

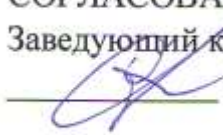
Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

Факультет инженерных систем и экологии

Кафедра водоснабжения, водоотведения и охраны
водных ресурсов

СОГЛАСОВАНО

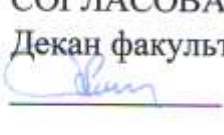
Заведующий кафедрой

 С.В. Андреюк

«23» мая 2025 г

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета

 О.П. Мешик

«23» мая 2025 г

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ
«МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА»**

для специальностей:

7-07-0732-01 «Строительство зданий и сооружений»

профилизации –

«Эффективные строительные технологии»

«Строительство и гражданская инженерия»

«Цифровое моделирование и проектирование»

«Автомобильные дороги и объекты транспортной инфраструктуры»

7-07-0732-02 «Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений»

профилизация – «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов»

Составитель: Наумчик Г.О., доцент кафедры водоснабжения, водоотведения и охрана водных ресурсов учреждения образования «Брестский государственный технический университет», кандидат технических наук.

Рассмотрено и утверждено на заседании Научно-методического совета
университета 26.06.2025 г., протокол №4 .



ПЕРЕЧЕНЬ МАТЕРИАЛОВ В КОМПЛЕКСЕ

Электронный учебно-методический комплекс содержит:

1 ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 Конспект лекций по дисциплине «Механика жидкости и газа»

2 ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Механика жидкости и газа»

3 РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

3.1 Вопросы к аттестации по дисциплине «Механика жидкости и газа»

4 ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 Учебно-методическая карта дисциплины «Механика жидкости и газа»

4.2 Информационно-методическая часть

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Цели ЭУМК

- повышение эффективности образовательного процесса специальностей 7-07-0732-01 «Строительство зданий и сооружений» (профилизации: «Эффективные строительные технологии», «Строительство и гражданская инженерия», «Цифровое моделирование и проектирование», «Автомобильные дороги и объекты транспортной инфраструктуры»), 7-07-0732-02 «Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений» (профилизация: «Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов») по дисциплине «Механика жидкости и газа»;
- внедрение перспективных технологий хранения и передачи информации в электронном виде;
- обеспечение открытости и доступности образовательных ресурсов путем размещения ЭУМК в локальной сети университета.

Структура ЭУМК

содержит теоретический, практический, вспомогательный раздел и раздел по контролю знаний студентов.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК:

Необходим IBM PC-совместимый ПК стандартной конфигурации.

1 Теоретический раздел

[#СтруктураЭУМК](#)

Конспект лекций по дисциплине «Механика жидкости и газа»

Тема 1 Введение

Тема 2 Гидростатика жидкости

Тема 3 Гидродинамика жидкости

Тема 4 Виды сопротивления

Тема 5 Характеристики ламинарного движения жидкости

Тема 6 Потери напора на трение по длине потока

Тема 7 Истечение жидкости из отверстий, через насадки и водосливы

Тема 8 Расчет трубопроводов

Тема 9 Движение жидкости в открытых руслах

Тема 10 Фильтрационное движение грунтовых вод

Тема 1 Введение

Предмет МЖиГ. Примеры гидромеханических задач. Краткие сведения из истории гидравлики и об ее основоположниках. Плотность жидкости. Плотность воздуха. Вязкость жидкости. Неньютоновские жидкости.

#ТеоретическийРаздел

Гидравлика – это наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая методы их применения для решения практических задач. Название «гидравлика» происходит от сочетания греческих слов «хюдор» – вода, и «аулос» – труба. Первоначально данная наука изучала движение воды по трубам. В настоящее время на законах гидравлики основан расчет трубопроводов для различных жидкостей, гидротехнических сооружений, гидравлических машин и различных гидравлических устройств.

Аэродинамика – это наука, изучающая движение газообразных тел, а также их взаимодействие с твердыми телами и поверхностями. Название «аэродинамика» происходит от сочетания греческих слов «аэр» – воздух и «динамос» – сила. Первоначально оно означало учение о силовом взаимодействии воздушной среды и движущегося в ней тела. В настоящее время на основе законов аэродинамики рассчитываются и конструируются летательные аппараты, трубопроводы для транспортирования различных газов, газовые машины, котельные агрегаты, сушильные и газоочистительные установки.

Несмотря на различие физических свойств жидкостей и газов, многие законы их движения и равновесия при определенных условиях можно считать одинаковыми, поэтому гидравлику и аэродинамику в настоящее время рассматривают в качестве единой науки – механики жидкости, которая опираясь на основные законы физики и теоретической механики широко использует математический аппарат для решения различных гидромеханических задач, основными из которых являются:

- движение жидкости и газа по трубам и внутри различных машин;
- воздействие жидкости и газа на движущиеся в них тела;
- равновесие жидкостей и тел, плавающих внутри и на поверхности жидкости или газа;
- волновое движение;
- неустановившееся движение газов с химическими превращениями;
- турбулентное движение газов и жидкостей;
- движение очень сильно сжатых жидкостей и газов.

Техническая гидромеханика в своем историческом развитии прошла длинный путь. Некоторые принципы гидростатики (теория равновесия жидкостей) были установлены еще Архимедом в трактате «О плавающих телах» (250 лет до н. э.), а затем возрождены и развиты Галилеем (1564–1642) и Паскалем (1623–1662). В середине XV в. Леонардо да Винчи (1452–1519) положил начало экспериментальной гидравлике, исследовав в лабораторных условиях некоторые вопросы движения воды в каналах, через отверстия и водосливы. Торичелли (1608–1647) предложил известную формулу для скорости жидкости, вытекающей из отверстия, а Ньютон (1642–1724) высказал основные положения о внутреннем трении в движущихся жидкостях. В XVIII в. Даниил Бернулли (1700–1782) и Леонард Эйлер (1707–1783) разработали общие уравнения движения так называемой идеальной жидкости и тем самым положили начало теоретической

гидромеханике. Однако применение этих уравнений приводило к удовлетворительным результатам лишь в немногих случаях. В связи с этим с конца XVIII в. многочисленные ученые и инженеры (Шези, Дарси, Базен, Вейсбах и др.) начали опытным путем изучать движение воды и получили значительное число эмпирических формул. Создавшаяся таким путем чисто практическая гидравлика все более отдалялась от теоретической гидродинамики. Сближение между ними наметилось лишь к концу XIX в., когда сформировались новые взгляды на движение жидкости, основанные на исследовании структуры потока. Тонкие экспериментальные исследования законов внутреннего трения в жидкостях при ламинарном движении (в работах Н. П. Петрова, 1836–1920) и перехода от ламинарного движения к турбулентному (в работах Рейнольдса, 1848–1912) позволили глубже проникнуть в физическую природу гидравлических сопротивлений. Несколько позже работы Н. Е. Жуковского (1847–1921) и Прандтля (1875–1953) продвинули вперед изучение важнейших.

Жидкостью называют физическое тело, которое изменяет свою форму под действием самых незначительных сил. Оно обладает свойством текучести, т.е. большой подвижностью своих частиц, и поэтому принимает форму сосуда, в котором находится. Жидкости разделяют на два класса: малосжимаемые (капельные) и сжимаемые (газообразные). Капельные жидкости в малых количествах принимают сферическую форму, а в больших – образуют свободную поверхность. Газы в отличие от капельных жидкостей способны к значительному уменьшению своего объема под действием давления и к неограниченному расширению при его отсутствии.

Важнейшими физическими свойствами жидкостей и газов являются удельный вес, плотность, сжимаемость, вязкость.

Удельный вес жидкости (γ) представляет собой вес единицы ее объема:

$$\gamma = \frac{G}{V}, \text{ Н/м}^3$$

где G – вес жидкости, Н;

V – объем жидкости, м^3 .

Удельный вес – величина векторная, его значение зависит от ускорения свободного падения в точке определения (обычно $g = 9,81 \text{ м/с}^2$). Для воды при $+4^\circ\text{С}$ $\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$.

Плотность жидкости (ρ) представляет собой массу единицы ее объема:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3$$

где m – масса жидкости, кг;

V – объем жидкости, м^3 .

Для воды при $+4^\circ\text{С}$ $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Между удельным весом и плотностью существует связь через ускорение свободного падения:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{G}{gV} = \frac{\gamma}{g}$$

Сжимаемость жидкости – это ее свойство изменять объем при изменении давления, характеризуется *коэффициентом объемного сжатия* (β_v), выражающем относительное уменьшение объема жидкости при увеличении давления на единицу:

$$\beta_v = \frac{V_1 - V_2}{(p_2 - p_1)V_1}, \text{ Па}^{-1}$$

где V_1 и V_2 – соответственно начальный и конечный объемы жидкости;

p_1 и p_2 – соответственно начальное и конечное давления.

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, называется модулем упругости жидкости и обозначается E_0 :

$$E_0 = 1/\beta_v, \text{ Па}$$

В среднем для воды $\beta_v = 0,5 \cdot 10^{-9} \text{ Па}^{-1}$ и $E_0 = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$.

Ввиду малого значения коэффициента объемного сжатия капельных жидкостей в большинстве расчетов жидкость рассматривают как несжимаемое тело.

В отличие от капельных жидкостей газы характеризуются значительной сжимаемостью и высокими значениями коэффициента температурного расширения. Зависимость плотности газов от давления и температуры устанавливается уравнением состояния. Наиболее простыми свойствами обладает газ, разреженный настолько, что взаимодействие между его молекулами может не учитываться – так называемый совершенный (идеальный) газ. Для совершенных газов справедливо уравнение Клайперона, позволяющее определять плотность газа при известных значениях давления и температуры:

$$\rho = p/RT$$

где p – абсолютное давление; R – удельная газовая постоянная, различная для разных газов, но не зависящая от температуры и давления; T – абсолютная температура. Поведение реальных газов незначительно отличается от поведения совершенных газов и для них в широких пределах можно пользоваться уравнениями состояния совершенных газов. Отклонения делаются заметными только при сильном сжатии газа и в особенности тогда, когда температура газа настолько понижена, что начинается сжижение. Указанные отклонения подробно изучаются в термодинамике. В технических расчетах плотность газа обычно приводят к нормальным физическим условиям ($t = 0^\circ\text{C}$, $p = 101\,325 \text{ Па}$) или к стандартным условиям ($t = 20^\circ\text{C}$, $p = 101\,325 \text{ Па}$). При других условиях плотность воздуха определяется по формуле:

$$\rho = \rho_0 (p T_0 / p_0 T)$$

Вязкость жидкости – это ее свойство оказывать сопротивление относительному движению (сдвигу) частиц жидкости. Силы внутреннего трения, возникающие в результате скольжения слоев частиц жидкости, прямо пропорциональны скорости относительного движения и площади поверхности соприкасающихся слоев:

$$T = \pm \mu S \frac{du}{dy} = \tau S$$

где μ – коэффициент пропорциональности, называется динамической или абсолютной вязкостью, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

S – площадь поверхности соприкасающихся слоев, м^2 ;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости перемещения слоев, с^{-1} ;

τ -- касательное напряжение, Па .

Пояснение понятия вязкости жидкости

Пусть скорость движения какого-нибудь слоя А равна u , а скорость движения соседнего слоя В больше на величину du . Величина du выражает собой абсолютный сдвиг слоя В по слою А за единицу времени. Отношение du к расстоянию между слоями А и В, которое равно dy называется относительным сдвигом. Сила трения, приходящаяся на единичную площадь, прямо пропорциональна относительному сдвигу:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

Из предыдущей формулы видно, что:

$$\mu = \frac{dy}{du} \tau, \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Для воды при 20⁰С динамическая вязкость составляет около 10⁻³ Па · с.

Кинематической вязкостью жидкости называется отношение динамической вязкости данной жидкости к ее плотности:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2/\text{с}$$

Кинематическая вязкость воды при 20⁰С приблизительно равна 10⁻⁶ м²/с.

Вязкость капельных жидкостей с ростом температуры уменьшается, а вязкость газов – наоборот увеличивается.

Жидкости, у которых динамическая вязкость не зависит от скорости движения, а зависит в основном от температуры и совсем незначительно от давления называют ньютоновскими или нормальными жидкостями. Также существуют неньютоновские жидкости, для которых закон внутреннего трения выражается в виде:

$$\tau = \tau_{\Pi} \pm \mu \frac{du}{dy},$$

где τ_{Π} -- касательные напряжения в покоящейся жидкости, после преодоления которых она приходит в движение.

К неньютоновским жидкостям относятся нефтепродукты, смазочные масла, коллоидные растворы, растворы полимеров, краски, суспензии и эмульсии.

Тема 2 Гидростатика жидкости

Гидростатическое давление и его свойства. Свободная поверхность. Основное уравнение гидростатики. Абсолютное и манометрическое давление. Пьезометрическая высота. Вакуум. Давление жидкости на плоские поверхности. Центр давления. Этюра давления.

#ТеоретическийРаздел

Гидростатикой называется раздел гидравлики, изучающий законы равновесия покоящейся жидкости.

Внешние силы, действующие на некоторый объем покоящейся жидкости делятся на две категории: массовые и поверхностные.

Массовые силы пропорциональны массе выделенного объема жидкости и действуют на все частицы этого объема (сила тяжести, сила инерции).

Поверхностные силы пропорциональны площади внешней поверхности выделенного объема жидкости и действуют в каждой точке внешней поверхности этого объема (атмосферное давление на свободную поверхность жидкости, давление стенок сосуда на жидкость).

Под действием внешних сил в каждой точке объема покоящейся жидкости возникают внутренние силы, обуславливающие ее напряженное состояние (давление), называемое гидростатическим.

В гидравлике существует понятие среднего гидростатического давления и гидростатического давления в точке.

Среднее гидростатическое давление определяется по отношению поверхностной силы, действующей на некоторую поверхность рассматриваемого объема жидкости, к площади этой поверхности:

$$p_{\text{ср}} = \frac{P}{\omega}, \text{ Н/м}^2$$

где P – суммарная сила гидростатического давления, представляющая собой равнодействующую всех сил, приложенных к различным точкам выделенной поверхности, Н;

ω – площадь выделенной поверхности, м^2 .

Гидростатическое давление в точке определяется как предел отношения суммарной силы гидростатического давления к площади, на которую она действует, при стремлении этой площади к нулю:

$$p = \lim_{\omega \rightarrow 0} (P/\omega)$$

В системе СИ за единицу давления принят паскаль (Па) -- равномерно распределенное давление, при котором на площадь 1 м^2 действует сила 1 Н.

Гидростатическое давление можно отсчитывать от нуля (абсолютное давление), или от атмосферного давления (избыточное или манометрическое давление):

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{а}} + p_{\text{изб.}}$$

Гидростатическое давление обладает двумя свойствами:

1. На поверхности жидкости гидростатическое давление всегда направлено по нормали внутрь рассматриваемого объема, т.е. представляет собой напряжение сжатия.
2. В любой точке внутри жидкости гидростатическое давление по всем направлениям одинаково, т.е. оно не зависит от угла наклона площадки, на

которую оно действует в данной точке.

Уравнения равновесия бесконечно малого прямоугольного параллелепипеда в покоящейся жидкости по осям координат имеют следующий общий вид:

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_x}{\partial x} = 0; \quad X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_y}{\partial y} = 0; \quad X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_z}{\partial z} = 0.$$

Эти уравнения выражают закон распределения гидростатического давления. После их преобразования, сложения и интегрирования (при $\rho = \text{const}$) уравнение равновесия покоящейся жидкости принимает вид:

$$p = \rho U + C,$$

где C – постоянная интегрирования;

U – функция, отражающая потенциал сил, необходимый для сохранения равновесия жидкости: $U = f(x, y, z)$. Данными силами являются сила тяжести и сила инерции.

Если известны давление p_0 и потенциальная функция U_0 для точки жидкости, то уравнение принимает вид:

$$p_0 = \rho U_0 + C, \text{ или } C = p_0 - \rho U_0$$

С учетом этого окончательно получим:

$$p = p_0 + \rho(U - U_0)$$

С помощью этого уравнения можно определить гидростатическое давление в любой точке жидкости, если для этой точки известны пограничные условия p_0 и U_0 и значения функции U .

Поверхностью равного давления или *поверхностью уровня* называют поверхность, во всех точках которой гидростатическое давление имеет одинаковое значение.

Свободной поверхностью называют поверхность равного давления на границе раздела жидкости с газом.

Возможны три положения свободной поверхности жидкости, находящейся под действием силы тяжести и силы инерции.

1. Если покоящаяся жидкость находится только под действием силы тяжести G , ее проекции на оси координат будут: $X=0$, $Y=0$, $Z=g$. Дифференциальное уравнение равновесия имеет вид: $g\delta z=0$. После интегрирования получаем: $z = \text{const}$. Это означает, что свободная поверхность жидкости, находящейся только под действием силы тяжести есть горизонтальная плоскость.

2. Если жидкость заключена в цистерне, которая движется прямолинейно с постоянным ускорением a , то на нее будут действовать сила тяжести и сила инерции, а их проекции на оси координат будут: $X=-a$, $Y=0$, $Z=g$. Дифференциальное уравнение равновесия принимает вид: $-a\delta x + g\delta z=0$, откуда:
 $z = (a/g) \cdot x + C$

Данное уравнение является уравнением наклонной плоскости, а свободная поверхность жидкости в данном случае будет наклонена к горизонту под углом α , тангенс которого равен:

$$\text{tg } \alpha = a/g.$$

3. Если жидкость заключена в сосуде, который вращается вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью ω , то на нее действуют сила тяжести с проекциями на оси координат $X=0$, $Y=0$, $Z=g$ и центробежная сила инерции с проекциями: $X=\omega^2 x$, $Y=\omega^2 y$ и $Z=0$. На свободной поверхности в данных условиях уравнение равновесия примет вид:

$$z = -\frac{\omega^2 r^2}{2g},$$

где $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ – радиус точек свободной поверхности жидкости во вращающемся сосуде, имеющей вид параболоида вращения вокруг оси z .

Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля

Пусть на жидкость, находящуюся в сосуде в абсолютном покое действует только сила тяжести. Свободная поверхность жидкости в данном случае является горизонтальной плоскостью. Давление на свободной поверхности принимается равным p_0 . Для определения гидростатического давления в точке А, расположенной на глубине h от свободной поверхности выделим вокруг точки А горизонтальную круговую площадку площадью ω и построим над ней вертикальный цилиндрический объем высотой h .

Вывод основного уравнения гидростатики

На цилиндрический объем действуют сверху вниз сила давления, равная $p_0\omega$ и вес жидкости в указанном объеме, равный $\gamma h\omega$. Снизу вверх действует сила гидростатического давления на нижнюю площадку цилиндра, равная $p\omega$. Так как данный объем жидкости находится в равновесии, то сумма проекций всех сил на вертикальную ось равна нулю:

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

Силы давления, действующие на боковую поверхность цилиндра, в уравнение не входят, так как их проекция на вертикальную ось равна нулю.

После сокращения на ω и перегруппировки получаем:

$$p = p_0 + \gamma h$$

Данное уравнение называется основным уравнением гидростатики. Оно показывает, что абсолютное давление в любой точке покоящейся жидкости на глубине h складывается из давления на свободной поверхности p_0 и давления, созданного весом столба жидкости γh .

Если в данном уравнении вместо h подставить $z - z_0$, разделить все члены равенства на γ и перегруппировать их, то получим:

$$z + p/\gamma = z_0 + p_0/\gamma = \text{const}$$

Это вторая форма записи основного уравнения гидростатики.

Закон Паскаля вытекает из основного уравнения гидростатики и формулируется следующим образом: давление, приложенное к внешней поверхности жидкости, передается всем точкам этой жидкости и по всем направлениям одинаково. Из него следует, что сила давления на площадку внутри жидкости пропорциональна площади этой площадки:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{F_1}{F_2},$$

где P_1 и P_2 – силы давления на площадки F_1 и F_2 .

На использовании закона Паскаля основано устройство различных гидравлических машин: гидравлических прессов, домкратов, подъемников и т.д.

Абсолютное и манометрическое давление. Пьезометрическая высота. Вакуум

Абсолютное гидростатическое давление в любой точке жидкости определяется основным уравнением гидростатики, как сумма внешнего давления на свободную поверхность жидкости и избыточного давления, создаваемого слоем воды над рассматриваемой точкой (γh).

Простейшим прибором для измерения давления жидкости является пьезометр. Он представляет собой открытую сверху стеклянную трубку диаметром 5 – 12 мм, соединенную нижним концом с той областью жидкости, где требуется измерить давление. На трубку наносятся деления или за нее помещается измерительная шкала.

Установка пьезометра

В открытом сосуде на свободную поверхность жидкости действует атмосферное (барометрическое) давление. При этом основное уравнение гидростатики для точки А принимает вид:

$$p_{\text{абс}} = p_a + \gamma h$$

В закрытом сосуде данное уравнение для точки А можно записать в двух видах:

$$p_{\text{абс}} = p_a + \gamma h_p \text{ и } p_{\text{абс}} = p_0 + \gamma h$$

Из этих уравнений можно выразить величину h_p :

$$h_p = \frac{p_0 - p_a}{\gamma} + h, \text{ м}$$

Величина h_p называется *пьезометрической высотой*. Она показывает избыточное давление в точке присоединения пьезометра (А). В открытом сосуде $h_p = h$ так как $p_0 = p_a$, т.е. пьезометрическая высота равна глубине погружения точки А в жидкость.

Пьезометрическим напором H_p называется высота поднятия воды в пьезометре с учетом расстояния от выбранной плоскости отсчета:

$$H_p = h_p + z = \frac{p_0 - p_a}{\gamma} + h + z, \text{ м}$$

Давление на жидкость ниже атмосферного называется вакуумметрическим давлением, или *вакуумом*. Он показывает недостаток давления до атмосферного:

$$p_{\text{вак}} = p_a - p_{\text{абс}}$$

Для измерения вакуума используют вакуумметр, простейший из которых представляет собой стеклянную трубку с делениями, одна сторона которой присоединена к сосуду, где измеряется вакуум, а другая погружена под поверхность воды в открытом сосуде.

Установка вакуумметра

В связи с тем, что $p_0 < p_a$, жидкость поднимается в трубке из сосуда с водой на высоту $h_{\text{вак}}$ под действием атмосферного давления. Поэтому справедливо уравнение:

$$p_a = p_0 + \gamma h_{\text{вак}}, \text{ откуда:}$$

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_a - p_0}{\gamma}$$

Используя основное уравнение гидростатики, можно найти силу давления жидкости на ограничивающие ее твердые стенки. Эта задача имеет большое

практическое значение при расчетах гидротехнических сооружений и резервуаров.

Пусть имеется плоская стенка площадью, наклоненная к горизонту под некоторым углом α , сдерживающая жидкость в прямоугольном резервуаре. Различные точки рассматриваемой стенки, находясь на различных глубинах, испытывают различное давление. Необходимо определить силу давления жидкости на эту стенку.

Определение силы давления жидкости на плоскую стенку

Проекцию данной стенки на плоскость чертежа примем за ось координат Oy с началом в точке O , находящейся на свободной поверхности жидкости. Тогда ось координат Ox , также имеющая начало в точке O , будет проходить по линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости.

Выделим в данной стенке плоскую прямоугольную фигуру AB площадью ω . Повернув фигуру AB вокруг оси Oy до совмещения с плоскостью чертежа, выделим на площади ω полосу с бесконечно малой шириной dy . Эта полоска, имеющая бесконечно малую площадь $d\omega$ и погруженная в жидкость на глубину h , будет находиться на расстоянии y от оси Ox .

Согласно основному уравнению гидростатики, гидростатическое давление в любой точке оси полоски равно:

$$p = p_0 + \gamma h$$

где p_0 – давление на свободной поверхности жидкости.

Так как ширина выделенной полоски бесконечно мала, гидростатическое давление во всех ее точках является одинаковым. Тогда сила гидростатического давления на данную полоску равна:

$$\partial P = p \cdot \partial \omega = (p_0 + \gamma h) \cdot \partial \omega$$

Поскольку площадь фигуры ω складывается из суммы площадей элементарных полосок, то сила гидростатического давления на всю стенку будет равна сумме элементарных сил давления на эти полоски:

$$P = \sum \partial p = \sum (p_0 + \gamma h) \cdot \partial \omega = p_0 \sum \partial \omega + \gamma \sum h \partial \omega$$

Исходя из соотношений прямоугольного треугольника и рассматриваемой схемы $h = y \cdot \sin \alpha$. Тогда:

$$P = p_0 \sum \partial \omega + \gamma \sin \alpha \sum y \partial \omega$$

$\sum y \partial \omega$ – это статический момент площади фигуры AB относительно оси Ox , который равен произведению площади ω на координату y_c ее центра тяжести:

$$\sum y \partial \omega = y_c \omega$$

Так как $\sum \partial \omega = \omega$, а $y_c \sin \alpha = h_c$, получаем:

$$P = p_0 \omega + \gamma \sin \alpha h_c \omega / \sin \alpha = p_0 \omega + \gamma h_c \omega = (p_0 + \gamma h_c) \omega$$

По основному уравнению гидростатики величина, стоящая в скобках представляет собой гидростатическое давление в центре тяжести стенки p_c , поэтому окончательно получим:

$$P = p_c \omega$$

То есть, сила полного гидростатического давления на плоскую фигуру равна произведению гидростатического давления в центре ее тяжести на ее площадь.

Если на свободной поверхности жидкости $p_0 = p_a$, то сила полного гидростатического давления на плоскую фигуру равна произведению избыточного гидростатического давления в центре ее тяжести на ее площадь:

$$P = p_{c \text{ изб}} \omega = \gamma h_c \omega$$

Из этой формулы видно, что сила давления жидкости на дно сосуда, если оно горизонтально, зависит только от площади дна ω и глубины жидкости в сосуде h , и не зависит от формы сосуда, в который она налита. Это свойство жидкости называется гидростатическим парадоксом.

Центр давления. Эпюра давления

Любая сила характеризуется величиной, направлением действия и точкой приложения. Поэтому, чтобы иметь полное представление о суммарной силе гидростатического давления на фигуру, кроме ее величины и направления необходимо знать точку приложения этой силы, которая называется *центром давления*.

На схеме к определению силы давления жидкости на плоскую стенку глубина, на которой расположен центр давления D, обозначена как h_D , а координата данной точки – как y_D .

Значение координаты центра давления находят из выражения:

$$y_D = y_c + \frac{I_0}{\omega y_c}$$

где y_c – координата центра тяжести (точки C);

I_0 – центральный момент инерции площади фигуры относительно оси, проходящей ее через центр тяжести и параллельной оси Oх.

Центральный момент инерции площади всегда положителен, поэтому $y_D > y_c$, т.е. центр давления всегда лежит ниже центра тяжести площади, за исключением горизонтальной стенки, когда расстояние между ними равно: $y_D = y_c$. Слагаемое $\frac{I_0}{\omega y_c}$ определяет, насколько ниже центра тяжести смещен центр давления.

Определение другой координаты центра давления x_D для точки D как правило осуществляется из условия симметрии.

Для графического изображения закона изменения гидростатического давления по глубине служат *эпюры давления*. Площадь эпюры выражает силу давления, а центр тяжести эпюры – это точка, через которую проходит равнодействующая сила давления.

При построении эпюр учитывают, что давление всегда направлено по нормали к стенке, а основное уравнение гидростатики $p = p_0 + \gamma h$ является уравнением прямой, где переменной является глубина h с угловым коэффициентом γ , а p_0 – свободным членом.

Эпюры абсолютного и избыточного гидростатического давления на горизонтальное дно резервуара изображаются прямоугольниками, поскольку глубина h не меняется:

Для построения эпюр давления на вертикальную плоскую стенку откладывают в выбранном масштабе силы гидростатического давления по горизонтальному направлению на поверхности жидкости и у дна, и затем соединяют концы этих отрезков прямой линией.

В данном случае эпюра абсолютного гидростатического давления представляет собой трапецию, а эпюра избыточного давления – треугольник.

Если плоская стенка, на которую действует жидкость, наклонена к горизонту под углом α , то основное уравнение гидростатики по отношению к ней принимает следующий вид:

$$p = p_0 + \gamma L \sin \alpha$$

Эпюра абсолютного гидростатического давления при наклонной стенке представляет собой наклонную трапецию, а эпюра избыточного давления – наклонный треугольник.

Тема 3 Гидродинамика жидкости

Равномерное и неравномерное движение. Напорный и безнапорный поток. Уравнение неразрывности потока. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Основное уравнение равномерного движения жидкости.

#ТеоретическийРаздел

Гидродинамика – это раздел гидравлики, изучающий законы движения жидкости, а также взаимодействия между жидкостью и твердыми телами при их относительном движении.

Гидродинамическими характеристиками потока жидкости являются гидродинамическое давление и скорость движения.

Гидродинамическое давление – это внутреннее давление, развивающееся при движении жидкости.

Скорость движения жидкости в данной точке – это скорость перемещения в пространстве частицы жидкости, находящейся в данной точке.

Движение жидкости может быть установившимся и неустойчивым.

Устойчивым называется такое движение, при котором скорость и давление в любой точке пространства, занятого жидкостью, не изменяются с течением времени, и зависят только от координат точки. Примером установившегося движения является истечение жидкости из сосуда, в котором поддерживается постоянный уровень.

Неустойчивым называется такое движение, при котором скорость и давление в любой точке пространства, занятого жидкостью, изменяются с течением времени. Примером неустойчивого движения жидкости является опорожнение сосуда через отверстие в дне.

Для изучения законов движения жидкости используют понятия траектории, линии тока и элементарной струйки.

Траектория – это линия, описывающая последовательное положение частицы жидкости в пространстве с течением времени.

Линия тока – это такая линия в движущейся жидкости, касательные к которой в любой точке совпадают с направлением векторов скорости частиц, расположенных на этой линии в данный момент времени. Линия тока связывает между собой различные лежащие на ней частицы и характеризует направление их движения в данный момент времени.

При установившемся движении линия тока совпадает с траекторией движения лежащих на ней частиц и не изменяет своей формы с течением времени.

При неустойчивом движении линия тока и траектории движения частиц не совпадают.

Линия тока и траектория движения частиц жидкости при неустойчивом движении

Струя жидкости, вытекающая через отверстие в стенке сосуда, непрерывно меняет свое положение с течением времени. Для трех моментов времени (t_1 ; t_2 ; t_3) и напоров (H_1 ; H_2 ; H_3) имеются три различные линии тока. Однако, траектория движения частиц A_1 ; A_2 ; A_3 не совпадает ни с одной из них.

Если в движущейся жидкости выделить бесконечно малый замкнутый контур и через все его точки провести линии тока, соответствующие данному

моменту времени, то образуется трубчатая поверхность, называемая трубкой тока.

Элементарной струйкой называется масса жидкости, движущейся внутри трубки тока.

Трубка тока и элементарная струйка

Элементарная струйка имеет следующие свойства:

- при установившемся движении не меняет своей формы и ориентации в пространстве;
- ни одна частица жидкости не может проникнуть внутрь струйки или выйти наружу через трубку тока;
- ввиду бесконечно малого поперечного сечения струйки скорости во всех точках этого сечения можно считать одинаковыми.

Поток жидкости и его гидравлические элементы. Равномерное и неравномерное движение

Поток жидкости – это совокупность элементарных струек, проходящих через площадку достаточно больших размеров. Скорости движения отдельных элементарных струек потока могут быть различными, поэтому соседние струйки жидкости в потоке могут скользить одна по другой, не перемешиваясь друг с другом.

По характеру движения жидкости потоки делятся на:

- *напорные* – полностью ограниченные со всех сторон твердыми стенками, движение жидкости в них происходит под влиянием давления, сообщаемого внешним источником;
- *безнапорные* – лишь частично ограниченные твердыми стенками, и имеющие свободную поверхность, движение жидкости в них происходит только под действием силы тяжести;
- *струи* – ограниченные со всех сторон жидкой или газообразной средой, движение жидкости в них происходит по инерции под влиянием начальной скорости, созданной давлением или силой тяжести.

Для характеристики размеров и формы поперечного сечения потока служат гидравлические элементы потока, такие как живое сечение, смоченный периметр, гидравлический радиус, эквивалентный диаметр.

Живое сечение (ω) – это сечение потока, проведенное перпендикулярно линиям тока. Обычно под живым сечением понимают плоскость, перпендикулярную к общему направлению движения жидкости, но в действительности во многих случаях (например, в конических трубах) живое сечение является криволинейной поверхностью.

Смоченный периметр (χ) – это часть периметра живого сечения потока, в которой жидкость соприкасается с твердыми стенками.

Гидравлический радиус (R) – это отношение площади живого сечения потока к его смоченному периметру:

$$R = \frac{\omega}{\chi}$$

Эквивалентный диаметр (d_e) – это произведение гидравлического радиуса на 4:

$$d_s = 4 R = \frac{4 \omega}{\chi}$$

Для круглых труб диаметром d , полностью заполненных водой, гидравлический радиус равен:

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{\pi d^2}{4\pi d} = \frac{d}{4},$$

а эквивалентный диаметр:

$$d_s = 4 R = d$$

Равномерным называют установившееся движение жидкости, при котором живые сечения и скорости в соответствующих точках этих сечений по всей длине потока одинаковы. Пример – движение воды в трубе постоянного диаметра.

Неравномерным называют установившееся движение жидкости, при котором живые сечения или соответствующие скорости в данных сечениях изменяются по длине потока. Пример – движение жидкости в конической трубе.

Плавноизменяющимся называют неравномерное движение жидкости, при котором кривизна линий тока и угол расхождения между ними очень малы, поэтому их можно не учитывать. В результате живые сечения при плавноизменяющемся движении считают плоскими, расположенными нормально к оси потока, а гидростатическое давление распределяется по живому сечению по основному уравнению гидростатики.

Уравнение неразрывности потока

Расходом жидкости называется ее количество, проходящее через живое сечение потока в единицу времени. Расход измеряется в единицах объема (обозначается Q), веса (обозначается G) или массы (обозначается M). Между объемным, весовым и массовым расходами существует зависимость:

$$Q = \frac{G}{\gamma} = \frac{M}{\rho}$$

В гидравлике в основном оперируют объемным расходом жидкости, главными единицами которого являются: $\text{м}^3/\text{с}$; $\text{м}^3/\text{ч}$; $\text{л}/\text{с}$; $\text{л}/\text{мин}$.

Средней скоростью потока называется частное от деления расхода потока на его площадь живого сечения:

$$v = \frac{Q}{\omega}$$

Средняя скорость – это такая воображаемая одинаковая для всех точек живого сечения скорость, при которой через это сечение проходит тот же объемный расход, что и при действительных скоростях жидкости в различных точках поперечного сечения потока.

Определение средней скорости потока

Рассмотрим установившееся движение несжимаемой жидкости в жестком русле переменного сечения, в котором выделены два различных по площади живых сечения I-I и II-II, и рассмотрим заключенный между ними участок потока.

Вывод уравнения неразрывности для потока жидкости

Через сечение I-I за время Δt на участок потока потупит масса жидкости m_1 , а через сечение II-II за это время выйдет масса жидкости m_2 . Поскольку жидкость несжимаема, стенки, ограничивающие поток, жесткие, а сам поток сплошной, масса m_1 и масса m_2 будут равны:

$$m_1 = m_2 = \text{const}$$

Поскольку $m = \rho Q \Delta t$, получим:

$$\rho_1 Q_1 \Delta t = \rho_2 Q_2 \Delta t$$

Так как в данном случае $\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$ и $\Delta t = \text{const}$, получим:

$$Q_1 = Q_2 = Q = \text{const}$$

Данное уравнение называется *уравнением постоянства расхода* – при установившемся движении несжимаемой жидкости расход в любом сечении ее живого потока постоянен.

