

**Министерство сельского хозяйства РФ**  
**Тюменская государственная сельскохозяйственная академия**

# **Гидравлика и гидравлические машины**

Методические указания по изучению дисциплины и задания  
для контрольных работ

**Тюмень, 2010**

## УДК 621.22

Автор-составитель: А.П. Рухленко, кандидат технических наук, доцент.

**Р Рухленко А.П.** Гидравлика и гидравлические машины. Методические указания для студентов инженерных специальностей заочной формы обучения / ТГСХА, Тюмень, 2011. - 94 с.

Дана рабочая программа изучения дисциплины. Приведены краткие теоретические сведения и варианты задач для выполнения контрольной работы. Указана основная и дополнительная литература. Справочные данные изложены в приложениях.

Рекомендованы и одобрены методическим советом Механико-технологического института Тюменской государственной сельскохозяйственной академии.

УДК 621.22

© Рухленко А.П. , 2011

© ТГСХА, 2011

## ВВЕДЕНИЕ

В современных технических устройствах всё более широкое применение находят гидравлические механизмы и приводы (авиация, вертикальное и горизонтальное бурение, асфальтоукладчики, автомобили-самосвалы, автомобили-мусоровозы, подъемные краны и экскаваторы, тракторы промышленного и сельскохозяйственного назначения, прокатные станы, зерноуборочные и кормоуборочные комбайны, оборотные плуги, мелиоративные машины, подъемники, кормораздатчики и т.д.)

Законы гидравлики используются при проектировании водо-нефте-газо-проводов (в сельском хозяйстве – кормо- и навозопроводов).

Из вышесказанного понятна роль гидравлики как науки и её значение при подготовке студентов инженерных специальностей, в частности, инженеров для сельского, лесного хозяйств и предприятий переработки сельскохозяйственной продукции.

Цель изучения дисциплины – получение теоретических знаний и овладение методами инженерного расчета гидравлического оборудования.

В результате изучения дисциплины студент должен знать: основы гидростатики и динамики жидкостей, технологические схемы и конструктивное устройство основных гидравлических машин, тенденции их совершенствования и области применения. Он должен уметь: решать основные задачи по гидравлике, выполнять основные расчеты и анализировать работу гидравлических машин.

Изучение гидравлики основывается на знаниях соответствующих разделов обычной и высшей математики, физики, теоретической механики, сопротивления материалов.

## Общие указания по изучению дисциплины

Основной формой занятий для студентов-заочников является самостоятельная работа над учебной литературой и выполнение контрольных заданий.

Прежде всего необходимо внимательно ознакомиться с программой и подобрать рекомендуемую литературу. Наиболее полно содержание дисциплины согласно программе подготовки студентов инженерных специальностей сельскохозяйственного профиля изложено в учебниках [1, 2, 3]. В краткой и весьма доступной для изучения форме основные положения гидравлики представлены в учебном пособии [4]. С примерами решения задач можно ознакомиться в сборнике [5]. В краткой и доступной форме основные сведения о гидравлических машинах можно взять из учебника [6].

Последовательность изучения разделов и тем рекомендуется такой же, как она приводится в учебниках.

Приступив к проработке темы, необходимо вначале уяснить по программе и методическим указаниям круг рассматриваемых вопросов, изучить материал темы, выделить главные вопросы и кратко законспектировать.

После этого необходимо решить задачу контрольной работы, относящуюся к данной теме.

При изучении дисциплины студент-заочник должен выполнить одну контрольную работу по основным темам и разделам.

Номера задач контрольной работы устанавливаются по двум последним цифрам номера зачетной книжки (шифра) студента. С помощью нижеприведенной таблицы на пересечении соответствующих этим цифрам строк (по горизонтали) и колонок (по вертикали).

Условие каждой задачи должно записываться полностью с рисунками и схемами (если таковые есть) четко и аккуратно. Решение должно сопровождаться краткими пояснениями. Величины коэффициентов и другие справочные материалы, используемые при расчетах, должны сопровождаться ссылками на литературные источники. Все численные значения величин, входящих в расчетные формулы, необходимо подставлять в Международной системе единиц (СИ). Физические величины должны быть представлены в формулах в одинаковых размерностях, например, линейные величины в м, силы в Н, или кН, давление в Па, или кПа, или МПа и т.д..

## Библиографический список

1. Исаев А.П., Сергеев, Дидур В.А. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов. М.: Агропромиздат. - 1990. – 400 с.
2. Палишкин Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение. М.: Агропромиздат. - 1990. – 350 с.
3. Сабашвили Р.Г. Гидравлика, гидравлические машины и водоснабжение сельского хозяйства: учебное пособие для сельскохозяйственных вузов. – М.: Колос, 1997. – 479 с.: ил.
4. Рухленко А.П. Гидравлика и гидравлические машины. Учебное пособие /ТГСХА – Тюмень. – 2007. - 124 с.
5. Рухленко А.П. Сборник задач по гидравлике и гидравлическим машинам. /ТГСХА - Тюмень. - 2008. - 148 с.
6. Васильев Б.А., Грецов Н.А. Гидравлические машины. М.: ВО Агропромиздат, 1988. - 272 с.

# МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИЗУЧЕНИЮ СОДЕРЖАНИЯ РАЗДЕЛОВ ДИСЦИПЛИНЫ ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Литература: [1], с. 5- 8; [2], с. 4 - 7, [3], с. 3 - 6.

Уяснить предмет, состав и задачи дисциплины «Гидравлика и гидравлические машины», определения понятий: гидромашина, насос, гидродвигатель, гидropередача, гидропривод, гидросистема. Ознакомиться с историей развития гидравлики и гидромашин, ролью и значением их в решении инженерных задач по механизации и автоматизации производственных процессов в сельском хозяйстве.

## 1. ГИДРАВЛИКА

### 1.1. Основные физические свойства жидкостей и газов

Литература: [1], с. 8...13; [2], с. 8...14; [3], с. 7...12; [4], с. 3...4.

Необходимо хорошо уяснить понятия жидкости (или газа) как сплошной непрерывной среды и жидкой частицы, как бесконечно малого объема этой среды, однако во много раз большего, чем объем молекулы. При изучении равновесия и движения жидкостей, газов жидкая частица представляется как материальный объект, к которому применимы все законы механики. Это позволяет использовать для исследований явлений и процессов в жидкостях и газах математический аппарат бесконечно малых величин и теорию непрерывных функций.

В жидкости действуют поверхностные силы (сжатия, растяжения, трения), приложенные к поверхностям, ограничивающим ее объем, массовые силы (тяжести, инерции, электромагнитные), распределенные по всей массе. В связи с непрерывностью среды удобно пользоваться единичными (удельными) силами. Единичная поверхностная сила (приходящаяся на единицу площади) — это напряжение (нормальное, касательное); единичная массовая сила (приходящаяся на единицу массы) — это ускорение.

Изучить такие физические свойства жидкостей, как сжимаемость, температурное расширение, вязкость, поверхностное натяжение, парообразование, растворение газов и показатели, характеризующие эти свойства. Выяснить: как зависят плотность, модуль упругости, вязкость жидкости от температуры и давления; при ка-

ких условиях допустимо считать жидкость несжимаемой.

Следует запомнить единицы измерения всех применяемых гидравлических величин в системе единиц СИ, а также перевод основных единиц системы МКГСС в систему СИ. Несогласованность единиц измерения приводит к грубым ошибкам в расчетах.

Важно уяснить понятия жидкости: идеальная, реальная, ньютоновская, неньютоновская (аномальная).

## 1.2. Гидростатика

Литература: 1, с. 13—34; 2, с. 14-34; 3, с.12— 40

Гидростатика — это раздел гидравлики, в котором рассматриваются законы равновесия жидкости и их практическое приложение.

В покоящейся жидкости действуют только нормальные напряжения сжатия, т. е. гидростатическое давление. Важно понять, что такое гидростатическое давление в точке и какими свойствами оно обладает.

Понять физический смысл дифференциальных уравнений равновесия несжимаемой жидкости (уравнения Эйлера), уравнения поверхности одинаковых давлений. Путем интегрирования уравнений Эйлера при различном сочетании действующих массовых сил (тяжести, инерции) получить уравнения поверхностей одинаковых давлений и уравнения распределения давлений для абсолютного покоя и различных случаев относительного покоя жидкости. Из этих уравнений наиболее широко используется основное уравнение гидростатики (когда из массовых сил действует только сила тяжести). Нужно глубоко вникнуть в физический смысл уравнения.

Разобраться в измерениях гидростатического давления: уяснить понятия абсолютного, избыточного давлений, вакуума, пьезометрической и вакуумметрической высот, гидростатического напора: ознакомиться с устройством соответствующих приборов для измерений давлений и напоров.

Знать аналитический и графо-аналитический методы определения сил давления жидкости на плоскую и криволинейную поверхности; уметь определять в первом и во втором случаях положение центра давления.

Уяснить принципы использования закона гидростатики в простейших поршневых гидромашинах, (пресс, преобразователь давления, аккумулятор)

### 1.3. Основы динамики жидкости

Литература: 1, с. 34—45; 2, с. 34—52; 3, с. 40-49; 4, с. 11-16.

В этом разделе гидравлики рассматриваются законы движения жидкостей.

Прежде всего нужно изучить виды движения жидкости, обратив особое внимание на понятия установившегося и неустановившегося движения. При установившемся движении давление и скорость жидкости в рассматриваемой точке с течением времени не изменяются, а при неустановившемся — изменяются.

Ознакомьтесь с методами Лагранжа и Эйлера изучения движения жидкости и понять, в чем заключается их принципиальное различие. Представить струйную модель движения жидкости, уяснив понятия линии и трубки тока, элементарной струйки, потока. Следует знать параметры, характеризующие поток: площадь живого сечения, гидравлический радиус, расход, среднюю скорость в данном сечении. Необходимо знать и уметь применять уравнение неразрывности потока, представляющее собой в гидравлике закон сохранения массы вещества.

