot 10^4$	$2,5 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5$	$>1 \cdot 10^6$
μ	0,638	0,623	0,610	0,603	0,597	0,594	0,593

ПРИЛОЖЕНИЕ 25
Характеристики насадок

Насадка цилиндрическая	μ	φ	ε	ξ
1. а) Острая входная кромка ($l \geq 3d$)	0,82	0,82	1,00	0,5
б) Плавный вход, входная кромка скруглена, в среднем	0,95	0,95	1,00	0,6
в) При наклоне оси насадки, с острой входной кромкой, к плоскости напорной грани под углом:				
$\beta = 0$	0,82			
$\beta = 10^\circ$	0,80			
$\beta = 20^\circ$	0,78			
$\beta = 30^\circ$	0,76			
$\beta = 40^\circ$	0,75			
$\beta = 50^\circ$	0,73			
$\beta = 60^\circ$	0,72			
2. При длине насадки $l > 3d$ (по проф. В. Д. Журину), если				
$l' = \frac{l}{d}$				
$l' = 1$	0,62			
$l' = 3$	0,82			
$l' = 5$	0,79			
$l' = 10$	0,77			
$l' = 25$	0,71			
$l' = 50$	0,64			
$l' = 75$	0,59			
$l' = 100$	0,55			

ПРИЛОЖЕНИЕ 26

Сопоставление характеристик работы насадок и отверстия в тонкой стенке (относительно конечного сечения)

Тип насадки или отверстия	Коэффициент				
	ε	φ	μ	ξ	$\frac{\omega^2}{2g}$
Круглое отверстие	0,64	0,97	0,62	0,06	0,95 H_0
Цилиндрическая насадка: внешняя	1	0,82	0,82	0	0,67 H_0
внутренняя	1	0,707	0,707	1	0,5 H_0
Коническая насадка: расходящаяся ($\beta = 5-7^\circ$)	1	0,45-0,5	0,45-0,5	4-3	(0,2-0,23 H_0)
сходящаяся ($\beta = 13^\circ 24'$)	0,98	0,96	0,945	0,06-0,09	0,9 H_0
Коноидальная насадка	1	0,98	0,98	0,04	0,96 H_0

ПРИЛОЖЕНИЕ 27

Расходные характеристики водопроводных труб K ($\text{м}^3/\text{с}$) и K^2 ($\text{м}^3/\text{с}$)²

$d \cdot 10^3$, м	Шероховатость трубы $\Delta \cdot 10^3$, м					
	3, м		3, м		3, м	
	$\Delta = 0,2$		$\Delta = 0,5$		$\Delta = 1,0$	
	K , $\text{м}^3/\text{с}$	K^2 , ($\text{м}^3/\text{с}$) ²	K , $\text{м}^3/\text{с}$	K^2 , ($\text{м}^3/\text{с}$) ²	K , $\text{м}^3/\text{с}$	K^2 , ($\text{м}^3/\text{с}$) ²
50	0,01149	0,000132	0,01000	0,000100	0,02786	0,000776
75	0,03366	0,00113	0,02938	0,000863	0,02619	0,000686
100	0,07185	0,00516	0,06303	0,00397	0,05645	0,00319
125	0,12649	0,0160	0,11180	0,0125	0,10247	0,0105
150	0,20833	0,0434	0,18466	0,0341	0,16613	0,0276
175	0,31321	0,0981	0,27713	0,0768	0,24960	0,0623
200	0,44385	0,197	0,39370	0,155	0,35777	0,128
250	0,79624	0,634	0,70993	0,504	0,64498	0,416
300	1,28452	1,65	1,18743	1,41	1,04403	1,09
400	2,72213	7,41	2,44540	5,98	2,01742	4,97
500	4,86826	23,7	4,39318	19,3	4,01248	16,1

ПРИЛОЖЕНИЕ 28

Эквивалентные длины некоторых местных сопротивлений

Вид сопротивления	Диаметр трубы, мм или $d \cdot 10^3$, м							
	25	50	100	150	200	250	300	400
Нормальный вентиль	6,0	15,0	35,0	60,0	65,0	100,0	140,0	200,0
Задвижка	0,3	0,7	1,5	2,5	3,5	5,0	6,0	8,5
Обратный клапан	4,0	7,0	20,0	31,0	45,0	63,0	81,0	123,0
Колено под углом 90° прямое	1,3	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	20,0
Колено под углом 90° с закруглением $R = d$	0,25	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
То же с закруглением $R \geq 2d$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6
Тройник с проходом в прямом направлении	0,3	0,5	1,0	1,7	2,5	3,2	4,0	6,0
Тройник с проходом в сторону	3,0	5,0	10,0	13,0	15,0	20,0	25,0	40,0
Вход из резервуара в трубу	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
Выход из трубы в резервуар	1,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0

ПРИЛОЖЕНИЕ 29

Предельные скорости воды в чугунных водопроводных трубах

Диаметр трубы, d , м	Предельная скорость, $v_{пр}$, м/с	Расход при $v_{пр} - V_C \cdot 10^3$, $м^3/с$	Диаметр трубы, d , м	Предельная скорость, $\omega_{пр}$, м/с	Расход при $\omega_{пр} - V_C \cdot 10^3$, $м^3/с$
0,06	0,70	2,0	0,3	1,10	78
0,10	0,75	6,0	0,4	1,25	157
0,15	0,80	14,0	0,5	1,40	275
0,20	0,90	28,0	0,6	1,60	453
0,25	1,00	49,0	0,8	1,80	905

Гриценко Вячеслав Владимирович

МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА

Учебное пособие для студентов направлений «Машиностроение», «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» и «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» всех форм обучения

Редактор Е.Ф. Изотова

Подписано в печать 28.12.17. Формат 84×108/16.
Усл. печ. л. 6,56. Тираж 20 экз. Заказ 171641. Рег. № 25.

Отпечатано в ИТО Рубцовского индустриального института
658207, Рубцовск, ул. Тракторная, 2/6.