Так как $Q = \omega v$, можно записать:

$$\omega_1 v_1 = \omega_2 v_2 = \omega v = \text{const}$$

Данное уравнение называется *уравнением неразрывности потока* – при установившемся движении несжимаемой жидкости произведение площади живого сечения на среднюю скорость потока является постоянной величиной. Из данного уравнения также следует, что при установившемся движении средние скорости потока обратно пропорциональны площадям соответствующих живых сечений:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости

Рассмотрим установившееся движение идеальной жидкости, находящейся под воздействием только силы тяжести. В потоке данной жидкости выделим элементарную струйку и определим полную удельную энергию жидкости в двух произвольных сечениях. Удельная энергия – это энергия, отнесенная к единице силы тяжести жидкости.

Любая частица жидкости массой m , занимающая в элементарной струйке объем ΔV , обладает запасом полной удельной энергии E , которая складывается из удельной потенциальной энергии E_n и удельной кинетической энергии E_k :

$$E = E_n + E_k$$

Запас удельной потенциальной энергии частицы жидкости состоит из удельных потенциальных энергий положения $E_{\text{пол}}$ и давления $E_{\text{дав}}$, которые входят в основное уравнение гидростатики:

$$E_n = E_{\text{пол}} + E_{\text{дав}} = z + \frac{p}{\gamma}$$

где z – удельная потенциальная энергия положения;

$\frac{p}{\gamma}$ – удельная потенциальная энергия давления.

Запас удельной кинетической энергии частицы жидкости равен отношению полной кинетической энергии данной частицы жидкости к силе тяжести:

$$E_k = \frac{E_{\text{к.пол}}}{mg} = \frac{mu^2}{2mg} = \frac{u^2}{2g}$$

где u – скорость частицы;

g – ускорение свободного падения.

Полная энергия частицы жидкости будет равна:

$$E = E_n + E_k = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g}$$

Пусть в сечении I-I элементарной струйки скорость движения жидкости u_1 , давление p_1 , а высота расположения центра тяжести, отсчитанная от произвольной горизонтальной плоскости z_1 , в сечении II-II – соответственно u_2, p_2, z_2 .

Вывод уравнения Бернулли для элементарной струйки

Полная удельная энергия элементарной струйки в сечениях I-I и II-II будет равна:

$$E_1 = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}$$
$$E_2 = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}$$

При движении идеальной жидкости не возникает сил сопротивления (трения), поэтому на основе закона сохранения энергии $E_1 = E_2$:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}$$

Но так сечения I-I и II-II были взяты произвольно, вдоль всей длины элементарной струйки идеальной жидкости справедливо равенство:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const}$$

Данное уравнение называется уравнением Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Оно показывает, что для элементарной струйки идеальной жидкости полная удельная энергия есть величина постоянная.

Члены данного уравнения измеряются в единицах длины (м) и имеют следующие названия: z -- геометрический напор, $\frac{p}{\gamma}$ – пьезометрическая высота, $\frac{u^2}{2g}$ – скоростной напор. Полная удельная энергия E также называется полным напором, и обозначается H :

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g}, \text{ м}$$

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости

Если вместо идеальной жидкости рассматривать реальную жидкость, то по длине струйки полная удельная энергия будет убывать, так как часть данной энергии будет затрачиваться на преодоление сопротивлений движению, обусловленных внутренним трением вязкой жидкости. Поэтому полная удельная энергия в сечении I-I будет всегда больше, чем полная удельная энергия в следующем за ним на некотором расстоянии сечении II-II на величину потерь энергии, обозначаемых как h_n .

Пояснение уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости

В соответствии с законом сохранения энергии при учете h_n уравнение Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости принимает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_n$$

Величина h_n называется потерями напора, и также измеряется в единицах длины (метрах).

При переходе от элементарной струйки к потоку реальной жидкости кроме потерь напора необходимо также учитывать неравномерность распределения скоростей по сечению потока.

Выберем два сечения потока реальной жидкости и рассмотрим в этих сечениях среднюю удельную энергию потока.

Вывод уравнения Бернулли для потока реальной жидкости

Полная средняя удельная энергия потока, как и для элементарной струйки, складывается из средней удельной потенциальной энергии и средней удельной кинетической энергии потока:

$$E_{cp} = E_{пот.ср} + E_{кин.ср}$$

При установившемся плавноизменяющемся движении жидкости гидростатический напор в пределах сечения одинаков для всех точек данного сечения:

$$z + \frac{p}{\gamma} = const$$

Поэтому в рассматриваемых условиях удельная потенциальная энергия во всех точках живого сечения также будет одинакова:

$$E_{пот.ср} = z + \frac{p}{\gamma}$$

Кинетическая энергия отдельных струек потока различна, поскольку скорости их движения отличаются. При определении средней удельной кинетической энергии потока в качестве расчетной обычно используют среднюю скорость потока, а ошибку, которая при этом возникает, учитывают введением коэффициента α :

$$E_{кин.ср} = \frac{\alpha v^2}{2g}$$

где α – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса), представляющий собой отношение действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии, вычисленной по средней скорости. Этот коэффициент зависит от степени неравномерности распределения скоростей в поперечном сечении потока, и для идеальной жидкости равен единице. При равномерном движении жидкости в трубах $\alpha = 1,05 - 1,1$, поэтому при расчете трубопроводов часто его не учитывают. Однако в некоторых случаях значения α могут быть намного больше единицы.

С учетом средних значений удельной потенциальной и удельной кинетической энергий потока полная средняя удельная энергия равна:

$$E_{cp} = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$$

При этом с учетом потерь энергии уравнение Бернулли для потока реальной жидкости будет иметь следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Члены этого уравнения имеют тот же геометрический и энергетический смысл, что и члены уравнения Бернулли для элементарной струйки реальной жидкости. Удельную кинетическую энергию (скоростную высоту) в данном уравнении представляет слагаемое $\frac{\alpha v^2}{2g}$.

Как видно из графического представления данного уравнения, потери напора вдоль потока постоянно возрастают, при этом энергия, теряемая жидкостью, превращается в тепловую форму энергии.

Графическое представление уравнения Бернулли для потока реальной жидкости

Уменьшение полной удельной энергии жидкости, приходящееся на единицу длины потока, называется *гидравлическим уклоном*:

$$i = \frac{h_{\pi}}{l} = \frac{\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) \right]}{l}$$

Изменение удельной потенциальной энергии жидкости, приходящееся на единицу длины потока, называется *пьезометрическим уклоном*:

$$j = \frac{\left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) \right]}{l}$$

Пьезометрический уклон может быть как положительным, так и отрицательным, а гидравлический уклон всегда положителен.

При равномерном движении жидкости, когда скорость потока по длине не меняется, пьезометрическая и энергетическая линии параллельны, а пьезометрический уклон равен гидравлическому уклону.

Рассмотрим поток реальной жидкости с равномерным движением ($v = \text{const}$, $\alpha = \text{const}$, $\omega = \text{const}$). Выделим в данном потоке два сечения I-I и II-II, центры тяжести которых находятся на расстояниях z_1 и z_2 от горизонтальной плоскости отсчета O-O.

Вывод основного уравнения равномерного движения жидкости

Запишем уравнение Бернулли для потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Учитывая, что при равномерном движении $v_1 = v_2$ и $\alpha_1 = \alpha_2$, данное уравнение примет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + h_{\pi}$$

Поскольку средние скорости и их распределение в обоих сечениях одинаковы, частицы жидкости переходя от одного сечения к другому, не испытывают ускорения. Поэтому сумма проекций всех внешних сил на любую ось, приложенных к объему жидкости между сечениями равна нулю.

Составим сумму проекций всех сил на ось потока x-x. На выделенный сечениями объем жидкости длиной l действуют следующие внешние силы: сила

тяжести, силы гидродинамического давления и сила трения.

Сила тяжести направлена по вертикали вниз и приложена в центре тяжести выделенного объема:

$$G = \gamma \omega l$$

Силы гидродинамического давления P_1 и P_2 направлены по нормальям к сечениям I-I и II-II и действуют во встречных направлениях, они равны произведению средних гидродинамических давлений в соответствующих сечениях на площадь живого сечения потока:

$$P_1 = p_1 \omega ; P_2 = p_2 \omega$$

Сила трения действует на поверхности соприкосновения потока со стенками и направлена в сторону, противоположную движению:

$$T = \tau \chi l$$

Как отмечалось выше, сумма проекций всех данных будет сил равна нулю:

$$P_1 - P_2 + G \sin \beta - T = 0$$

Силы реакции стенок, ограничивающих выделенный объем жидкости, которые действуют на боковую поверхность данного объема, направлены нормально к оси потока, поэтому их проекция на ось x-x равна нулю.

После подстановки в данное уравнение выражений отдельных сил получим:

$$p_1 \omega - p_2 \omega + \gamma \omega l \sin \beta - \tau \chi l = 0$$

Поскольку из прямоугольного треугольника $\sin \beta = \frac{(z_1 - z_2)}{l}$, после подстановки этого значения уравнение примет вид:

$$p_1 \omega - p_2 \omega + \gamma \omega l \frac{(z_1 - z_2)}{l} - \tau \chi l = 0$$

Разделим все члены данного уравнения на $\gamma \omega$:

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - \frac{\tau \chi l}{\gamma \omega} = 0$$

С учетом равенства $R = \frac{\omega}{\chi}$, окончательно получим:

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 - \frac{\tau l}{\gamma R} = 0$$

Сравнение данного уравнения с уравнением Бернулли для равномерного потока реальной жидкости показывает их полную аналогию, поэтому можно сделать вывод, что:

$$h_{\pi} = \frac{\tau l}{\gamma R}$$

Полученное уравнение представляет собой общее выражение для определения потерь напора при равномерном движении жидкости.

Так как соотношение $\frac{h_{\pi}}{l}$ определяет потерю напора на единицу длины, или гидравлический уклон: $i = \frac{h_{\pi}}{l}$, то после подстановки приходим к равенству:

$$\frac{\tau}{\gamma} = i R$$

Данное уравнение называется *основным уравнением равномерного движения жидкости*. Оно показывает, что направление силы трения, отнесенное к единице веса жидкости, равно произведению гидравлического радиуса на гидравлический уклон потока.

Тема 4 Виды сопротивления

Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса. Характеристика ламинарного движения жидкости. Характеристика турбулентного движения жидкости. Потери напора на трение по длине потока. Потери напора в местных сопротивлениях.

#ТеоретическийРаздел

Виды гидравлических сопротивлений

Поскольку потери напора возникают при движении жидкости, а интенсивность движения характеризуется его скоростью, потери напора в гидравлике выражают через скоростной напор:

$$h_{\pi} = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ – безразмерный коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом сопротивления.

Гидравлические сопротивления, определяющие потери напора потока жидкости, бывают двух видов: *сопротивления по длине* и *местные сопротивления*.

Сопротивления по длине приводят к потерям напора по длине потока (обозначаются h_l), они обусловлены трением вязкой жидкости об ограничивающие ее твердые стенки. Данные потери энергии в чистом виде можно рассматривать при равномерном движении жидкости в прямых трубах постоянного сечения, они прямо пропорциональны длине трубы.

Рассмотрим участок круглой трубы длиной l и диаметром d .

Пояснение потерь напора по длине трубопровода

Выделим на этом участке отрезок длиной, равной диаметру трубы, и обозначим коэффициент его сопротивления через λ , тогда для трубы длиной l и диаметром d коэффициент сопротивления будет в $\frac{l}{d}$ раз больше, чем для участка длиной d . Поэтому получаем, что:

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}$$

где λ – безразмерный коэффициент гидравлического трения.

С учетом полученного выражения для ζ формула для определения потерь напора по длине трубопровода имеет вид:

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

Данная формула называется *формулой Дарси-Вейсбаха*.

Местные сопротивления обусловлены изменениями формы и размеров живого сечения потока, то есть, деформациями потока при протекании через местные относительно короткие участки. Примерами местных сопротивлений являются задвижки, диафрагмы, повороты, вентили и другие устройства, устанавливаемые на трубопроводах.

Местные сопротивления приводят к местным потерям напора (обозначаются h_m). Данные потери не зависят от длины потока и для каждого отдельного сопротивления определяются по формуле:

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления.

Данная формула называется *формулой Вейсбаха*, она отличается от формулы *Дарси-Вейсбаха* тем, что коэффициент ζ в данном случае не выражается через другие параметры, а имеет фиксированное значение, характерное для данного местного сопротивления.

Коэффициенты местных сопротивлений определены экспериментально для различных случаев и сведены в специальные таблицы. При необходимости их определяют опытным путем. Для этого используют два пьезометра, установленные до и после местного сопротивления на расстоянии около $5d$, и определяют потери напора на данном сопротивлении.

Определение потери напора на местном сопротивлении

После определения потери напора коэффициент местного сопротивления можно определить из формулы Вейсбаха:

$$\zeta = \frac{2gh_m}{v^2}$$

Общие потери напора являются суммой потерь напора по длине и местных потерь напора:

$$h_n = h_l + h_m$$

Если на трубопроводе имеется несколько местных сопротивлений, то они суммируются:

$$h_n = h_l + \sum h_m$$

После подстановки вместо h_l и h_m соответствующих выражений получим:

$$h_n = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g}$$

Режимы движения жидкости

Возможны два вида движения жидкостей и газов: ламинарный и турбулентный.

Ламинарное движение характеризуется упорядоченным перемещением отдельных частиц без перемешивания и без пульсаций скорости и давления. Если в прямой трубе постоянного сечения жидкость течет в ламинарном режиме, то все линии тока будут параллельны оси трубы, а поперечные перемещения жидкости в процессе течения отсутствуют.

Турбулентное движение характеризуется интенсивным перемешиванием частиц жидкости и пульсациями скоростей и давлений. Траектории отдельных частиц жидкости при данном движении имеют вид непредсказуемых кривых, что говорит о наличии поперечных и вращательных перемещений, происходящих одновременно с продольным перемещением вдоль трубы.

Существование двух режимов движения было экспериментально подтверждено английским ученым Рейнольдсом. В результате своих опытов

Рейнольдс также установил, что смена режима движения исследуемой жидкости в данной трубе происходит при определенной скорости потока, которая называется *критической скоростью*, определяемой через соотношение:

$$v_{кр} = \frac{K \nu}{d}$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

d – диаметр трубы;

K – безразмерный коэффициент пропорциональности.

Рейнольдс установил, что коэффициент пропорциональности K имеет универсальное значение, т.е. одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Данный коэффициент получил название *критическое число Рейнольдса*, и обозначается $Re_{кр}$. Значение критического числа Рейнольдса зависит от многих факторов, для круглых труб постоянного диаметра оно принимается 2300:

$$Re_{кр} = 2300.$$

Безразмерный комплекс, определяемый как $\frac{vd}{\nu}$, является важным параметром для характеристики режима движения жидкости, и называется числом Рейнольдса:

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

При $Re < Re_{кр}$ движение жидкости происходит в ламинарном режиме, а при $Re > Re_{кр}$ – в турбулентном.

В трубопроводах систем отопления, вентиляции, водоснабжения движение является в основном турбулентным, так как движущаяся среда (вода, пар, воздух) имеет малую вязкость. Ламинарный режим наблюдается при движении по трубам очень вязких жидкостей (масло, нефть), или при движении жидкости в очень узких трубках.

Тема 5 Характеристики ламинарного движения жидкости

#ТеоретическийРаздел

Схематически ламинарный поток можно представить в виде бесконечно большого числа концентрично расположенных цилиндрических слоев, параллельных оси трубопровода и движущихся один внутри другого с различными скоростями, т.е. происходит как бы скольжение одного слоя относительно другого. Одновременно на смежных поверхностях данных слоев при движении реальной жидкости действуют силы трения, направленные противоположно векторам скорости отдельных слоев.

Распределение скоростей и касательных напряжений по живому сечению потока при ламинарном движении жидкости в трубопроводе

Распределение напряжений сил трения по поперечному сечению трубы можно найти из основного уравнения равномерного движения жидкости:

$$\tau = \gamma i R$$

Так как при движении жидкости в трубе гидравлический радиус равен половине радиуса трубы ($R = r/2$), уравнение принимает вид:

$$\tau = \gamma i \frac{r}{2}$$

Данное уравнение показывает, что напряжение сил трения при постоянных для данного потока величинах γ и i изменяется линейно в зависимости от радиуса трубы. На оси трубы (при $r = 0$) $\tau = 0$, а у стенок (при $r = r_0$) касательные напряжения достигают максимального значения:

$$\tau_{max} = \gamma i \frac{r_0}{2}$$

В слое жидкости, непосредственно соприкасающемся со стенками трубы, скорость будет равна нулю, а в слое, движущемся по оси трубы, достигает максимального значения. От стенок трубы к ее оси скорости увеличиваются плавно, при этом график распределения скоростей по поперечному сечению трубы представляет собой параболоид вращения, а сечение параболоида осевой плоскостью – квадратичную параболу.

Уравнение, связывающее скорость частицы жидкости и радиус, на котором она расположена, имеет вид:

$$u = \left(\frac{\gamma i}{4\mu}\right)(r_0^2 - r^2)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости.

Как показывает данное уравнение, при $r = r_0$ (у стенок трубы) $u = 0$, а на оси трубы при $r = 0$ наблюдается максимальная скорость:

$$u_{max} = \left(\frac{\gamma i}{4\mu}\right)r_0^2$$

Так как эпюра распределения скоростей в круглой трубе имеет вид параболоида с максимальным значением скорости в центре трубы, объемный

расход жидкости будет численно равен объему данного параболоида:

$$Q = V = \frac{\pi r_0^2 h}{2}$$

В данном случае максимальная скорость дает высоту параболоида:

$$h = u_{max} = \left(\frac{\gamma i}{4\mu}\right)r_0^2$$

С учетом этого расход будет равен:

$$Q = \left(\frac{\pi \gamma i}{8\mu}\right)r_0^4$$

Средняя скорость равна отношению расхода к площади поперечного сечения трубы:

$$v = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \left(\frac{\gamma i}{8\mu}\right)r_0^2$$

Данное уравнение показывает, что средняя скорость при ламинарном движении в трубе в 2 раза меньше максимальной скорости:

$$v = 0,5u_{max}$$

Для выражения потери напора по длине через среднюю скорость и размеры трубы используют формулу Гагена-Пуазейля:

$$h_l = \frac{32vlv}{gd^2}$$

Данная формула показывает, что при ламинарном движении в круглой трубе потери напора по длине пропорциональны средней скорости и не зависят от состояния стенок трубы.