Ознакомьтесь с выводами дифференциальных уравнений движения невязкой жидкости (уравнений Эйлера). Уяснить, как на их основе получается уравнение Д. Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости при установившемся движении как частный случай, когда из массовых сил в жидкости действуют только силы тяжести. Обратит внимание, в чем заключается особенность уравнения Бернулли для элементарной струйки вязкой жидкости.

Одним из основных уравнений гидродинамики является уравнение Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости. Оно выражает закон сохранения энергии для двух живых сечений в потоке жидкости относительно выбранной плоскости сравнения. Понять физический смысл коэффициента кинетической энергии. Уравнение Бернулли можно использовать в трех вариантах записи. В первом случае каждый его член представляет энергию, приходящуюся на единицу веса, т. е. напор и поэтому измеряется в м; во втором — на единицу объема, т. е. давление и поэтому измеряется в Па; в третьем — на единицу массы и измеряется в  $\text{м}^2/\text{с}^2$ .

Первый вариант записи наиболее удобно и зримо представляет физический смысл уравнения, поэтому весьма широко используется в гидравлических расчетах. Необходимо хорошо представлять геометрическую и физическую (энергетическую) интерпретацию



этого уравнения (1, с. 43—45).

Применяя уравнение Бернулли, целесообразно руководствоваться следующими соображениями: 1) оно справедливо для установившегося движения несжимаемой жидкости, в которой из массовых сил действует лишь сила тяжести; 2) живые сечения, для которых оно составляется, выбираются на прямолинейных участках потока; между этими сечениями не должно быть источника или потребителя энергии (насоса или гидродвигателя); 3) живые сечения и горизонтальная плоскость сравнения, относительно которой исчисляется удельная энергия, выбираются так, чтобы в уравнении Бернулли неизвестной была только одна величина, которую нужно определить.

Зачастую уравнение Бернулли применяется совместно с уравнением неразрывности потока, что дает возможность решать задачу с двумя неизвестными.

Решая уравнение Бернулли, приходится численно определять общие потери напора на участке потока между выбранными сечениями. Ознакомиться с видами гидравлических потерь напора (давления) в потоке и общими математическими выражениями для их вычисления (1, с. 57—64). Уяснить принцип сложения этих потерь на последовательно расположенных участках потока, а также понятие гидравлического уклона.

Ряд задач в гидродинамике (гидравлический удар в трубопроводе, воздействие струи на преграду и др.) решаются с помощью уравнения количества движения. Необходимо понять вывод и физический смысл этого уравнения (1, с. 70—72).

#### **1.4. Гидродинамическое подобие и режимы , движения жидкости**

Литература: 1, с. 45—55; 4, с. 16 - 18.

Гидродинамически- подобными считаются потоки, в которых одноименные геометрические элементы и физические величины в сходственных точках и направлениях имеют одинаковые отношения. С помощью законов гидродинамического подобия пересчитываются параметры с модельных объектов на натурные.

Прежде всего нужно понять, в чем заключается геометрическое, кинематическое, динамическое подобие потоков. Затем уяснить математическое выражение, физический смысл и условия применимости критериев подобия: Ньютона, Эйлера, Рейнольдса, Фруда. Ознакомиться с двумя режимами движения жидкости (ла-

минарным и турбулентным) и схемой прибора Рейнольдса для их демонстрации. Уяснить понятия критического числа Рейнольдса.

### **1.5. Потери энергии при установившемся движении жидкости**

Литература: 1, с. 55-64; 2, с. 52-78; 3, с. 49-59; 4, с. 19 - 24.

Изучая эту тему, необходимо установить взаимосвязь потерь напора с видом сопротивления, параметрами потока, режимом движения жидкости, относительной шероховатостью стенок трубы (канала).

Ознакомиться с выводом основного уравнения равномерного движения жидкости. Изучить основы теории ламинарного течения жидкости в трубах и в зазоре между двумя стенками, обратив внимание на распределение касательных напряжений и скоростей по сечению трубы, на вывод формулы Дарси-Вейсбаха для определения потерь напора по длине. Уметь доказать, что при ламинарном течении потери напора по длине пропорциональны средней скорости в первой степени, а коэффициент кинетической энергии равен  $2,0$ .

Рассмотреть особенности турбулентного движения жидкости. Уяснить понятие осредненной скорости в данной точке, отличая его от понятия средней скорости живого сечения потока. Представить и пояснить расчетную модель турбулентного потока. Объяснить, почему коэффициент кинетической энергии турбулентного потока при возрастании критерия Рейнольдса от критического значения до весьма больших величин изменяется в узких пределах ( $1,13 \dots 1,0$ ).

Дать характеристики трех областей гидравлических сопротивлений: гладких труб, переходной, шероховатых труб (квадратичной). Уметь определять для каждой области гидравлический коэффициент трения по известным формулам (Блазиуса, Альтшуля, Конакова, Шифринсона) и графику Никурадзе.

Записать формулу Вейсбаха для определения местных потерь напора. Ознакомиться по рекомендуемой литературе с основными видами местных сопротивлений, а также формулами и численными значениями коэффициентов местных сопротивлений.

## 1.6. Истечение жидкости через отверстия и насадки.

### Гидравлические струи

Литература: 1, с. 72—84; 2, с. 78 - 94; 3, 59 - 76; 4, с. 25 - 29.

Цель темы — получение расчетных уравнений для определения скоростей и расходов при истечении жидкости через отверстия и насадки различной формы при постоянном напоре, времени истечения при переменном напоре, высоты, дальности и силы давления струи.

Рассмотреть истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре в резервуаре. Уяснить понятия малого отверстия, тонкой стенки, затопленного и незатопленного отверстий, совершенного и несовершенного сжатия струи. Получить на основе уравнения Бернулли формулы для определения скорости и расхода жидкости при истечении через малое отверстие. Понять физический смысл коэффициентов скорости, расхода, а также методику их экспериментального определения. Знать особенности определения скорости и расхода при истечении через затопленное отверстие.

Уяснить понятие насадка, знать конструктивные виды применяемых насадков. Рассмотреть процессы истечения через внешний цилиндрический насадок при напорах меньшем и большем критической величины. Уметь определять критическое значение напора, выше которого срывается вакуум в сжатом сечении насадка.

Рассмотреть также другие виды насадков (внутренний цилиндрический, сходящийся и расходящийся конические, коноидальный), их пропускную способность в сравнении с отверстием в тонкой стенке.

Изучить истечение жидкости при переменном напоре в случае опорожнения резервуара. Разобраться в выводе формулы для определения времени истечения в заданных пределах изменения уровня жидкости.

Рассмотреть виды гидравлических струй. Выяснить структуру незатопленной и затопленной струй. Ознакомиться с уравнениями для определения высоты и дальности полета незатопленной свободной струи, силы давления струи на преграду, реактивной силы струи.

## 1.7. Гидравлический расчет трубопроводов

Литература: 1, с. 64—72; 2, с. 94 - 113; 3, с. 76 - 100; 4, с. 31 - 40.

Цель гидравлического расчета трубопровода заключается в определении по двум известным третьей величины: расхода жидкости, напора на входе или диаметра труб.

Ознакомиться с классификацией трубопроводов. Изучить методики расчета простых коротких и длинных трубопроводов. При расчете коротких трубопроводов применяются уравнения Бернулли и неразрывности потока, формулы для определения потерь напора по длине и местных потерь. Расчет длинных трубопроводов ведется по упрощенному уравнению Бернулли. При этом пренебрегают скоростными напорами, т. к. они являются весьма малыми величинами по сравнению с другими членами уравнения.

Рассмотреть принципы расчета трубопровода, состоящего из последовательно, а также параллельно соединенных труб различных диаметров.

Уяснить особенности расчета потерь напора в трубопроводе с равномерно распределенным путевым расходом.

Изучить методику расчета разомкнутой (тупиковой) сети. Ознакомиться с расчетом сложного кольцевого трубопровода.

Понять принципы возникновения гидравлического удара в трубопроводе. Рассмотреть вывод формулы Н. Е. Жуковского для определения повышения давления при мгновенном закрытии затвора. Проанализировать формулу Н. Е. Жуковского для вычисления скорости распространения ударной волны в трубопроводе с упругой стенкой. Уяснить особенности расчета гидроудара при постепенном закрытии затвора. Ознакомиться со способами предотвращения и использования гидроударов.

## **2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ**

### **2.1. Общие сведения о гидравлических машинах**

Литература: 1, с. 89—97; 2, с. 126 - 139; 3, с. 142 - 146; 4, с. 41; 5, с. 5 - 21.

Ознакомиться с общей классификацией гидравлических машин и областями их применения. Уяснить основные технические параметры, характеризующие работу гидравлической машины: подача (расход), напор (рабочий перепад давления), мощность полезная и потребляемая, коэффициент полезного действия.

### **2.2. Динамические насосы**

Литература: 1,, с. 97—141; 153— 155; 2, с. 139 - 177; 3, с. 146 - 217; 4, с. 42 - 59; 5, с. 22 - 62; 103 - 119.

В динамическом насосе жидкая среда перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщаемой со входом и выходом насоса.

Изучить устройство, принцип действия центробежных насосов.

Выяснить, какие особенности конструктивного устройства имеют лопастные насосы, предназначенные для перекачивания гидросмесей (жидких кормов, навоза и пр.).

Уметь вывести основное уравнение лопастных насосов (уравнение Эйлера) и проанализировать, какие факторы влияют на величину напора. Ознакомиться с методикой параметрических испытаний и рабочими характеристиками насосов. Изучить основы теории гидродинамического подобия лопастных насосов: условия и критерии подобия; вывод основных уравнений, определяющих соотношение подач, напоров, мощностей, вращающих моментов подобных насосов; определение удельной частоты (или коэффициента быстроходности) и типизация рабочих колес по этому параметру. Знать, как пересчитываются характеристики насоса при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса. Уметь определять режим работы насоса и подбирать нужный насос по каталогу. Знать способы регулирования режимов работы насоса, условия параллельного и последовательного соединения насосов для работы на сеть. Изучить явление кавитации, его влияние на работу насоса, опре-

деление допустимой высоты всасывания.