После умножения правой части формулы Гагена-Пуазейля на $2v$ и перегруппировки множителей получим формулу Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \left(\frac{64v}{vd}\right)\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

С учетом того, что $\frac{vd}{v} = R$, окончательно получим:

$$h_l = \left(\frac{64}{Re}\right)\left(\frac{l}{d}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

Из данного выражения видно, что:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

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

На основании закона распределения скоростей и связи средней скорости с потерями напора было рассчитано значение коэффициента кинетической энергии α для стабилизированного ламинарного движения жидкости в круглой трубе:

$$\alpha = 2.$$

Оно означает, что истинная кинетическая энергия ламинарного потока с параболическим распределением скорости в 2 раза превышает кинетическую энергию того же потока при равномерном распределении скорости.

Характеристики турбулентного движения жидкости

При турбулентном режиме движения наблюдается перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Причиной этого является образование возмущений в виде вихрей на твердых стенках, ограничивающих поток. Данные вихри после появления отрываются от стенок и пронизывают весь объем потока, нарушая упорядоченное движение и вызывая интенсивное перемешивание.

Если в некотором сечении потока зафиксировать неподвижную точку А, то через эту точку будут проходить частицы жидкости M_1 , M_2 и др., имеющие различные скорости по значению и направлению.

Пояснение мгновенной скорости

Действительная скорость движения частицы жидкости в данный момент времени в данной точке пространства называется *мгновенной местной скоростью*. Данную мгновенную местную скорость u можно всегда разложить на три составляющие: продольную u_x , направленную параллельно оси потока, и две поперечные, лежащие в плоскости живого сечения потока – u_y и u_z .

Составляющие мгновенной скорости в турбулентном потоке

Изменение во времени значения любой из составляющих мгновенной скорости называется пульсацией скорости. Пульсации составляющих мгновенной скорости при турбулентном движении происходят около некоторых постоянных значений как с положительным, так и с отрицательным знаком, однако сумма данных пульсаций, измеренных за достаточно большой промежуток времени, стремится к нулю.

Пульсация мгновенной скорости в турбулентном потоке

В каждый момент времени любая составляющая мгновенной скорости равна:

$$u_i = u_i + u_i'$$

где u_i' – пульсационная составляющая скорости;

u_i – осредненная скорость.

Видно, что для большого промежутка времени:

$$\sum u_i' \Delta t = 0$$

Осредненной скоростью называется средняя скорость движения в данной точке, определяемая за достаточно продолжительный промежуток времени.

Процесс непрерывного перемешивания в турбулентном потоке приводит к появлению дополнительного трения между отдельными частицами, которое во много раз больше, чем трение при ламинарном режиме движения. Напряжения силы трения в турбулентном потоке представляют в виде суммы касательных напряжений, вызываемых действием сил вязкости (τ_v), и касательных напряжений, обусловленных турбулентным перемешиванием (τ_m):

$$\tau = \tau_v + \tau_m = \mu \frac{\Delta u_x}{\Delta y} + \epsilon_T \frac{\Delta u_x}{\Delta y}$$

где μ – динамическая вязкость жидкости;

ϵ_T – турбулентная вязкость (коэффициент турбулентного перемешивания);

$\frac{\Delta u_x}{\Delta y}$ – градиент осредненной скорости в сечении, перпендикулярном направлению движения.

При турбулентном режиме движения жидкости поток разделяется на две области. Непосредственно у стенки трубы образуется очень тонкая область чисто вязкого движения, которая называется *вязкий подсло́й*. Остальная часть потока представляет собой область, практически не зависящую от вязкости, называемую *турбулентным ядром потока*.

Турбулентный поток жидкости

В вязком подслое динамическая вязкость μ значительно больше турбулентной вязкости ε_T , а в турбулентном ядре потока – напротив турбулентная вязкость во много раз превышает динамическую.

Толщина вязкого подслоя очень мала, и для круглой трубы определяется по формуле:

$$\delta = \frac{30d}{Re\sqrt{\lambda}}$$

где d – диаметр трубы;

λ – коэффициент гидравлического трения;

Re – число Рейнольдса.

Данная формула показывает, что при увеличении скорости потока толщина вязкого подслоя уменьшается, а при больших значениях скорости вязкий подсло́й практически исчезает. При этом на шероховатостях стенок трубы начинается процесс вихреобразования, который вызывает интенсивное перемешивание жидкости, и как следствие, выравнивание осредненных скоростей в ядре потока, как видно на схеме. Поэтому распределение скоростей при турбулентном режиме равномернее, а нарастание скорости у стенки круче, чем при ламинарном движении.

Приблизненно распределение скоростей в поперечном сечении трубы при турбулентном движении описывается уравнением:

$$u = u_{max} \left(\frac{y}{r_0} \right)^m$$

где u_{max} – максимальная скорость на оси трубы;

y – расстояние от стенки трубы;

r_0 – внутренний радиус трубы;

m – показатель степени.

Показатель степени m зависит от шероховатости стенок трубы и числа Рейнольдса, его значение составляет от 0,25 (для шероховатых труб) до 0,1 (для гладких труб).

Входящий в уравнение Бернулли коэффициент α , учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению потока, зависит от числа Re , и с его ростом уменьшается, приближаясь к единице.

Поэтому часто в гидравлических расчетах при турбулентном движении его принимают равным единице.

Тема 6 Потери напора на трение по длине потока

#ТеоретическийРаздел

Для определения потерь напора по длине потока, как при ламинарном, так и

при турбулентном режиме движения применяется формула Дарси-Вейсбаха, в которой в зависимости от вида движения меняется коэффициент гидравлического трения λ .

В результате экспериментальных исследований установлено, что коэффициент λ при ламинарном режиме зависит только от числа Рейнольдса, а при турбулентном режиме кроме числа Рейнольдса на потери энергии также влияет состояние поверхности твердых стенок, ограничивающих поток – их шероховатость.

Основной характеристикой шероховатости является *абсолютная шероховатость* k , представляющая собой средний размер выступов и неровностей, измеренный в единицах длины.

Пояснение понятия абсолютной шероховатости

Если размер выступов будет меньше толщины подслоя ($k < \delta$), то эти неровности будут полностью погружены в него, и шероховатость стенки не окажет никакого влияния на коэффициент гидравлического трения λ . Ядро потока будет соприкасаться не с выступами шероховатости, а с вязким подслоем жидкости, скользя по поверхности как по гладкой трубе. В этом случае труба называется *гидравлически гладкой*, и коэффициент гидравлического трения λ зависит только от числа Рейнольдса.

Существует несколько различных формул для определения коэффициента λ гидравлически гладких труб, наиболее часто из которых используют формулу Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Данная формула показывает, что с увеличением числа Re коэффициент λ уменьшается, но это уменьшение менее значительное, чем при ламинарном режиме движения жидкости.

Если размер выступов превышает толщину вязкого подслоя ($k > \delta$), то неровности поверхности стенок будут выступать в турбулентное ядро потока, увеличивая его беспорядочность, и соответственно, потери энергии. Такие трубы называются *гидравлически шероховатыми*.

Для гидравлически шероховатых труб коэффициент λ зависит как от числа Re , так и от шероховатости внутренней поверхности трубы. При этом важна не абсолютная шероховатость k , а отношение этого размера к радиусу трубы (k/r_0) или диаметру трубы (k/d), которое называют *относительной шероховатостью*. Одна и та же абсолютная шероховатость может совершенно не влиять на сопротивление трубы большого диаметра, но значительно увеличить сопротивление трубы малого диаметра.

Влияние числа Рейнольдса и относительной шероховатости (k/r_0) на коэффициент λ подробно были изучены И.И. Никурадзе, в результате им была получена графическая зависимость, получившая название график И.И. Никурадзе.

График И.И. Никурадзе

Наклонные прямые на данном графике получены по формулам:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1) \quad \text{и} \quad \lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (2)$$

Из рассмотрения данного графика можно сделать следующие выводы.

1. В области ламинарного режима движения ($Re < 2300$, чему соответствует $lg Re < 3,36$) все экспериментальные значения совпадают с прямой 1, то есть в данной области коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости поверхности.
2. В области турбулентного режима движения ($Re > 2300$, чему соответствует $lg Re > 3,36$) при небольших значениях Re экспериментальные точки практически совпадают с прямой 2, то есть здесь также коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса и не зависит от шероховатости. Но при увеличении значения Re влияние шероховатости начинает сказываться и экспериментальные точки начинают отклоняться от прямой 2, соответствующей закону сопротивления гидравлически гладких труб.
3. При больших значениях числа Re коэффициент λ перестает от него зависеть и становится постоянным для данной относительной шероховатости, то есть экспериментальные точки располагаются параллельно оси абсцисс.

Таким образом, в условиях турбулентного режима движения жидкости можно выделить три области гидравлического сопротивления:

- область гидравлически гладких труб, где $\lambda = f(Re)$;
- доквадратичная область, где $\lambda = f(Re; k/r_0)$;
- квадратичная область, где $\lambda = f(k/r_0)$.

В квадратичной области потери напора по длине пропорциональны квадрату скорости.

Трубы, применяемые на практике, в отличие от труб И.И. Никурадзе с искусственной равномерной шероховатостью, имеют неоднородную и неравномерную шероховатость, поэтому для характеристики шероховатости промышленных труб используют понятие *эквивалентной шероховатости*. Значения эквивалентной шероховатости определяют на основании гидравлических испытаний трубопроводов и пересчета их результатов на значения абсолютной шероховатости такого размера, которые дают при расчётах одинаковые с действительной шероховатостью потери напора. Значения эквивалентной шероховатости зависят от материала трубы и ее состояния.

Значения эквивалентной шероховатости труб из различных материалов

При выполнении расчетов трубопроводов систем водоснабжения, газоснабжения, вентиляции коэффициент λ для всех областей гидравлических сопротивлений турбулентного режима рекомендуется определять по формуле А.Д. Альтшуля:

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

Данная формула в области гидравлически гладких труб практически совпадает с формулой Блазиуса:

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

В квадратичной области она приводится к формуле Шифрисона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25}$$

Потери напора в местных сопротивлениях

Простейшие местные гидравлические сопротивления бывают трех видов: внезапное расширение потока, внезапное сужение потока и поворот потока. Более сложные случаи местных сопротивлений представляют собой комбинации данных простейших сопротивлений.

В случае внезапного расширения трубопровод резко расширяется от диаметра d_1 до диаметра d_2 .

Внезапное расширение потока

Поток жидкости, вытекающий из узкой трубы, не сразу заполняет все сечение широкой трубы, а отрывается от стенок и дальше движется в виде расширяющейся струи. При этом в кольцевом пространстве между струей и стенкой трубы образуются завихрения, в результате чего механическая энергия переходит в тепловую, что и является причиной потерь напора.

Для определения потерь напора в случае внезапного расширения потока применяется формула Борда:

$$h_m = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}$$

Согласно данной формуле потери напора при внезапном расширении потока равны скоростному напору от потерянной скорости.

После приведения формулы Борда к виду формулы Вейсбаха получим:

$$h_m = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g}$$

где

$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2$$

Учитывая, что согласно уравнению неразрывности $v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2$ можно записать:

$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2$$

Если коэффициент местного сопротивления относят к скорости v_2 , тогда формула примет вид:

$$h_m = \zeta_2 \frac{v_2^2}{2g}$$

где

$$\zeta_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 = \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1\right)^2$$

В случае внезапного сужения потока жидкость не обтекает входной угол, а срывается с него и сужается до площади поперечного сечения ω_2 , при этом вокруг суженной части образуется вихревая кольцевая зона.

Внезапное сужение потока

Потери напора при внезапном сужении происходят в основном на участке расширения от ω_c до ω_2 , поэтому коэффициент ζ можно определить по формуле:

$$\zeta_2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_c} - 1 \right)^2$$

Для практических расчетов также пользуются формулой И.Е. Идельчика:

$$\zeta_2 = 0,5 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)$$

Из данной формулы следует, что когда площадь ω_1 намного больше площади ω_2 , коэффициент сопротивления $\zeta_2 = 0,5$, а потери напора на сужение:

$$h_m = 0,5 \frac{v_2^2}{2g}$$

Сравнение формул для определения потерь напора при внезапном расширении и внезапном сужении показывает, что внезапное сужение трубопровода всегда приводит к меньшим потерям напора, чем внезапное расширение с таким же соотношением площадей.

При изменении направления потока на вогнутой стороне трубы давление будет больше, чем на выпуклой, что вызывает отрыв потока от стенок и вихреобразование в нем.

При резком повороте потока возникают наибольшие потери напора, при этом коэффициент сопротивления возрастает с увеличением угла поворота α .

Резкий поворот потока

Потери напора в данном случае находятся по формуле Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_{пов} \frac{v^2}{2g},$$

где коэффициент $\zeta_{пов}$ находится по специальному графику. При $\alpha=60^\circ$ $\zeta_{пов} = 0,5$, а при $\alpha=90^\circ$ $\zeta_{пов} = 1$, то есть весь скоростной напор теряется.

Если поворот потока плавный, вихреобразование уменьшается, и коэффициент сопротивления меньше, чем при резком повороте. Это уменьшение тем выше, чем больше относительный радиус кривизны поворота $\frac{R}{d}$.

Плавный поворот потока

Для поворота круглого сечения при $\alpha=90^\circ$ коэффициент сопротивления определяют по формуле:

$\zeta_{90} = [0,2 + 0,001 (100\lambda)^8] (d/R)^{1/2}$, а на любой угол: $\zeta_\alpha = \zeta_{90} a$, где $a = \sin \alpha$.

Тема 7 Истечение жидкости из отверстий, через насадки и водосливы
Истечение жидкости из отверстий при постоянном напоре. Виды насадков. Истечение жидкости через насадки. Классификация водосливов. Истечение жидкости через неподтопленный водослив с тонкой стенкой.

#ТеоретическийРаздел

Истечение жидкости из отверстий при постоянном напоре

Рассмотрим истечение жидкости через круглое малое отверстие в тонкой вертикальной стенке, происходящее при постоянном напоре H . При этом отверстие считается малым, если его размер не превышает $0,1 H$, а стенка считается тонкой, если ее толщина не влияет на форму и условия течения струи. В этом случае происходят только местные потери напора, аналогичные потерям при внезапном расширении потока.

Свободное истечение жидкости из малого отверстия в тонкой стенке при постоянном напоре

На подходе жидкости к отверстию траектории движущихся частиц имеют криволинейную форму. Это приводит к возникновению центробежных сил, под действием которых струя, вытекающая из отверстия, сужается. Максимальное сжатие струи для круглого отверстия наблюдается на расстоянии около $0,5 d_0$ от плоскости отверстия. В сжатом сечении все линии тока становятся параллельными.

Отношение площади сжатого сечения к площади отверстия называют *коэффициентом сжатия*:

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0} = \left(\frac{d_c}{d_0}\right)^2$$

Коэффициент ε зависит от характера сжатия, которое бывает совершенным и несовершенным, а также полным и неполным. Сжатие будет *совершенным*, если отверстие расположено на расстоянии более трех его диаметров от боковых стенок и дна резервуара, при этом они не оказывают влияния на сжатие струи. В противном случае сжатие будет *несовершенным*. Аналогично, сжатие называется *полным*, если струя получает сжатие по всему периметру отверстия, то есть отверстие не примыкает к боковой стенке или дну резервуара. В противном случае сжатие называют *неполным*. При истечении воды из большого резервуара через малое отверстие наблюдается полное совершенное сжатие.

Определим скорость истечения жидкости и ее расход. Для этого составим уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II на схеме, считая, что давления на свободной поверхности жидкости и в центре тяжести сжатого сечения равны атмосферному, а плоскость сравнения О-О проходит через центр отверстия и сжатого сечения струи:

$$H + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Считая распределение скорости в сечении струи равномерным ($\alpha_1 = \alpha_2 = 1$), а скорость v_1 ввиду постоянства напора равной нулю, после упрощения получим:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Потери напора между сечениями I-I и II-II в данном случае вызываются местным сопротивлением входа в отверстие и определяются по формуле Вейсбаха:

$$h_{\text{п}} = \zeta \frac{v_2^2}{2g}$$

С учетом этого:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g}$$

Выразим из этого выражения скорость v_2 :

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}$$

где

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$$

Коэффициент φ называется *коэффициентом скорости*. Он показывает отношение действительной скорости истечения к теоретической скорости, которая бы наблюдалась при истечении в данных условиях идеальной жидкости:

$$\varphi = \frac{v_2}{v_{\text{т}}}$$

где $v_{\text{т}} = \sqrt{2gH}$

Объемный расход жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре определяется по формуле:

$$Q = \omega_c v_2 = \varepsilon \varphi \omega_0 \sqrt{2gH}$$

Произведение коэффициентов сжатия ε и скорости φ называют *коэффициентом расхода*:

$$\mu = \varepsilon \varphi$$

В соответствии с этим, формула для определения расхода жидкости через малое отверстие в тонкой стенке принимает вид:

$$Q = \mu \omega_0 \sqrt{2gH}$$

Коэффициент расхода – это отношение действительного расхода к теоретическому при отсутствии сжатия струи и сопротивления отверстия. Данный коэффициент всегда меньше единицы.

Коэффициенты ε , φ и μ зависят от формы отверстия и числа Рейнольдса. При истечении жидкости из круглого отверстия с большими числами Рейнольдса ($Re > 10^5$) осредненные значения данных коэффициентов имеют следующие значения: $\varepsilon = 0,62 \div 0,63$; $\varphi = 0,97 \div 0,98$; $\mu = 0,6 \div 0,61$.

Истечение жидкости через насадки

Насадком называется короткая труба, присоединенная к отверстию в тонкой стенке. Длина насадка составляет 3...5 диаметров отверстия. Насадки применяют для увеличения или уменьшения расхода и скорости струи жидкости по сравнению с отверстием.

По форме насадки подразделяются на цилиндрические, конические, коноидальные и комбинированные.

Типы насадков

При истечении жидкости через *внешний цилиндрический* насадок ее струя при входе в насадок вначале сжимается, а затем расширяется и заполняет все сечение насадка. Данный режим истечения называется безотрывным.

Безотрывный режим истечения

Так как на выходе из насадка диаметр струи равен диаметру отверстия, то коэффициент сжатия данного насадка $\varepsilon = 1$, поэтому коэффициент расхода равен коэффициенту скорости:

$$\mu = \varepsilon \varphi = \varphi$$

Значение коэффициента расхода внешнего цилиндрического насадка при больших числах Рейнольдса составляет 0,82, что в 1,32 раза выше, чем для отверстия (0,62). Увеличение расхода при использовании насадка происходит в результате образования кольцевой вихревой зоны внутри насадка вокруг сжатого сечения, в которой давление ниже атмосферного – вакуум. В месте наибольшего сжатия вакуумметрическая высота определяется по формуле:

$$h_{\text{вак}} = 0,75 H$$

где H – гидростатический напор над осью насадка.

Благодаря вакууму внутри насадка жидкость подсасывается дополнительно, поэтому расход насадка по сравнению с расходом отверстия увеличивается.

При увеличении напора H вакуум также увеличивается, и при некотором критическом напоре $H_{\text{кр}}$ абсолютное давление внутри насадка становится равным давлению насыщенных паров жидкости:

$$H_{\text{кр}} = \frac{p_a}{0,75 \gamma}$$

При истечении воды в атмосферу $H_{\text{кр}} = 14$ м. Дальнейшее увеличение напора приводит к возникновению отрывного режима истечения, который отличается от безотрывного тем, что струя после сжатия не расширяется, а сохраняет цилиндрическую форму и перемещается внутри насадка, не соприкасаясь с его стенками.

Отрывный режим истечения

При отрывном режиме истечение происходит аналогично истечению из малого отверстия в тонкой стенке с теми же значениями коэффициентов ε , φ и μ . Данный режим истечения также наблюдается при недостаточной длине насадка ($l < 2d_0$).

Истечение жидкости через *внутренний цилиндрический* насадок аналогично истечению через внешний цилиндрический насадок, однако струя на входе в него испытывает большее сжатие, поэтому коэффициенты скорости и расхода для данного насадка меньше, чем для внешнего ($\varphi = \mu = 0,71$). Данный тип насадка используют, когда внешний цилиндрический насадок по каким-либо причинам применить нельзя.

Истечение жидкости через *конический сходящийся* насадок происходит при меньшем сжатии струи на входе в насадок и значительном сжатии струи на выходе из насадка.

Истечение через конический сходящийся насадок

Потери напора в данном насадке меньше, а скорость истечения больше, чем в цилиндрическом, при этом коэффициент расхода насадка зависит от угла конусности θ . С увеличением угла конусности вначале коэффициент расхода растет, а после некоторого значения начинает уменьшаться. Максимальное значение коэффициента расхода $\mu = 0,94$ наблюдается при угле конусности $\theta = 13^\circ$.

Струя, выходящая из конического сходящегося насадка обладает высокой кинетической энергией, и на большом расстоянии сохраняет свою форму, поэтому данный тип насадка применяют в гидротурбинах, пожарных брандспойтах, гидромониторах.

Истечение жидкости через *конический расходящийся* насадок, в отличие от сходящегося, наоборот происходит при значительном сжатии струи на входе и расширении на выходе с заполнением всего сечения насадка.

Истечение через конический расходящийся насадок

Значения соответствующих коэффициентов ε , φ и μ для данного типа насадка также зависит от угла конусности θ . При увеличении угла θ до 8° происходит увеличение коэффициента расхода, однако при дальнейшем увеличении θ происходит отрыв струи от стенок, и режим истечения становится отрывным, как из отверстия в тонкой стенке. Оптимальному углу конусности 8° соответствует значение $\varepsilon = 1$, а $\varphi = \mu = 0,45$. Данное значение коэффициента расхода относится к выходному сечению насадка, а по отношению к входному сечению его значение может достигать 2...3. Это объясняется тем, что в месте сжатия струи наблюдается высокий вакуум, поэтому всасывание жидкости происходит интенсивнее, чем в цилиндрическом насадке.

Конические расходящиеся насадки позволяют при малых скоростях пропускать большие расходы жидкости, поэтому применяются в тех случаях, когда необходимо снизить скорость истечения, например, в качестве входных патрубков насосов, водовыпусков оросительных систем и т.д.

Коноидальный насадок имеет форму естественно сжимающейся струи, вытекающей из отверстия, что устраняет сжатие струи, и снижает до минимума все потери энергии. Коэффициенты скорости и расхода коноидального насадка очень высокие: $\varphi = \mu = 0,98$. Применение данного типа насадков ограничивается из-за трудности их изготовления.

Комбинированный насадок (труба Вентури) представляет собой комбинацию коноидального насадка и диффузора. Данный тип насадка при том же диаметре узкого сечения имеет в 2,5 раза большую пропускную способность по сравнению с коноидальным насадком. Однако применение комбинированного насадка типа трубы Вентури ограничено небольшими напорами (порядка 1...4 м) по причине возникновения явления кавитации в узком сечении при больших напорах.

Истечение жидкости через водосливы

Водосливом называется сооружение, через которое происходит перелив жидкости. Водослив делит перегораживаемый поток на две части: верхний бьеф – выше по течению от сооружения, и нижний бьеф – ниже по течению от данного сооружения.

Водосливы классифицируются:

1. По профилю (с тонкой стенкой, с широким порогом, практического профиля);

2. По типу сопряжения струи с нижним бьефом (незатопленные, затопленные);
3. По условиям подхода потока к сооружению (без бокового сжатия, с боковым сжатием);
4. По расположению водосливного порога в плане относительно направления потока (прямые, косые, боковые, криволинейные);
5. По форме выреза в водосливной стенке (прямоугольные, трапецеидальные, треугольные, криволинейные).

Рассмотрим истечение через прямой прямоугольный водослив с тонкой стенкой без бокового сжатия.

В случае, если истечение происходит через *незатопленный* водослив ($h_b < P$), в пространство между стенкой водослива и переливающейся через него струей свободно попадает воздух, и давление под струей равно атмосферному. При этом струя жидкости с отрывом от твердой поверхности называется *свободной*, а сам водослив – *совершенным*.

Истечение через совершенный водослив

Для совершенного водослива методом дифференцирования потока на отдельные отверстия и последующего интегрирования элементарных расходов выведена формула для определения расхода:

$$Q = mb\sqrt{2g}H^{1,5}$$

где m – безразмерный коэффициент расхода водослива, определяется опытным путем, зависит от тина и размеров водослива, а также от величины напора;

b – ширина водослива;

H – напор на пороге водослива.

Также используется упрощенная формула:

$$Q = MbH^{1,5}$$

где $M = m\sqrt{2g}$, называется вторым коэффициентом расхода;

$H_0 = H + \frac{v_0^2}{2g}$ – полный напор на водосливе с учетом скорости подхода воды.

Тема 8 Расчет трубопроводов

Назначение и классификация трубопроводов и основные формулы для их гидравлического расчета. Расчет простых трубопроводов. Расчет безнапорных трубопроводов.

#ТеоретическийРаздел

Назначение и классификация трубопроводов и основные формулы для их гидравлического расчета

Трубопроводы применяют для транспортирования жидкостей, газов, суспензий, аэрозолей, газовых дисперсий. Движение жидкости или газа по трубопроводу обеспечивается разностью энергий движущегося тела в начале и в конце трубопровода. Данный градиент энергий может создаваться различными способами: насосом, разностью уровней жидкости, вакуумированием и т.д.

Трубопроводы классифицируются по следующим признакам:

1. По напору – бывают напорные и безнапорные;
2. По соотношению местных потерь напора и потерь напора по длине – бывают короткие (местные потери напора составляют более 10% потерь по длине) и длинные (местные потери напора в них менее 10% потерь по длине);
3. По изменению расхода по пути движения – бывают простые (в них расход по пути движения не меняется) и сложные (имеют ответвления, из-за которых расход по пути движения меняется);
4. По материалу изготовления – бывают металлические (стальные, чугунные, медные, алюминиевые и т.д.) и неметаллические (железобетонные, пластмассовые, керамические и т.д.);
5. По виду перекачиваемого продукта – бывают водо-, нефте-, газо-, ило-, паро-, дымопроводы и т.д.

Целью гидравлического расчета трубопроводов может быть решение следующих задач:

1. Определение необходимого напора для обеспечения заданного расхода при заданном диаметре труб;
2. Определение пропускной способности трубопровода при заданном диаметре и известных потерях напора;
3. Определение необходимого диаметра трубопровода при заданном расходе и потерях напора.

Общие потери напора в трубопроводе определяются потерями напора по длине и потерями в местных сопротивлениях:

$$h_n = h_l + \Sigma h_m$$

Потери напора по длине определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{v^2}{2g}$$

где λ – коэффициент гидравлического трения по длине трубопровода;

d – внутренний диаметр трубопровода;

R – гидравлический радиус;

v – средняя скорость движения потока.

Если скорость потока выразить через расход, то формула для определения потерь напора по длине примет вид:

$$h_l = \frac{8\lambda l Q^2}{g\pi^2 d^5} = A_l l Q^2$$

где A_l – удельное сопротивление трубопровода:

$$A_l = \frac{8\lambda}{g\pi^2 d^5}$$

Потери напора на единицу длины (гидравлический уклон) определяются по формуле:

$$i = \frac{h_l}{l} = A_l Q^2 = \frac{\lambda v^2}{2gd}$$

Значения коэффициентов трения λ и удельных сопротивлений A_l для труб из различных материалов, новых и не новых, при скорости движения воды более 1,2 м/с приводятся в справочных таблицах. При скорости движения менее 1,2 м/с в формулу потерь напора по длине вводится поправочный коэффициент:

$$h_l = K_{\Pi} A_l l Q^2$$

где:

$$K_{\Pi} = 0,852 \left(1 + \frac{0,867}{v} \right)^{0,3}$$

Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Sigma h_m = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} = \Sigma \zeta A_m Q^2$$

Расход жидкости в трубопроводе можно определить по формуле:

$$Q = \sqrt{\frac{h_l}{S_l}}$$

где S_l – сопротивление по всей длине трубопровода:

$$S_l = A_l l$$

Диаметр трубопровода определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

Расчет простых трубопроводов

Простые трубопроводы по соотношению потерь напора подразделяются на короткие и длинные.

При гидравлическом расчете коротких трубопроводов необходимо учитывать как потери по длине, так и местные потери напора.

Схема к гидравлическому расчету короткого трубопровода

Запишем уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II относительно плоскости отсчета О – О:

$$H_1 + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = H_2 + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Учитывая, что $v_1=0$, $H_1 - H_2 = H$, а $v_2 = v$, получим:

$$H = \frac{v^2}{2g} + h_{\pi}$$

Общие потери напора определяются по формуле:

$$h_n = h_l + \Sigma h_m = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta_m \frac{v^2}{2g} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g}$$

С учетом этого напор H будет определяться по формуле:

$$H = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_m \right) \frac{v^2}{2g}$$

После выражения скорости v и введения обозначения φ получим:

$$v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{2gH} = \varphi \sqrt{2gH}$$

где: $\varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta_m}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \Sigma \zeta_c}}$ – коэффициент скорости, а ζ_c -- коэффициент сопротивления системы.

Расход жидкости в коротком трубопроводе определится по формуле:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}$$

где $\mu = \varphi$ – коэффициент расхода;

ω – площадь сечения трубы;

H – действующий напор.

При гидравлическом расчете длинных трубопроводов местными потерями напора пренебрегают. Рассмотрим простой длинный трубопровод с постоянным диаметром по всей длине.

Гидравлический расчет длинного трубопровода

Уравнение Бернулли для сечений I-I и II-II относительно плоскости отсчета О – О, с учетом что $v_1=0$ и $H_1 = H$ примет вид:

$$H = \frac{v_2^2}{2g} + h_{\pi}$$

Поскольку для длинных трубопроводов $h_n = h_l$, а скоростным напором на выходе из длинного трубопровода можно пренебречь, уравнение примет вид:

$$H = h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

В соответствии с данным уравнением весь напор H будет расходоваться на преодоление сопротивления по длине трубопровода.

При использовании вместо коэффициента трения λ понятия удельного сопротивления трубопровода A_l получим:

$$H = A_l l Q^2 = i l$$

При расчете простого трубопровода его длина, материал и конфигурация обычно известны, а неизвестной является одна из трех величин – H , Q или d .

При необходимости определения напора H (заданы d , l и Q) вначале определяем скорость по формуле:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

Если скорость больше 1,2 м/с, то по таблицам находим удельное сопротивление A_l для заданного диаметра трубы и затем рассчитываем необходимый напор:

$$H = A_l l Q^2$$

Если скорость меньше 1,2 м/с, то дополнительно по формуле или таблицам определяем K_{Π} , и используем формулу:

$$H = K_{\Pi} A_l l Q^2$$

При необходимости определения расхода Q (заданы d , l и H) вначале по таблицам определяем значение A_l , а затем находим расход:

$$Q = \sqrt{\frac{h_l}{A_l l}}$$

После определения расхода проверяем скорость. Если она меньше 1,2 м/с, то находим поправочный коэффициент K_{Π} и заново вычисляем расход по формуле:

$$Q = \sqrt{\frac{h_l}{K_{\Pi} A_l l}}$$

При необходимости определения диаметра трубопровода d (заданы l , H и Q) вначале определяем удельное сопротивление трубопровода:

$$A_l = \frac{H}{l Q^2}$$

Затем по значению A_l из таблиц определяют значение диаметра трубопровода d . После этого определяют скорость, и если она менее 1,2 м/с, то определяют K_{Π} и заново рассчитывают значение A_l :

$$A_l = \frac{H}{K_{\Pi} l Q^2}$$

После этого вторично по таблицам подбирают ближайший стандартный диаметр трубопровода.

Расчет безнапорных трубопроводов

Безнапорное движение жидкости происходит под действием силы тяжести. Поток в безнапорных трубах имеет свободную поверхность, на которой давление равно атмосферному. При равномерном движении жидкости в безнапорных трубах ее свободная поверхность параллельна лотку, глубина наполнения постоянна по всей длине, а гидравлический уклон равен пьезометрическому и геометрическому уклонам:

$$i = j = i_0$$

Скорость движения жидкости в безнапорных трубопроводах определяют по формуле Шези:

$$v = C\sqrt{Ri}$$

где C – коэффициент Шези, определяемый по формуле Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y$$

где n – коэффициент шероховатости, зависящий от материала и состояния поверхности стенок труб;

R – гидравлический радиус;

y – показатель степени, зависящий от R и n .

Показатель степени определяется по формуле:

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

В соответствии с уравнением расхода:

$$Q = v\omega = C\omega\sqrt{Ri}$$

При безнапорном движении жидкости в трубах наибольшая скорость и расход наблюдаются при неполном заполнении. Это объясняется тем, что при наполнении верхней части трубы гидравлический радиус уменьшается, поскольку смоченный периметр растет быстрее, чем живое сечение.

Безнапорный поток

В трубе круглого сечения наибольшая скорость соответствует наполнению 0,81, а расход – 0,95.

Для облегчения расчетов безнапорных трубопроводов используют вспомогательные коэффициенты A и B . Коэффициент A – это отношение расхода при частичном наполнении трубы к расходу при ее полном наполнении:

$$A = \frac{Q_{\text{ч}}}{Q}$$

Коэффициент B – это отношение средней скорости при частичном наполнении к скорости при полном наполнении:

$$B = \frac{v_{\text{ч}}}{v}$$

Скорость и расход при частичном наполнении определяют по формулам:

$$v_{\text{ч}} = BW_0\sqrt{i} \text{ и } Q_{\text{ч}} = AK_0\sqrt{i}$$

где W_0 и K_0 – соответственно скоростная и расходная характеристики при полном наполнении трубы.

Коэффициенты A и B определяют по специальному графику.

При гидравлическом расчете безнапорных труб бывают четыре задачи:

1. Определить расход при заданных диаметре трубы, степени наполнения и уклоне.

Для ее решения вначале по таблицам в соответствии с диаметром находят K_0 , а по графику – коэффициент A , далее определяют расход:

$$Q_{\text{ч}} = AK_0\sqrt{i}$$

2. Определить уклон при заданных диаметре трубы, степени наполнения и расходе.

Для ее решения вначале также определяют коэффициенты K_0 и A , а затем выражают уклон из предыдущей формулы:

$$i = \frac{Q_{\text{ч}}}{A^2 K_0^2}$$

3. Определить диаметр при заданных степени наполнения, расходе и уклоне.

Находим по графику коэффициент A , далее определяем K_0 :

$$K_0 = \frac{Q_{\text{ч}}}{A\sqrt{i}}$$

Затем по таблицам и значению K_0 определяем диаметр d .

4. Определить степень наполнения при заданных диаметре, расходе и уклоне. В данном случае K_0 определяем из таблиц, а A – по формуле:

$$A = \frac{Q_{\text{ч}}}{K_0\sqrt{i}}$$

Затем с помощью графика по значению A находим степень наполнения трубы.

Тема 9 Движение жидкости в открытых руслах

Равномерное движение жидкости в открытых руслах. Допустимые скорости движения. Гидравлический расчет каналов.

#ТеоретическийРаздел

Равномерное движение жидкости в открытых руслах. Допустимые скорости движения потока

Примерами открытых русел являются реки, каналы, безнапорные трубы, дренажные канавы и т.д. При движении жидкости в данных руслах ее поток имеет свободную поверхность, все точки которой находятся под атмосферным давлением.

Основными расчетными формулами при равномерном движении жидкости в открытых руслах, также как и в безнапорных трубах, являются аналогичные формулы для скорости и расхода:

$$v = C\sqrt{Ri}; \quad Q = C\omega\sqrt{Ri}$$

Коэффициент Шези, входящий в данные формулы, может определяться по формуле Павловского:

$$C = \frac{1}{n} R^y$$

или по более простой формуле Маннинга:

$$C = \frac{1}{n} R^{0,166}$$

При расчете каналов и лотков с гладкими стенками для определения коэффициента Шези рекомендуется использовать формулу Альтшуля:

$$C = 20 \lg \frac{R}{\varepsilon + \frac{0,004}{\sqrt{Ri}}}$$

где R – гидравлический радиус, мм;

ε – приведенная линейная шероховатость, мм.