Ознакомиться с устройством, принципом действия, техническими характеристиками, применением вихревых насосов, струйных, ленточных, вибрационных, воздушных водоподъемников (эрлифтов); оценить их достоинства и недостатки.

### **2.3. Объемные насосы**

Литература: 1, с. 141—152; 2, с. 177 - 199; 3, с. 223 - 236; 4, с. 59 - 70; 5, с. 183 - 197.

В объемном насосе жидкая среда перемещается в результате периодического изменения объемов занимаемых ею камер, попеременно сообщающихся со входом и с выходом насоса.

Ознакомиться с общей классификацией и применением объемных насосов.

Изучить конструктивное устройство и основы теории поршневых кривошипных насосов. При этом уяснить понятия, характерные для любого вида объемного насоса: рабочий объем, осредненная и мгновенная подача, коэффициент неравномерности подачи. Выяснить, как определяется допустимая высота всасывания, от чего зависит объем воздушных колпаков.

Изучить конструкции, принцип действия, технические характеристики, достоинства и недостатки роторно-поршневых (радиальных и аксиальных), роторных (пластинчатых, шестеренных, винтовых, планетарных) насосов. Усвоить принципы регулирования и реверсирования подачи в роторно-поршневых насосах.

### **2.5. Объемные гидродвигатели**

Литература: 1, с. 155—179; 2, с. 199 - 204; 4, с. 70 - 76; 5, с. 198 - 203.

Объемный гидродвигатель - объемная гидромашина, преобразующая энергию потока жидкости в механическую энергию.

Ознакомиться с классификацией и принципом действия объемных гидродвигателей.

Изучить виды и конструкции, расчет основных технических параметров гидроцилиндров, поворотных гидродвигателей. Разобраться, в каких случаях и для чего применяются в

гидроцилиндрах демпферные устройства, как обосновываются их параметры.

Уяснить понятие обратимости объемных роторно-поршневых и роторных насосов с бесклапанным распределением жидкости в гидромоторы. Ознакомиться с техническими характеристиками гидромоторов. Уметь подбирать гидромоторы и определять их основные эксплуатационные параметры.

### **3. ГИДРОПЕРЕДАЧИ И ГИДРОПРИВОДЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ**

#### **3.1. Динамические гидропередачи**

Литература: 1, с. 242- 262; 2, с. 225 - 238; 3, с. 236 - 245; 4, с. 84 - 94; 5, с. 237 - 263.

Динамические гидропередачи разделяются на гидромуфты и гидротрансформаторы. Ознакомиться с достоинствами, недостатками их и применением в технике.

Изучить гидромуфты: устройство, рабочий процесс, уравнение моментов, параметры, характеризующие преобразующие свойства, и их взаимную связь, внешние (моментные) характеристики и способы регулирования их, конструктивные разновидности лопастных систем.

Изучить устройство и рабочий процесс простого трехколесного гидротрансформатора, его уравнение моментов, параметры, характеризующие преобразующие свойства, и их взаимосвязь, внешние характеристики, конструктивные разновидности лопастных систем.

Знать, что такое прозрачность гидротрансформатора, от чего она зависит, чем отличаются характеристики прозрачного и непрозрачного гидротрансформаторов. Изучить устройство, принцип действия и условия применения комплексных гидропередач с одним и двумя реакторами. Уметь построить характеристики совместной работы гидромуфты или гидротрансформатора с двигателем. Изучить условия эксплуатации динамических гидропередач мобильных машин.

### **3.1 Объемные гидropередачи и гидropриводы**

Литература: 1, с. 190 - 242; 2, с. 204 - 225; 3, с. 245 - 280; 4, с. 77 - 84; 5, с. 203 - 237.

Ознакомиться с общим устройством, достоинствами и недостатками объемного гидropривода (ОГП). Изучить назначение, виды, принцип действия элементов ОГП; гидроаппаратов (клапанов, распределителей, регуляторов потока, синхронизаторов, аккумуляторов), кондиционеров рабочей жидкости (баков, фильтров, теплообменников), трубопроводов. Выяснить, какие рабочие жидкости применяются в ОГП.

Изучить типовые принципиальные схемы ОГП, применяемые в сельскохозяйственной технике, способы регулирования скоростей гидродвигателей.



#### 4. ОСНОВЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Литература: 1, с. 326—368; 2, с. 290 - 340; 3, с. 280 - 311.

Система водоснабжения — это комплекс сооружений, предназначенный для получения воды из природных источников, ее очистки, транспортирования и подачи потребителям.

Рассмотреть назначение, виды систем, схемы, отличительные особенности сельхозводоснабжения. Ознакомиться с источниками водоснабжения и конструкциями водозаборных сооружений. Изучить требования, предъявляемые к качеству питьевой воды по ГОСТ 2874-82, и способы его улучшения. Уяснить понятия нормы и режима водопотребления. Ознакомиться с среднесуточными нормами водопотребления в сельском хозяйстве. Уметь определять среднесуточный и среднечасовой расходы воды. Уяснить понятия и значения коэффициентов суточной и часовой неравномерности.