Расчет коэффициента Шези при проектировании мелиоративных каналов выполняют с использованием формулы Агроскина:

$$C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R$$

При расчете каналов с грунтовыми руслами большое значение имеет скорость движения потока. При низких скоростях происходит выпадение взвешенных частиц, переносимых потоком, а при больших – размыв грунта, в котором проложено русло канала.

Незаиляющую скорость потоков, в которых основная доля наносов является твердыми частицами диаметром более 0,25 мм, определяют по формуле:

$$v_{min} = \alpha\sqrt{R};$$

где α – коэффициент, зависящий от крупности переносимой взвеси, варьируется от 0,37 (для мелких взвесей) до 0,77 (для крупного песка).

При транспортировании бытовых и дождевых вод незаиляющую скорость можно определять по формуле Федорова:

$$v_{min} = 1,57 \sqrt[n]{R};$$

где n – показатель степени, определяемый по формуле:

$$n = 3,5 + 0,5R$$

R – гидравлический радиус.

В канализационных сетях незаиляющую скорость определяют по формуле Яковлева-Калицуна:

$$v_{min} = \frac{0,55 u_0 C}{\sqrt{g}};$$

где u_0 – гидравлическая крупность (скорость оседания) взвеси расчетного диаметра, м/с;

C – коэффициент Шези, м/с².

Значение неразмывающей скорости определяется материалом, из которого складывается дно и боковые стенки открытого русла, а также – глубиной потока. Для бетонных каналов в зависимости от глубины потока максимальная скорость течения составляет 3 ... 15 м/с, для каналов с грунтовым основанием – от 0,5 м/с (для песка) до 1,5 м/с (для глины).

Гидравлический расчет каналов

При проектировании каналов в основном встречаются следующие три типа задач:

1. По заданному уклону дна канала i , значениям b , h и m , а также коэффициенту шероховатости ложа русла n определить расход Q .

Для решения данной задачи по вначале определяем живое сечение потока и смоченный периметр по формулам:

$$\omega = h(b + mh); \chi = b + 2h \sqrt{1 + m^2},$$

Затем определяем гидравлический радиус и коэффициент Шези:

$$R = \frac{\omega}{\chi}; C = \frac{1}{n} + 17,72 \lg R$$

После этого определяем расход воды в канале:

$$Q = C \omega \sqrt{Ri}$$

2. По заданному расходу Q и габаритах живого сечения b , h и m , а также коэффициенту шероховатости n определить необходимый уклон дна канала i .

При решении данной задачи, как и в предыдущей, по соответствующим формулам вначале определяем ω , χ , R и C , а затем из формулы для определения расхода выражаем уклон:

$$i = \frac{Q^2}{RC^2 \omega^2}$$

3. По заданному расходу Q , уклону дна i , коэффициенту заложения откосов m и коэффициенту шероховатости n определить размеры живого сечения канала b и h , принимая его профиль наивыгоднейшим.

Данная задача решается методом подбора. Вначале определяется наивыгоднейшее соотношение b и h в зависимости от m по уравнению:

$$\beta = \frac{b}{h} = 2(\sqrt{1 + m^2} - m)$$

Затем, задаваясь различными значениями глубины h , находим значения

ширины канала по дну b , которые соответствуют гидравлически наивыгоднейшему сечению:

$$b = \beta h$$

Далее с использованием пар b и h , соответствующих наивыгоднейшему соотношению, по соответствующим формулам рассчитываем значения ω , χ , R и C , и окончательно – расход Q . По полученным значениям строим график $Q = f(h)$, по которому и определяется искомое значение h и соответствующее ему значение b , при которых по каналу будет протекать заданный расход Q .

Тема 10 Фильтрационное движение грунтовых вод

Виды движения воды в грунтах. Закон фильтрации. Приток грунтовых вод к колодцам и скважинам. Приток воды к дренажным сооружениям.

#ТеоретическийРаздел

Фильтрационное движение грунтовых вод

Движение воды в пористой среде называется фильтрацией. Пористый слой грунта, заполненный водой, называется водоносным слоем. Вода, находящаяся в порах грунта, называется грунтовой водой. Под действием силы тяжести или гидростатического давления грунтовые воды могут перемещаться. Поток грунтовых вод называется фильтрационным потоком. Бывают естественные и искусственные фильтрационные потоки. Естественные фильтрационные потоки возникают при инфильтрации в грунт атмосферных осадков. Искусственные фильтрационные потоки образуются при решении различных технических задач, таких как осушение земельных участков, очистка воды на фильтрах с зернистой загрузкой, фильтрация воды через земляные плотины и т.д.

Грунтовые потоки бывают напорными и безнапорными установившимися и неустановившимися, равномерными и неравномерными.

Грунтовый поток называется безнапорным, если его движение происходит с образованием свободной поверхности, на которой давление равно атмосферному. Это наблюдается, когда водопроницаемый пласт грунта залегает на непроницаемом основании, и не перекрывается сверху непроницаемым слоем. В случае, когда поток протекает между двумя водонепроницаемыми слоями без образования свободной поверхности, он называется напорным.

Установившимся называется грунтовый поток, если его гидравлические характеристики (скорость, глубина) не зависят от времени, и наоборот, называется неустановившимся – если его характеристики меняются с течением времени.

Равномерным называется грунтовый поток, если уклон его свободной поверхности J_c равен уклону подстилающего водонепроницаемого слоя i_0 , неравномерным – если они не равны.

Безнапорные равномерные и неравномерные грунтовые потоки

Фильтрационные свойства грунта зависят от его пористости, которая определяется по формуле:

$$P = \frac{V_p}{V}$$

где V_p – объем пор;

V – объем грунта.

Различные грунты имеют пористость от 0,1 до 0,6, у песка – около 0,4. Грунт называется однородным, если его пористость одинакова по всему объему.

Фильтрационным расходом называется количество воды, протекающей через поперечное сечение грунтового потока в единицу времени.

Скоростью фильтрационного потока называют отношение его фильтрационного расхода к полной площади поперечного сечения:

$$v_\phi = \frac{Q_\phi}{\omega}$$

где Q_{Φ} – фильтрационный расход;

ω – полная площадь поперечного сечения грунтового потока.

Водонепроницаемый слой, расположенный под водоносным слоем, называется водоупором, а его уклон – уклоном дна.

Свободная поверхность грунтового потока называется депрессионной кривой, а ее уклон J_c практически является гидравлическим уклоном i , поскольку скорость фильтрации, и соответственно, скоростной напор очень малы.

Закон фильтрации

Законом фильтрации называется зависимость скорости фильтрационного потока от его гидравлического уклона:

$$v_{\Phi} = k_{\Phi} i$$

где k_{Φ} – коэффициент фильтрации, характеризующий фильтрующую способность грунта;

i – гидравлический уклон потока.

Данная формула была получена французским ученым Анри Дарси в 1856 г, поэтому данный закон также называется законом Дарси.

Расход фильтрационного потока определяется как произведение скорости фильтрации на полную площадь поперечного сечения грунтового потока:

$$Q_{\Phi} = v_{\Phi} \omega = k_{\Phi} i \omega$$

где ω – полная площадь поперечного сечения грунтового потока.

Рассмотрим случай движения безнапорного грунтового потока со свободной поверхностью при горизонтально-расположенном водоупорном слое.

Установившийся безнапорный грунтовый поток при нулевом геометрическом уклоне

На основе закона Дарси для данного случая было выведено уравнение, называемое кривой депрессии:

$$\frac{2q}{k_{\Phi}} = \frac{h_1^2 - h_2^2}{l}$$

где q – расход грунтового потока, приходящийся на единицу его ширины;

h_1 и h_2 – глубина грунтового потока в сечениях I-I и II-II;

l – расстояние между сечениями I-I и II-II.

Данное уравнение позволяет рассчитывать уровни грунтовых вод при их откачке или пополнении.

Приток грунтовых вод к колодцам и скважинам

При отборе воды с постоянным расходом из цилиндрического колодца или скважины уровень воды в нем снизится, и в водоносном пласте начнется движение потока грунтовых вод в направлении к колодцу. По мере падения уровня воды в колодце отбираемый расход сравняется с притоком, при этом глубина воды в колодце стабилизируется, а грунтовый поток станет установившимся. При этом, если грунт однородный, образуется симметричная депрессионная воронка.

Приток грунтовых вод к трубчатому колодцу

Выделим в грунте условную цилиндрическую поверхность с радиусом r . Приток воды к колодцу через данную поверхность с высотой z , равной расстоянию от границы водоупорного слоя до отметки кривой депрессии, будет равен:

$$Q_{\phi} = v_{\phi} \omega = k_{\phi} i \omega$$

Поскольку при фильтрационном движении воды гидравлический уклон и пьезометрический уклоны практически равны ($i=j_c$), а площадь боковой поверхности цилиндра равна: $\omega = 2\pi r z$, формула для определения фильтрационного потока примет вид:

$$Q_{\phi} = 2\pi r z k_{\phi} j_c = 2\pi r z k_{\phi} \frac{\partial z}{\partial r},$$

где $j_c = \frac{\partial z}{\partial r}$ – градиент грунтового потока в точках с высотой z , находящихся на расстоянии r от оси колодца.

Преобразуем данное уравнение к виду:

$$z \partial z = \frac{Q_{\phi} \partial r}{2\pi k_{\phi} r}, \text{ затем проинтегрировав, получим:}$$

$$z^2 = \frac{Q_{\phi}}{\pi k_{\phi}} \ln r + C$$

При $r=r_0$ ордината депрессионной кривой $z=h$, поэтому после подстановки данных значений уравнение примет вид:

$$h^2 = \frac{Q_{\phi}}{\pi k_{\phi}} \ln r_0 + C$$

Найдем разность двух выражений для определения ординат депрессионной кривой:

$$z^2 - h^2 = \frac{Q_{\phi}}{\pi k_{\phi}} \ln r - \frac{Q_{\phi}}{\pi k_{\phi}} \ln r_0 = \frac{Q_{\phi}}{\pi k_{\phi}} \ln \frac{r}{r_0}$$

Данное уравнение является уравнением воронки депрессии. Если вместо r в него подставить радиус влияния колодца R (расстояние от оси колодца, на котором влияние колодца на уровень грунтовых вод прекращается), и вместо z – соответствующую радиусу R глубину водоносного слоя H , выразить расход и перейти к десятичным логарифмам, то получим:

$$Q_{\phi} = \frac{1,36 k_{\phi} (H^2 - h^2)}{\lg \frac{R}{r_0}}$$

Это выражение называется уравнением дебита совершенного колодца. При замене в данном выражении величины h на $H - s$, где s – это глубина откачки (разность между глубиной водоносного слоя и глубиной воды в колодце в установившемся режиме), перейдем к следующему уравнению:

$$Q_{\phi} = \frac{2,72 k_{\phi} H s (1 - \frac{s}{2H})}{\lg \frac{R}{r_0}}$$

Величина $\frac{s}{2H}$ значительно меньше единицы, поэтому ее можно не учитывать:

$$Q_{\Phi} = \frac{2,72k_{\Phi}Hs}{\lg \frac{R}{r_0}}$$

Данное выражение является окончательным уравнением дебита совершенного колодца.

Для определения радиуса влияния колодца R можно использовать различные формулы, наиболее простой из которых является формула Зихарда:

$$R = 3000s \sqrt{k_{\Phi}}$$

Величины k_{Φ} , H , r_0 и R определяются конструктивными и гидрологическими условиями, и для конкретного колодца являются практически постоянными, поэтому их обычно выражают через значение a :

$$a = \frac{2,72k_{\Phi}H}{\lg \frac{R}{r_0}}$$

Тогда уравнение дебита принимает простой вид зависимости расхода от глубины откачки:

$$Q_{\Phi} = as$$

При глубине откачки 1 метр:

$$Q_{\Phi} = a$$

Величина a называется удельным дебитом, или дебитом, приходящимся на 1 метр глубины откачки. Данное соотношение используется при проектировании и эксплуатации колодцев и скважин.

Приток воды к дренажным сооружениям

Простейшим дренажным сооружением является дренажная труба (дрена), расположенная в толще водоносного пласта.

Схема работы дрены, расположенной в толще водоносного пласта

Приток воды к дрене рассчитывается по формуле:

$$Q_{\Phi} = 10,2k_{\Phi}h_0$$

где h_0 – глубина воды над трубой:

$$h_0 = 2,78 r_0$$

где r_0 – радиус дренажной трубы.

Кривая депрессии в данном случае можно построить по уравнению:

$$h_2 - h_1 = 7,45h_0 \lg \frac{(l_1 - 5,1h_0)}{(l_2 + 5,1h_0)}$$

где l_1 и l_2 – расстояния от дрены, соответствующие ординатам кривой депрессии h_1 и h_2 .

Более совершенной является дрена, расположенная на водонепроницаемом слое в траншее, засыпанной щебнем или гравием – дрена с фильтрующей шпорой.

Дрена, расположенная на водоупоре с фильтрующей шпорой

Приток грунтовых вод к данной дренажной конструкции определяется по формуле:

$$Q_{\Phi} = \frac{k_{\Phi}(H^2 - h_0^2)}{L_0}$$

где Q_{Φ} – расход воды на 1 м длины траншеи при двустороннем притоке, м³/с;

k_{Φ} – коэффициент фильтрации грунта, м/с;

H – мощность водоносного пласта, м;

L_0 – предел действия дрены, м.

Глубина воды в дренажной конструкции определяется по приближенной формуле:

$$h_0 = \sqrt{(L_0^2 + H^2)} - L_0$$

Если $h_0 < d$, то в дренажной трубе будет безнапорное движение воды с образованием свободной поверхности, если $h_0 > d$, то дренажная труба работает полным сечением.

2 Практический раздел

[#СтруктураЭУМК](#)

Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Механика жидкости и газа»

Лабораторная работа 1 [ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ](#)

Лабораторная работа 2 [ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ ТРУБОПРОВОДЕ](#)

Лабораторная работа 3 [ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ](#)

Лабораторная работа 4 [ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ СТАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА](#)

Лабораторная работа 5 [ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ](#)

Лабораторная работа 6 [ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ](#)

Лабораторная работа 7 [ИССЛЕДОВАНИЕ НЕПОДТОПЛЕННОГО ВОДОСЛИВА С ТОНКОЙ СТЕНКОЙ](#)

Схемы экспериментальной установки представлены в источнике литературы [5]

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Цель работы: Определение полного гидростатического давления в точке М с помощью пьезометра и мановакуумметра.

1. Теория вопроса

Основным понятием гидростатики является понятие гидростатического давления в данной точке покоящейся среды.

Абсолютное давление в любой точке покоящейся среды определяется по основному уравнению гидростатики:

$$P = P_0 + \rho gh \quad (1.1)$$

где P_0 – поверхностное давление, действующее на свободную поверхность жидкости;

ρgh – весовое давление, обусловленное весом столба жидкости (h), расположенной над рассматриваемой точкой;

ρ – плотность жидкости;

g – ускорение силы тяжести.

Если сосуд открыт, то $P_0 = P_a$ (1.2)

где P_a – атмосферное давление.

Давление в точке, отличающееся от атмосферного, называется избыточным. Если абсолютное давление в точке превышает атмосферное, то его называют манометрическим, давление меньше атмосферного называют вакуумметрическим.

В системе единиц СИ давление измеряется в паскалях: $1 \text{ Па} = 1 \text{ н/м}^2$.

Давление может быть измерено в атмосферах, метрах.

Одна техническая атмосфера равна:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 9,8 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2 = 0,1 \text{ МПа} = 10 \text{ м. вод. ст.}$$

Однако не следует отождествлять техническую атмосферу и атмосферу реально существующую, то есть физическую.

Для перехода давления от одной размерности к другой можно воспользоваться формулой:

$$h = \frac{P}{\rho \cdot g} \quad (1.3)$$

2. Схема и описание лабораторной установки

Опыты проводятся на лабораторном стенде

В цилиндрический стеклянный сосуд 1 помещена жидкость, которая создает давление на его стенки. С помощью насоса 2 на поверхности жидкости можно создавать как манометрическое, так и вакуумметрическое давление.

Величины этих давления определяются с помощью пружинного мановакуумметра 3 и пьезометра 4.

3. Порядок выполнения работы

1. Соединить гибкую трубку, идущую от сосуда, с нагнетательным штуцером насоса.

2. Вращая маховик насоса, создать некоторую величину давления в сосуде (величина давления ограничивается шкалой делений пьезометра).

3. Записать глубину воды в сосуде h_m , показания мановакуумметра и пьезометра.

4. Повторить опыты при данном подсоединении нагнетательного штуцера.

5. Соединить гибкую трубку со штуцером «разр.» и провести опыты в таком же порядке.

Результаты опытов занести в таблицу.

4. Обработка экспериментальных данных

Таблица 1.1.

Результаты измерений и расчетов

№№ п/п	Показатели	Единицы измерени й	Опыты		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
	1 серия $P_o > P_a$				
1.	Отметка точки М, ∇_m	м			
2.	Отметка поверхности воды в сосуде, ∇_o	м			
3.	Отметка уровня воды в пьезометре, ∇_1	м			
4.	Показание манометра	кг·с/см ²			
5.	Глубина воды в сосуде $h_m = \nabla_o - \nabla_m$	м			
6.	Пьезометрическая глубина $h_p = \nabla_1 - \nabla_m$	м			
7.	Гидростатическое давление в точке М, измеренное пьезометром $P_m = P_a + \rho g h_p$	Па			
8.	Гидростатическое давление в точке М, измеренное мановакуумметром $P_m = P_o + \rho g h_m$	Па			
1	2	3	4	5	6

	2 серия $P_o < P_a$				
1.	Отметка поверхности воды в сосуде, ∇_o	м			
2.	Отметка уровня воды в пьезометре, ∇_2	м			
3.	Показание вакуумметра	кг·с/см ²			
4.	Глубина воды в сосуде $h_m = \nabla_o - \nabla_m$	м			
5.	Вакуумметрическая глубина $h_b = \nabla_m - \nabla_2$	м			
6.	Гидростатическое давление в точке М, измеренное пьезометром $P_m = P_a - \rho gh_b$	Па			
7.	Гидростатическое давление в точке М, измеренное мановакуумметром $P_m = P_o + \rho gh_m$	Па			

Поверхностное давление в первой серии опытов определяется:

$$P_o = P_a + P_m \quad (1.4)$$

где P_m – давление, которое показывает манометр, Па.