Ознакомиться с типовыми конструкциями водопроводных насосных станций, выбором и размещением насосных агрегатов, автоматизацией их работы.

Изучить назначение, типы, устройство водонапорных башен. Уметь определять высоту водонапорной башни и объем ее резервуара. Знать, как устроены и работают гидropневматические водоподъемные установки, как определяются их основные параметры.

Изучить устройство распределительных водопроводных сетей и их элементов.

Выяснить особенности полевого и пастбищного водоснабжения.

### Номера задач контрольной работы

По- следняя цифра шифра	Предпоследняя цифра шифра				
	0	1	2	3	4
0	1.10; 2.10; 3.10; 4.10; 5.10; 6.10 7.10; 8.10	1.1; 2.2; 3.3; 4.4; 5.5; 6.6; 7.7; 8.8	1.10; 2.9; 3.8; 4.7; 5.6; 6.5; 7.4; 8.3	1.2; 2.4; 3.6; 4.8; 5.10; 6.2; 7.4; 8.6	1.3; 2.1; 3.9; 4.7; 5.5; 6.3; 7.1; 8.9
1	1.1; 2.1; 3.1; 4.1; 5.1; 6.1; 7.1; 8.1	1.2; 2.3; 3.4; 4.5; 5.6; 6.7; 7.8; 8.9	1.9; 2.8; 3.7; 4.6; 5.5; 6.4; 7.3; 8.2	1.3; 2.5; 3.7; 4.9; 5.1; 6.3; 7.5; 8.7	1.4; 2.2; 3.10; 4.8; 5.6; 6.4; 7.2; 8.10
2	1.2; 2.2; 3.2; 4.2; 5.2; 6.2; 7.2; 8.2	1.3; 2.4; 3.5; 4.6; 5.7; 6.8; 7.9; 8.10	1.8; 2.7; 3.6; 4.5; 5.4; 6.3; 7.2; 8.1	1.4; 2.6; 3.8; 4.10; 5.2; 6.4; 7.6; 8.8	1.5; 2.3; 3.1; 4.9; 5.7; 6.5; 7.3; 8.1
3	1.3; 2.3; 3.3; 4.3; 5.3; 6.3; 7.3; 8.3	1.4; 2.5; 3.6; 4.7; 5.8; 6.9; 7.10; 8.1	1.7; 2.6; 3.5; 4.4; 5.3; 6.2; 7.1; 8.10	1.5; 2.7; 3.9; 4.1; 5.3; 6.5; 7.7; 8.9	1.6; 2.4; 3.2; 4.10; 5.8; 6.6; 7.4; 8.2
4	1.4; 2.4; 3.4; 5.4; 6.4; 7.4; 8.4	1.5; 2.6; 3.7; 4.8; 5.9; 6.10; 7.1; 8.2	1.6; 2.5; 3.4; 4.3; 5.2; 6.1; 7.10; 8.9	1.6; 2.8; 3.10; 4.2; 5.4; 6.6; 7.8; 8.10	1.7; 2.5; 3.3; 4.1; 5.9; 6.7; 7.5; 8.3
5	1.5; 2.5; 3.5; 4.5; 5.5; 6.5; 7.5; 8.5	1.6; 2.7; 3.8; 4.9; 5.10; 6.1; 7.2; 8.3	1.5; 2.4; 3.3; 4.2; 5.1; 6.10; 7.9; 8.8	1.7; 2.9; 3.1; 4.3; 5.5; 6.7; 7.9; 8.1	1.8; 2.6; 3.4; 4.2; 5.10; 6.8; 7.6; 8.4
6	1.6; 2.6; 3.6; 4.6; 5.6; 6.6; 7.6; 8.6	1.7; 2.8; 3.9; 4.10; 5.1; 6.2; 7.3; 8.4	1.4; 2.3; 3.2; 4.1; 5.10; 6.9; 7.8; 8.7	1.8; 2.10; 3.2; 4.4; 5.6; 6.8; 7.10; 8.2	1.9; 2.7; 3.5; 4.3; 5.1; 6.9; 7.7; 8.5
7	1.7; 2.7; 3.7; 4.7; 5.7; 6.7; 7.7; 8.7	1.8; 2.9; 3.10; 4.1; 5.2; 6.3; 7.4; 8.5	1.3; 2.2; 3.1; 4.10; 5.9; 6.8; 7.7; 8.6	1.9; 2.1; 3.3; 4.5; 5.7; 6.9; 7.1; 8.3	1.10; 2.8; 3.6; 4.4; 5.2; 6.10; 7.8; 8.6
8	1.8; 2.8; 3.8; 4.8; 5.8; 6.8; 7.8; 8.8	1.9; 2.10; 3.1; 4.2; 5.3; 6.4; 7.5; 8.6	1.2; 2.1; 3.10; 4.9; 5.8; 6.7; 7.6; 8.5	1.10; 2.2; 3.4; 4.6; 5.8; 6.10; 7.2; 8.4	1.1; 2.9; 3.7; 4.5; 5.3; 6.1; 7.9; 8.7
9	1.9; 2.9; 3.9; 4.9; 5.9; 6.9; 7.9; 8.9	1.10; 2.1; 3.2; 4.3; 5.4; 6.5; 7.6; 8.7	1.1; 2.10; 3.9; 4.8; 5.7; 6.6; 7.5; 8.4	1.1; 2.3; 3.5; 4.7; 5.9; 6.1; 7.3; 8.5	1.2; 2.10; 3.8; 4.6; 5.4; 6.2; 7.10; 8.8

## Номера задач контрольной работы

По- следняя цифра шифра	Предпоследняя цифра шифра				
	5	6	7	8	9
0	1.5; 2.4; 3.5; 4.4; 5.5; 6.4; 7.5; 8.4	1.6; 2.7; 3.6; 4.7; 5.7; 6.6; 7.6; 8.9	1.7; 2.10; 3.3; 4.6; 5.9; 6.3; 7.10; 8.7	1.8; 2.5; 3.2; 4.9; 5.6; 6.4; 7.9; 8.4	1.9; 2.4; 3.9; 4.4; 5.9; 6.3; 7.6; 8.9
1	1.6; 2.5; 3.6; 4.5; 5.6; 6.5; 7.6; 8.5	1.5; 2.6; 3.5; 4.6; 5.5; 6.6; 7.5; 8.6	1.8; 2.1; 3.4; 4.7; 5.10; 6.2; 7.5; 8.8	1.9; 2.6; 3.3; 4.10; 5.7; 6.3; 7.1; 8.5	1.10; 2.6; 3.3; 4.9; 5.5; 6.1; 7.7; 8.3
2	1.7; 2.6; 3.7; 4.6; 5.7; 6.6; 7.7; 8.6	1.4; 2.5; 3.4; 4.5; 5.4; 6.5; 7.4; 8.5	1.9; 2.2; 3.5; 4.8; 5.1; 6.4; 7.7; 8.10	1.10; 2.7; 3.4; 4.1; 5.8; 6.4; 7.2; 8.9	1.1; 2.7; 3.1; 4.6; 5.1; 6.8; 7.1; 8.6
3	1.8; 2.7; 3.8; 4.7; 5.8; 6.7; 7.8; 8.7	1.3; 2.4; 3.3; 4.4; 5.3; 6.4; 7.3; 8.4	1.10; 2.3; 3.6; 4.9; 5.2; 6.5; 7.8; 8.1	1.1; 2.4; 3.1; 4.8; 5.5; 6.2; 7.9; 8.6	1.4; 2.10; 3.6; 4.2; 5.8; 6.4; 7.10; 8.7
4	1.9; 2.8; 3.9; 4.8; 5.9; 6.8; 7.9; 8.8	1.2; 2.3; 3.2; 4.3; 5.2; 6.3; 7.2; 8.3	1.1; 2.4; 3.7; 4.10; 5.3; 6.6; 7.9; 8.2	1.2; 2.3; 3.10; 4.7; 5.4; 6.1; 7.8; 8.5	1.5; 2.1; 3.7; 4.3; 5.7; 6.5; 7.5; 8.8
5	1.10; 2.9; 3.10; 4.9; 5.10; 6.9; 7.10; 8.9	1.1; 2.2; 3.1; 4.2; 5.1; 6.2; 7.1; 8.2	1.2; 2.5; 3.8; 4.1; 5.4; 6.7; 7.10; 8.3	1.3; 2.2; 3.9; 4.6; 5.3; 6.10; 7.7; 8.4	1.8; 2.5; 3.10; 4.7; 5.2; 6.10; 7.4; 8.10
6	1.1; 2.10; 3.2; 4.1; 5.2; 6.1; 7.2; 8.1	1.7; 2.8; 3.7; 4.8; 5.7; 6.8; 7.7; 8.8	1.3; 2.6; 3.9; 4.2; 5.5; 6.8; 7.1; 8.4	1.4; 2.8; 3.5; 4.2; 5.9; 6.6; 7.3; 8.10	1.7; 2.3; 3.8; 4.1; 5.3; 6.7; 7.3; 8.9
7	1.2; 2.1; 3.3; 4.2; 5.3; 6.2; 7.3; 8.2	1.10; 2.1; 3.10; 4.1; 5.10; 6.1; 7.10; 8.1	1.4; 2.7; 3.10; 4.3; 5.10; 6.7; 7.4; 8.9	1.5; 2.9; 3.6; 4.3; 5.10; 6.7; 7.4; 8.1	1.6; 2.2; 3.2; 4.10; 5.10; 6.6; 7.2; 8.8
8	1.3; 2.2; 3.4; 4.3; 5.4; 6.3; 7.4; 8.3	1.9; 2.10; 3.9; 4.10; 5.9; 6.10; 7.9; 8.10	1.5; 2.8; 3.1; 4.4; 5.1; 6.8; 7.5; 8.6	1.6; 2.10; 3.7; 4.4; 5.1; 6.8; 7.5; 8.2	1.2; 2.8; 3.4; 4.5; 5.4; 6.2; 7.8; 8.1
9	1.4; 2.10; 3.1; 4.10; 5.1; 6.10; 7.1; 8.10	1.8; 2.9; 3.8; 4.9; 5.8; 6.9; 7.8; 8.9	1.6; 2.9; 3.2; 4.5; 5.2; 6.9; 7.6; 8.5	1.7; 2.1; 3.8; 4.5; 5.2; 6.9; 7.6; 8.3	1.3; 2.9; 3.5; 4.8; 5.6; 6.9; 7.3