Во второй серии опытов:

$$P_o = P_a - P_{\text{вак}} \quad (1.5)$$

5. Вопросы для самопроверки

1. Как выглядит основное уравнение гидростатики?
2. Что называется вакуумметрическим и манометрическим давлениями?
3. Напишите соотношение между единицами измерения давления.
4. Какой высоте столба жидкости в пьезометре эквивалентно показание мановакуумметра?
5. При какой температуре вода имеет наибольшую плотность?
6. Какой минимальный диаметр пьезометров?
7. Какими приборами измеряется гидростатическое давление?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Установить характер режима движения жидкости в стеклянной трубе при различной величине расхода.

1. Теория вопроса

При течении реальной жидкости наблюдаются различные режимы ее движения и в определенных условиях характер движения может претерпевать изменения: происходит переход от одного режима к другому.

Критерием для оценки режима движения жидкости является безразмерное число Рейнольдса Re . Число Рейнольдса представляет меру отношения сил инерции к силам трения, действующим в движущейся жидкости.

Для труб круглого сечения число Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2.1.)$$

где v – средняя скорость движения жидкости;

d – внутренний диаметр трубы;

ν – кинематический коэффициент вязкости.

Для всех жидкостей при значениях критерия Re меньших 2320 движение жидкости в трубопроводе ламинарное, а при больших 2320 – турбулентное. Постепенное (количественное) увеличение числа Re приводит к качественному изменению характера движения: жидкость из слоистого упорядоченного движения переходит к беспорядочному, хаотическому.

Необходимо отметить, что существуют нижнее и верхнее критические числа Рейнольдса, то есть до $Re_{кр.н.} = 2320$ – устойчивое ламинарное движение, а после $Re_{кр.в.} = 13800$ – устойчивое турбулентное. Переход от одного режима к другому происходит в указанном промежутке чисел Re и зависит от внешних условий (форма сечения, качество стенок и т.д.). В инженерных расчетах для труб круглого сечения обычно принимают нижнее значение $Re = 2320$.

2. Схема и описание лабораторного стенда

Наблюдение за режимами движения жидкости проводятся на лабораторном стенде.

Жидкость из резервуара 1 поступает из трубопровода 3. Постоянный

уровень в резервуаре поддерживается при помощи стенки 2. Подкрашенная жидкость в стеклянную трубу поступает из сосуда 4. Диаметр стеклянной трубы $d = 32$ мм. Величина расхода жидкости Q регулируется вентилем 6 и определяется объемным способом.

3. Порядок выполнения работы

1. Открыть вентиль на подающем трубопроводе.
 2. Убедившись в том, что уровень жидкости в резервуаре не изменяется, открыть вентиль 6.
 3. Приоткрыть вентиль 7 и подать подкрашенную жидкость в стеклянную трубу.
 4. Используя мерный сосуд и секундомер, определить величину пропускаемого расхода.
 5. Измерить температуру воды.
 6. Вести визуальные наблюдения за характером движения подкрашенной жидкости на фоне основного потока.
 7. Изменить с помощью вентилей 6 расход воды в трубе и повторить опыты 2-3 раза.
- Результаты опытов занести в таблицу.

4. Обработка экспериментальных данных

Таблица 2.1.

Результаты измерений и расчетов

№ опыта	Температура воды, t , °C	Кинематический коэффициент вязкости, ν , $\text{м}^2/\text{с}$	Объем воды в мерном сосуде, W , м^3	Расход воды, Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Средняя скорость, v , $\text{м}/\text{с}$	Число Рейнольдса, Re	Характер режима движения жидкости	τ , с
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Кинематический коэффициент вязкости принимается по справочной литературе в зависимости от температуры воды.

Расход воды:

$$Q = \frac{W}{\tau}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (2.2)$$

Средняя скорость:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\bar{n} \cdot d^2} ; \bar{n} = 3,14 ; d - \text{в метрах.} \quad (2.3)$$

Число Рейнольдса определяется по формуле (2.1).

5. Вопросы для самопроверки

1. Какие режимы движения жидкости существуют? Чем они характеризуются?
2. От чего зависит число Рейнольдса?
3. Влияет ли форма трубы (канала) на величину критического числа Рейнольдса?
4. Зависит ли критическое число Рейнольдса от обычно встречающейся шероховатости стенок труб?
5. Что называют расходом жидкости?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ПОТОКА ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТИ

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Построение пьезометрической и напорной линий для трубопровода переменного сечения.

1. Теория вопроса

Уравнение Бернулли для потока вязкой жидкости, одно из основных уравнений гидравлики, имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot v_2^2}{2g} + h_w, \quad (3.1)$$

где: z_1 и z_2 – расстояние от плоскости сравнения (горизонтальной плоскости) до центра рассматриваемых сечений;

P_1 и P_2 – гидродинамические давления в тех же сечениях, для которых определяется z_1 и z_2 ;

v_1 и v_2 – средние скорости в рассматриваемых сечениях;

α – коэффициент кинетической энергии потока (коэффициент Кориолиса), учитывающий неравномерность распределения скоростей в живом сечении потока;

h_w – суммарные потери напора.

Индексами 1 и 2 обозначены величины, относящиеся к сечениям потока соответственно выше и ниже по течению.

Сумму $z + \frac{P}{\gamma}$ называют пьезометрическим напором. Этот напор показывает пьезометр, установленный в рассматриваемом сечении. Линия, соединяющая уровни жидкости в пьезометрах, называется пьезометрической.

Величину $\frac{\alpha \cdot v^2}{2g}$ называют скоростным напором. Если от пьезометрической линии отложить в каждом сечении потока отрезки, равные соответствующим скоростным напорам, и концы этих отрезков соединить, то получим напорную линию.

Расстояние от плоскости сравнения до напорной линии называют гидродинамическим напором.

Если от напорной линии первого сечения трубопровода провести горизонтальную прямую, расстояние от этой прямой до напорной линии второго сечения определит величину, которую называют потерей напора.

Величину E_1 и E_2 характеризуют полную удельную энергию потока в сечениях 1-1 и 2-2.

Величина $z_1 + \frac{P_1}{\gamma}$ характеризует потенциальную энергию в сечении 1-1, а $z_2 + \frac{P_2}{\gamma}$ - в сечении 2-2; $\frac{\alpha \cdot v_1^2}{2g}$ и $\frac{\alpha \cdot v_2^2}{2g}$ характеризуют величину кинетической энергии в тех же сечениях потока. Потери полной удельной энергии потока между сечениями 1-1 и 2-2 будут:

$$h_w = E_1 - E_2 \quad (3.2)$$

Применение уравнения Бернулли основывается на соблюдении двух основных условий: 1) движение жидкости между сечениями потока должно быть установившимся; 2) движение жидкости в рассматриваемых сечениях должно быть параллельно-струйным или плавно изменяющимся.

2. Схема и описание лабораторной установки

Опыты проводятся на трубопроводе переменного сечения ($d_1 = 16$ мм и $d_2 = 36$ мм).

На характерных участках трубопровода 2 установлены пьезометры 3. Все пьезометры выведены на специальный щит 4, нуль шкалы которого совпадает с плоскостью сравнения, проходящую по оси трубопровода. Уровень воды в напорном баке поддерживается постоянным. Расход воды в трубопроводе определяется объемным способом.

3. Порядок выполнения работы

1. До начала работы убедиться в отсутствии воздуха в пьезометрах (при отсутствии движения воды в трубопроводе пьезометры должны показывать одинаковые величины напоров).

2. Открыть вентиль 1 и подать в трубопровод некоторую величину расхода.

3. Убедившись в том, что режим движения жидкости в трубе установившийся (характеризуется постоянством уровней в пьезометрах), снять показания пьезометров и занести в таблицу.

4. На основании результатов таблицы 1 построить пьезометрическую и напорные линии.

5. С помощью мерного сосуда и секундомера установить величину расхода, подаваемого в трубопровод.

4. Обработка экспериментальных данных

Таблица 3.1.

Результаты измерений и расчетов

№№ п/п	Величина	Размер- ность	Номера сечений (пьезометров)									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1.	Площадь живых сечений, w	m^2										
2.	Удельная потенциальная энергия, $z + \frac{P}{\gamma}$	m										
3.	Скорость, v	m/c										
4.	Удельная кинетическая энергия, $\frac{\alpha \cdot v^2}{2g}$	m										
5.	Полная удельная энергия, E	m										
6.	Потери энергии между соседними сечениями, h_w	m										

Расход жидкости определяется по формуле:

$$Q = \frac{W}{\tau}, \quad m^3/c \quad (3.3)$$

где: W – объем жидкости в мерном сосуде, m^3 ;
 τ – время наполнения сосуда, с.

Средняя скорость в сечениях подсчитывается по формуле:

$$v = \frac{Q}{w}, \quad m/c \quad (3.4)$$

где w – площадь живого сечения потока, m^2 .

При определении удельной кинетической энергии потока принять $\alpha = 1,1$.

Полная удельная энергия потока определяется по формуле 3.1.

Потери энергии между сечениями определяются по формуле 3.2. На основании 2 и 5 граф таблицы над схемой трубопровода строятся пьезометрическая и напорная линии.

5. Вопросы для самопроверки

1. Объясните геометрический и энергетический смысл уравнения Бернулли.
2. Какие существуют ограничения для применения уравнения Бернулли?

3. Что учитывает коэффициент Кориолиса?
4. В каком случае соседние пьезометры, установленные на трубопроводе переменного сечения, покажут одинаковые значения напоров?
5. Будут ли отличаться показания первого и десятого пьезометров при открытом вентиле на входе и закрытом отверстии на выходе из трубопровода?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ СТАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Экспериментальные определения коэффициента гидравлического трения и сравнение его с результатами, вычисленными по формулам.

1. Теория вопроса

Суммарные потери напора, входящие в уравнение Бернулли, включают в себя потери напора по длине и местные потери. Потерями напора по длине называют потери напора, обусловленные работой сил трения, возникающей в движущейся реальной (вязкой) жидкости. При движении реальной жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе потери напора h_l по длине определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l \cdot v^2}{d \cdot 2g} , \quad (4.1)$$

где: λ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси;
 l – длина расчетного участка, м;
 d – диаметр расчетного трубопровода, м;
 v – средняя скорость потока, м/с;
 g – ускорение силы тяжести, м/с².

Коэффициент λ в общем случае зависит от шероховатости стенок трубопровода и числа Рейнольдса, влияние которых проявляется по-разному.

Для определения коэффициента λ существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул. При ламинарном режиме (т.е. при $Re \leq 2320$) λ определяется по формуле Пуайзеля.

$$\lambda = \frac{64}{Re} , \quad (4.2)$$

При турбулентном режиме следует выделить три области:

1) область гидравлически гладких труб при значениях числа Рейнольдса в пределах $2320 \leq Re \leq 20 \frac{d}{\Delta}$; коэффициент λ для этой области определяется по формуле П.К.Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} \quad (4.3)$$

2) переходная область при значениях числа Рейнольдса в пределах

$$200 \frac{d}{\Delta_s} \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_s}$$

Коэффициент λ для этой области определяется по формуле А.Д.Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{d}{\Delta_s} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (4.4)$$

3) область гидравлически шероховатых труб при значениях числа Рейнольдса

$$Re > 500 \frac{d}{\Delta_s}$$

Коэффициент λ для этой области определяется по формуле Б.Л.Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{d}{\Delta_s} \right)^{0,25} \quad (4.5)$$

В вышеперечисленных формулах Δ_s – эквивалентная абсолютная шероховатость стенки трубы (принимается из справочной литературы).

Определение λ по указанным формулам облегчается использованием существующих номограмм.

2. Схема и описание лабораторной установки

Схема лабораторной аналогична лабораторной работы № 3. Опытный участок трубопровода длиной 5,5 м и диаметром 16 мм принят между сечениями на VII и VIII пьезометрах.

3. Порядок выполнения работы

1. Убедиться в отсутствии воздуха в пьезометрах.

2. Открыть вентиль I и установить в опытном трубопроводе некоторую величину расхода.

3. После стабилизации показаний VII и VIII пьезометров занести в таблицу величину пьезометрических напоров.

4. С помощью мерного цилиндра и секундомера определить расход воды в трубопроводе.

5. Измерить температуру воды в начале и в конце опыта.

6. Опыты повторяются 4-5 раз.

4. Обработка экспериментальных данных

Таблица 4.1.

Результаты измерений и расчетов

№№ опыт а	Средн яя темпе ратура воды, t, °C	Кинематич еский коэффицие нт вязкости, ν , м ² /с	Пьезометрическ ие напоры		Потер и напора по длине, h_l	Средн яя скорос ть, v	Число Рейнол ьдса, Re	Коэффициен т гидравличес кого трения	
			В сечени и VII	В сечени и VIII				Опы тный	Выч исле нный
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Кинематический коэффициент вязкости определяется по справочной литературе в зависимости от средней температуры воды. Потери напора по длине определяются как разность пьезометрических напоров в VII и VIII сечениях.

Средняя скорость воды в трубопроводе вычисляется по известной формуле:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}$$

(4.6)

где: $Q = \frac{W}{\tau}, \text{ м}^3/\text{с}$

Число Рейнольдса вычисляется по формуле $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ и по его величине определяется режим движения и область сопротивления воды в трубопроводе. Опытные значения λ получают из формулы 4.1.

$$\lambda = \frac{2g \cdot d \cdot h_l}{l \cdot v^2} \quad (4.7)$$

В зависимости от области сопротивления вычисляется величина коэффициента λ по формулам (4.2) – (4.5) и сравнивается с экспериментальными значениями.

5. Вопросы для самопроверки

1. Дайте определение потерям напора по длине.
2. Как выглядит формула Дарси-Вейсбаха?
3. Какие области сопротивления существуют при турбулентном движении жидкости в трубопроводе?
4. От чего в общем случае зависит коэффициент гидравлического трения?
5. Почему потери напора по длине для трубопровода постоянного сечения равны разности пьезометрических напоров?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Определение экспериментальных значений коэффициентов местных сопротивлений в случае резкого расширения, резкого сужения, поворота трубопровода и сопоставление их со справочными данными.

1. Теория вопроса

На отдельных участках трубопровода, где имеются повороты, изменения сечений и т.д., возникают местные потери, обусловленные работой сил трения. Эти силы трения в зонах резко изменяющегося движения жидкости распределяются в потоке весьма неравномерно. В этих местах происходит изменение скоростей потока по величине и направлению, отрыв транзитной струи от стенок трубы с образованием водоворотных областей. Возмущение сопротивления сказывается на расстоянии 10-15 диаметров трубопровода.

Местную потерю напора принято вычислять по формуле Вейсбаха в долях скоростного напора:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \text{ м} \quad (5.1)$$

где: ζ_m – безразмерный коэффициент местного сопротивления;

v – средняя скорость потока за участком с местным сопротивлением, м/с.

Из выражения (5.1) опытное значение коэффициента местного сопротивления:

$$\zeta_m = \frac{2gh_m}{v^2} \quad (5.2)$$

2. Схема и описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки аналогична лабораторной работе № 3.

Резкое расширение исследуется на участке трубопровода между сечениями I и II, резкое сужение – между сечениями V и VI.

Выходной участок трубопровода (между сечениями IX и X) представлен четырьмя поворотами ($\alpha = 90^\circ$). На этом участке определяется величина потерь напора как на резком повороте.

3. Порядок выполнения работы

1. Убедиться в отсутствии воздуха в пьезометрах I, II, V, VI, IX, X.
2. Открыть вентиль I и подать в трубопровод некоторую величину расхода воды.
3. Убедившись в постоянстве расхода, измерить его величину (объемным способом).
4. Снять показания пьезометров и занести их в таблицу 5.1.

Таблица 5.1.

Результаты измерений

Вид сопротивления	Отсчеты по пьезометрам						Объем воды в сосуде, W, л	Время наполнения сосуда, τ , с
	I	II	V	VI	IX	X		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Резкое расширение	+	+						
Резкое сужение			+	+				
Поворот трубы					+	+		

4. Обработка экспериментальных данных

Расход воды в трубопроводе подсчитывается по формуле:

$$Q = \frac{W}{\tau}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (5.3)$$

Средняя скорость движения потока в соответствующих сечениях вычисляется:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с} \quad (5.4)$$

Определяется полная удельная энергия потока до местного сопротивления и после него:

$$E = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}, \text{ м} \quad (5.5)$$

где: $z + \frac{P}{\rho g}$ - пьезометрический напор в соответствующем сечении (отсчет по пьезометру).

Если пренебречь потерей напора по длине, то местная потеря напора на участке сопротивления определяется как:

$$h_m = E_1 - E_2 \quad (5.6)$$

где: E_1 и E_2 – полная удельная энергия потока соответственно до и после сопротивления.

С помощью выражения (5.2) подсчитываются опытные значения коэффициентов сопротивлений, которые сопоставляются с вычисленными или справочными данными.

При определении коэффициента местного сопротивления на повороте трубы по формуле (5.2) величину h_m , как разность полных удельных энергий в сечении IX и X, следует разделить на четыре.

Таблица 5.2.

Результаты расчетов

Вид местных сопротивлений	Средняя скорость в сечениях, v		Полная удельная энергия в сечениях, E		Местные потери напора h_m , м	Коэффициент местных потерь	
	До сопротивления, м/с	За сопротивлением, м/с	До сопротивления, м	За сопротивлением, м		Из опыта ζ_m^o	Из справочника ζ_m^c
1	2	3	4	5	6	7	8
Резкое расширение							
Резкое сужение							

сужение							
Повороты трубы							

5. Вопросы для самопроверки

1. Чем вызываются местные потери напора?
2. Как выглядит формула для определения потерь напора?
3. Как опытным путем определить величину местной потери напора на сопротивление?
4. На какой длине потока сказывается возмущение сопротивления?
5. От каких параметров зависит коэффициент местного сопротивления?

Лабораторная работа № 6

ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ИЗ ОТВЕРСТИЙ И НАСАДКОВ ПРИ ПОСТОЯННОМ НАПОРЕ

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Экспериментальное определение коэффициентов расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении жидкости из отверстия в тонкой стенке и насадок при постоянном напоре и сравнение полученных значений со справочными.

1. Теория вопроса

Малым называется такое отверстие, при расчете истечения из которого пренебрегают скоростью подхода. Для этого должно соблюдаться условие:

$$d \leq 0,1 H \quad (6.1)$$

где: d – диаметр отверстия;

H – напор над центром отверстия.

Стенка считается в гидравлическом смысле тонкой, если ее толщина $\delta \leq (2-2,5)d$. Струя жидкости на выходе из отверстия резко сужается. Такое сжатие обусловлено инерцией частиц жидкости, движущихся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям. При этом на расстоянии $l_0 \approx 0,5d$ от внутренней поверхности стенки формируется сжатое сечение. Площадь этого сечения определяется зависимостью:

$$w_c = \varepsilon \cdot w \quad (6.2)$$

где: ε – коэффициент сжатия струи;

w – площадь отверстия.

Средняя скорость в сжатом сечении определяется по формуле:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH} \text{ , м/с} \quad (6.3.)$$

где φ – безразмерный коэффициент скорости;
 g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

Величину коэффициента скорости можно определить из формулы:

$$\varphi = \frac{x}{2\sqrt{H \cdot y}}, \quad (6.4)$$

где: x и y – абсцисса и ордината траектории струи в системе координат с началом, лежащем в центре сжатого сечения.

Расход жидкости при истечении из отверстия определяется по формуле:

$$Q = \mu \cdot w \sqrt{2gH}, \quad (6.5)$$

где: μ – коэффициент расхода;
 w – площадь отверстия, м^2 .

Из формулы (6.5):

$$\mu = \frac{Q}{w\sqrt{2gH}} \quad (6.6)$$

Коэффициент расхода представляет отношение действительного расхода жидкости к расходу идеальной жидкости без учета сжатия струи.

Коэффициент сжатия струи определяется по зависимости:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\varphi} \quad (6.7)$$

Коэффициент сопротивления определяется по формуле:

$$\zeta = \frac{1}{\phi^2} - 1 \quad (6.8)$$

Насадком называется короткая напорная труба длиной $l = (3-4)d$, присоединенная к отверстию. При гидравлическом расчете насадка учитываются только местные потери напора.

Различают следующие основные типы насадков: внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури), внутренний цилиндрический насадок (насадок Борда), конический, коноидальный. Насадки увеличивают пропускную способность отверстия.

Расчетные зависимости при истечении жидкости через насадки те же, что и при истечении из отверстий. Следует заметить, что в формуле (6.5) величина w – площадь насадка на выходе.

При движении жидкости в насадке Вентури образуется сжатое сечение, после которого струя расширяется и вытекает полным сечением. Сжатую зону струи в насадке охватывают водоворотные области, где возникает вакуум ($h_{\text{вак}} \approx 0,94H$).

2. Схема и описание лабораторной установки

Вода в емкость 1, в стенке которой сделан специальный круглый вырез, поступает по трубопроводу 2. Расход воды, поступающей в емкость, регулируется вентилем 8. Для поддержания постоянного напора, величина которого измеряется пьезометром 4, служит труба 3. Отверстие в емкости может перекрываться клапаном 5. Измерение расхода струи производится с помощью мерного сосуда 6, установленного на тележке. Для измерения координат центра произвольного сечения струи служит координатник 7.

3. Порядок проведения работы

1. Открыть вентиль на подающем трубопроводе.
2. После установления в емкости постоянного напора, о чем свидетельствует пьезометр, открыть клапан отверстия.
3. По пьезометру измерить напор и с помощью координатника определить координаты в трех произвольных сечениях струи.
4. Измерить объем воды в мерной емкости, наполнившейся за определенный период времени.
5. Отверстие перекрыть и закрепить насадок Вентури.
6. Опыт повторить с измерением вакуума в насадке.

4. Обработка экспериментальных данных

Таблица 6.1.

Результаты измерений и расчетов

Исследуемый объект	Площадь сечения, $w, \text{м}^2$	Объем воды в мерном сосуде, $W, \text{м}^3$	Время наполнения, $\tau, \text{с}$	Расход, $Q, \text{м}^3/\text{с}$	Напор, $H, \text{м}$	μ	φ	ε	ζ	$h_{\text{вак}}, \text{м}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Отверстие										
Насадок Вентури										

Таблица 6.2.

Координаты сечений струи

Исследуемый объект	Координаты	Точки		
		1	2	3
Отверстие	x, м			
	y, м			
Насадок Вентури	x, м			
	y, м			

Расход воды определяется по формуле:

$$Q = \frac{W}{\tau}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (6.9)$$

Коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления для малого отверстия и насадка Вентури подсчитываются по формулам (6.6), (6.4), (6.7) и (6.8) и сравниваются со справочными данными.

6. Вопросы для самопроверки

1. Что подразумевается под малым отверстием, тонкой стенкой, насадком?
2. В чем заключается физический смысл коэффициентов расхода и скорости?
3. Какое соотношение между коэффициентами расхода и скорости, между коэффициентами сопротивления и скорости?

4. Чем объяснить то обстоятельство, что расход жидкости через насадок Вентури больше расхода жидкости через отверстие при прочих равных условиях?
5. Вследствие чего в области сжатия струи насадка возникает вакуум?
6. Как выглядит формула расхода через отверстие и насадок?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕПОДТОПЛЕННОГО ВОДОСЛИВА С ТОНКОЙ СТЕНКОЙ

[#ПрактическийРаздел](#)

Цель работы: Экспериментальное определение коэффициента расхода неподтопленного прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия и сравнение его с результатами, вычисленными по формуле Р.Р.Чугаева

1.Теория вопроса

Сооружение, через гребень которого происходит перелив жидкости, называется водосливом.

По форме стенки (порога) разливают водосливы: а) с тонкой стенкой; б) практического профиля; в) с широким порогом.

К водосливам с тонкой стенкой относятся сооружения, при переливе через которые струя полностью отрывается от гребня и толщина стенки не влияет на форму струи. Это происходит в том случае, если гребень имеет заостренную форму или толщина стенки с плоским горизонтальным гребнем относительно мала:

$$\delta \leq 0,67H \quad (7.1)$$

где: δ – толщина стенки водослива;

H – геометрический напор на гребне водослива.

По форме выреза водосливы с тонкой стенкой подразделяются на: а) прямоугольные; б) треугольные; в) трапецеидальные; г) параболические.

По условиям протекания через прямоугольные отверстия и в зависимости от соотношения размеров ширины отверстия (b) и подводящего канала (B) водосливы могут быть: а) без бокового сжатия, когда $b = B$; б) с боковым сжатием, когда $b < B$. По типу сопряжения переливающейся струи с нижним бьефом различают водосливы: а) неподтопленные; б) подтопленные.

Прямоугольный водослив будет неподтопленным, если выполняется соотношение:

$$h_6 < P \quad (7.2)$$

где: h_6 – глубина воды в нижнем бьефе (н.б.);

P – высота водослива со стороны н.б.

Расход жидкости через неподтопленный прямоугольный водослив с тонкой стенкой без бокового сжатия определяется по формуле:

$$Q = m_0 \cdot B \cdot \sqrt{2g} \cdot H^{\frac{2}{3}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.3)$$

где: m_0 – коэффициент расхода с учетом скорости подхода потока к водосливу;

g – ускорение силы тяжести.

Коэффициент расхода может быть определен по различным эмпирическим формулам (Базена, Ребока и др.). Наиболее рациональной является формула Р.Р.Чугаева.

$$m_0 = 0,402 + 0,054 \frac{H}{P} \quad (7.4)$$

2. Схема и описание лабораторной установки

Опыты проводятся на модели водослива, установленного в гидравлическом лотке.

Расход жидкости, подаваемой в гидравлический лоток 4, определяется с помощью мерного водослива 10, смонтированного в емкости 8. Измерение высоты водослива, напора и глубин потока производится с помощью игольчатого уровнемера 5. Для измерения глубины в н.б. используется затвор-жалюзи 7.

3. Порядок выполнения работы

1. Измерить параметры водослива (P , b , δ).
2. Открыть задвижку 2, находящуюся на напорном трубопроводе 1 и подать в лоток через емкость 3 некоторую величину расхода.

3. С помощью затвора установить требуемую глубину воды в н.б. ($h_6 < P$).
4. Измерить величину напора на гребне водослива и глубину в н.б. (напор определяется на расстоянии $3H$ от водослива).
5. Определить, используя мерный водослив, величину расхода, подаваемого в гидравлический лоток.
6. Манипулируя задвижкой 2, изменить величину расхода и повторить опыты 2-3 раза.

Результаты опытов заносятся в таблицу.

4. Обработка экспериментальных данных

Расход жидкости определяется по формуле Томсона:

$$Q = 1,4 H_1^{\frac{5}{2}} \quad (7.5)$$

где: Q – расход в $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напор на мерном водосливе в м.

Опытное значение коэффициента расхода $m_{o,оп.}$ определяется из формулы (7.3), а теоретическую величину $m_{o,т.}$ – из формулы (7.4).

В работе следует определить отклонение опытных и теоретических величин коэффициентов расхода и отразить результат в выводе.

Таблица 7.1.

Результаты измерений и расчетов

№ опыт а	Параметры модели водослива			H, м	h ₆ , м	H ₁ , м	Расчетные величины					
	P, м	b, м	δ, м				$\frac{\delta}{H}$	P-h ₆ , м	Q, м ³ /с	m _{o,оп}	m _{o,т.}	$\left(\frac{m_{o,оп}}{m_{o,т.}} - 1\right) 100$ %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1												
2												
3												

5. Вопросы для самопроверки

1. Что называется водосливом?
2. Как классифицируются водосливы?
3. Какие условия затопления водосливов с тонкой стенкой?
4. В каком створе измеряется напор на гребне водослива?
5. Как выглядит основная расчетная формула для прямоугольного водослива?

ЛИТЕРАТУРА

[#ПрактическийРаздел](#)

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987. – 410 с.
2. Вильнер Я.М., Вопнярский И.П., Кузменков В.И. и др. Лабораторный практикум по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. – Мн.: Выш. школа, 1980. – 224 с.
3. Справочник по гидравлическому расчету. /Под ред. П.Г.Киселева/ - М.: Энергия. 1972. – 312 с.
4. Чугаев Р.Р. Гидравлика. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.
5. Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Механика жидкости и газа» для студентов специальности 1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство»/ УО «Брест. гос. техн. университет» сост.: С.Г. Белов, Г.О.Наумчик, Е.С. Рыбак – Брест, 2016. – 23 с.

Перечень вопросов, выносимых на итоговую аттестацию по учебной дисциплине «Механика жидкости и газа»

1. Предмет МЖиГ. Примеры гидромеханических задач.
2. Краткие сведения из истории гидравлики и об ее основоположниках.
3. Основные физические свойства жидкостей и газов.
4. Неньютоновские жидкости.
5. Гидростатическое давление и его свойства.
6. Свободная поверхность.
7. Основное уравнение гидростатики.
8. Абсолютное и манометрическое давление.
9. Пьезометрическая высота. Вакуум.
10. Давление жидкости на плоские поверхности.
11. Центр давления. Эпюра давления.
12. Равномерное и неравномерное движение.
13. Напорный и безнапорный поток.
14. Уравнение неразрывности потока.
15. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
16. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости.
17. Основное уравнение равномерного движения жидкости.
18. Режимы движения жидкости. Число Рейнольдса.
19. Характеристика ламинарного движения жидкости.
20. Характеристика турбулентного движения жидкости.
21. Потери напора на трение по длине потока.
22. Потери напора в местных сопротивлениях.
23. Истечение жидкости из отверстий при постоянном напоре.
24. Виды насадков.
25. Истечение жидкости через насадки.
26. Классификация водосливов.
27. Истечение жидкости через водослив с тонкой стенкой.
28. Назначение и классификация трубопроводов.
29. Основные формулы для гидравлического расчета трубопроводов.
30. Расчет простых трубопроводов.
31. Расчет безнапорных трубопроводов.
32. Равномерное движение жидкости в открытых руслах.
33. Допустимые скорости движения потока.
34. Гидравлический расчет каналов.
35. Фильтрационное движение грунтовых вод.
36. Закон фильтрации.
37. Приток грунтовых вод к колодцам и скважинам.
38. Приток воды к дренажным сооружениям.

4 Вспомогательный раздел

[#СтруктураЭУМК](#)

4.1. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ «МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА»

4.2 ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ «МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГАЗА»

4 Вспомогательный раздел

Дневная форма получения образования
профилизации:

Эффективные строительные технологии; Строительство и гражданская инженерия;
Цифровое моделирование и проектирование;
Автомобильные дороги и объекты транспортной инфраструктуры

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов на самостоятельную работу	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1.	Введение	2					6	
2.	Гидростатика жидкости	4			4		10	
3.	Гидродинамика жидкости	4			4		12	
4.	Виды сопротивления	6			4		6	
5.	Истечение жидкости из отверстий, через насадки и водосливы	4			4		6	
6.	Расчет трубопроводов	6					8	
7.	Движение жидкости в открытых руслах	4					6	
8.	Фильтрационное движение грунтовых вод	4					6	
9.	ИТОГО	34			16		60	зачёт

Дневная форма получения образования
профилизация:

Водоснабжение, водоотведение и охрана водных ресурсов

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов на самостоятельную работу	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1.	Введение	2						
2.	Гидростатика жидкости	4	6		4			
3.	Гидродинамика жидкости	4			4			
4.	Виды сопротивления	6	2		4			
5.	Истечение жидкости из отверстий, через насадки и водосливы	4	2		4			

6.	Расчет трубопроводов	6	4					
7.	Движение жидкости в открытых руслах	4	2					
8.	Фильтрационное движение грунтовых вод	4	2					
9.	ИТОГО	34	18		16		40	экзамен

*Заочная форма получения образования
профилизация:*

Строительство и гражданская инженерия

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов на самостоятельную работу	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1.	Введение	0,5					10	
2.	Гидростатика жидкости	1			1		14	
3.	Гидродинамика жидкости	2			1		16	
4.	Виды сопротивления	0,5			1		12	
5.	Истечение жидкости из отверстий, через насадки и водосливы	0,5			1		12	
6.	Расчет трубопроводов	0,5					12	
7.	Движение жидкости в открытых руслах	0,5					12	
8.	Фильтрационное движение грунтовых вод	0,5					12	
9.	ИТОГО	6			4		100	зачёт

*Заочная форма получения образования, интегрированная со средним специальным
профилизацией:*

Строительство и гражданская инженерия,

Автомобильные дороги и объекты транспортной инфраструктуры

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов					Количество часов на самостоятельную работу	Форма контроля знаний
		Лекции	Практические занятия	Семинарские занятия	Лабораторные занятия	Иное		
1.	Введение	0,5					10	
2.	Гидростатика жидкости	1			1		14	
3.	Гидродинамика жидкости	2			1		16	
4.	Виды сопротивления	0,5			1		12	
5.	Истечение жидкости из отверстий, через насадки и	0,5			1		12	

	водосливы							
6.	Расчет трубопроводов	0,5					12	
7.	Движение жидкости в открытых руслах	0,5					12	
8.	Фильтрационное движение грунтовых вод	0,5					12	
9.	ИТОГО	6			4		100	зачёт

4.2 ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4 Вспомогательный раздел

4.2.1 Перечень литературы

Основная литература

1. Качанов И.В. Механика жидкости и газа. Гидростатика: пособие для вузов / Качанов И.В.; М-во образ. Респ. Беларусь; БНТУ; каф. "Гидротехническое и энергетическое строительство, водный транспорт и гидравлика". - Минск : БНТУ, 2021. - 63с. - ISBN 978-985-583-288-2: б/ц.

2. Гусев А.А. Гидравлика. Теория и практика. / А.А. Гусев. 2-е изд., испр. и доп. Учебник для вузов М.: Издательство Юрайт, 2015. – 285 с.

3. Андрижиевский А.А. Механика жидкости и газа: учебное пособие/ А.А.Андрижиевский; Белорусский государственный технологический университет.- Мн.: БГТУ, 2014.- 203 с.

4. Калицун, В.И. Гидравлика, водоснабжение, канализация / В.И. Калицун, В.С. Кедров, Ю.М. Ласков. – М.: Стройиздат, 2004. – 397 с.

5. Самусь О.Р. Водоснабжение и водоотведение с основами гидравлики: учебное пособие / О.Р. Самусь, В.М. Овсянников, А.С. Кондратьев – М.: Директ-Медиа, 2014 – 128 с.

6. Электронный учебно-методический комплекс по учебной дисциплине «Механика жидкости и газа» для специальностей: 1-70 01 01 «Производство строительных изделий и конструкций», 1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство» [Электронный ресурс] / Брестский государственный технический университет, Факультет инженерных систем и экологии, Кафедра водоснабжения, водоотведения и охраны водных ресурсов ; сост.: С. Г. Белов. – Брест : БрГТУ, 2022. – Режим доступа: <https://rep.bstu.by/handle/data/32643>.

Дополнительная литература

1. СН 4.01.03-2019 Строительные нормы Республики Беларусь «Системы внутреннего водоснабжения и канализации зданий». Министерство архитектуры и строительства РБ. – Минск, 2019.

2. Лукиных, А. А. Таблицы для гидравлического расчета канализационных сетей и дюкеров по формуле акад. Н.Н. Павловского : Справочное пособие / А. А. Лукиных, Н. А. Лукиных. – 5-е изд. М. : Стройиздат, 1987. – 152 с.

3. Шевелев, Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб : Справочное пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. – М. : БАСТЕТ, 2014. – 382 с.