## 1. Гидростатическое давление и его определение

При решении задач по данной теме используются два «инструмента»: основное уравнение гидростатики и понятие поверхности равного давления. Основное уравнение гидростатики, позволяющее определить давление в любой точке жидкости записывается следующим образом:

$$p = p_0 + \rho gh \quad 1.1$$

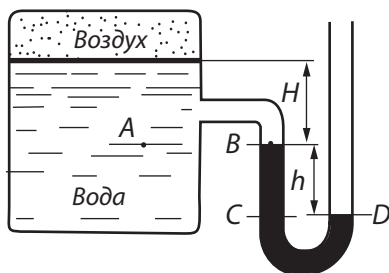
где  $p_0$  — давление на свободной поверхности жидкости;

$h$  — глубина расположения рассматриваемой точки.

Поверхности равного давления для неподвижной жидкости представляют собой семейство (бесконечное множество) горизонтальных плоскостей.

За поверхности равного давления всегда стоит брать те из них, относительно которых по условиям задачи есть какие-либо исходные данные. Как правило, в качестве поверхностей равного давления принимают поверхности раздела двух неоднородных (капельной газообразной или капельных) жидкостей. После выбора поверхности равного давления записывают для двух её точек основное уравнение гидростатики и из этих уравнений определяют искомое давление или высоту столба жидкости. В некоторых задачах основное уравнение гидростатики необходимо записывать для нескольких поверхностей равного давления.

Пример: Определить абсолютное давление воздуха в сосуде, если показания ртутного прибора  $h=368\text{мм}$ , высота  $H=1\text{м}$ , плотность ртути  $\rho=13600\text{ кг/м}^3$ . Атмосферное давление соответствует  $h_a=736\text{мм}$ . рт. ст.



Решение: Для решения этой задачи в качестве поверхностей равного давления, согласно вышеизложенному, принимаем поверхности раздела ртути и воды, ртути и воздуха и на этих поверхностях выделяем соответственно точки А и В и точки С и D, для которых и записываем основное

уравнение гидростатики.

Итак: давление в точке А:  $p_A = p_{\text{атм}} + \rho g H$ , откуда искомое давление  $p_{\text{атм}} = p_A - \rho g H$ .

Давление в точке В равно давлению в точке А, то есть  $p_A = p_B$  и тогда  $p_{abc} = p_B - \rho g H$ .

Для того, чтобы определить давление в точке В берем вторую поверхность равного давления и на ней точки С и D. Давление в этих точках одинаково:  $p_C = p_D = p_a$ , так как правый конец трубки открыт и давление в точке D равно атмосферному. Для точки С давление можно записать следующим образом:

$$p_C = p_B + \rho_{pm} g h,$$

откуда  $p_B = p_C - \rho_{pm} g h$ , или  $p_B = p_a - \rho_{pm} g h$ .

Подставляя значения  $p_B$  в уравнении для  $p_{abc}$ , получим

$$p_{abc} = p_a - \rho_{pm} g h - \rho g H.$$

Запишем значения атмосферного давления:

$p_a = \rho_{рт} g h_a$  и окончательно получим, что

$$p_{abc} = g[\rho_{pm} (h_a - h) - \rho H].$$

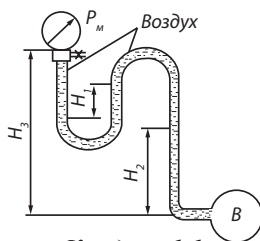
Подставляя численные значения величин в правой части уравнения находим абсолютное давление воздуха в сосуде:

$$p_{abc} = 9,81 [13600 (0,736 - 0,368) - 1000 \cdot 1] = 39287 \text{ Па} \approx 39 \text{ кПа}.$$

## ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Определить избыточное давление воды в трубе В, если показание манометра  $p_m = 0,025$  МПа. Соединительная трубка заполнена водой и воздухом, как показано на схеме, причем  $H_1 = 0,5$  м;  $H_2 = 3$  м.

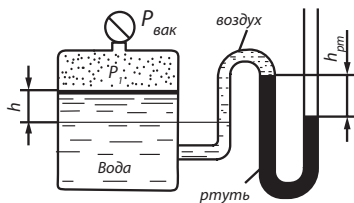
Как изменится показание манометра, если при том же давлении в трубе всю соединительную трубку заполнить водой (воздух выпустить через кран К) Высота  $H_3 = 5$  м.



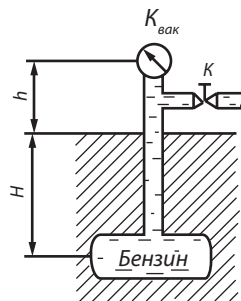
К задаче 1.1.

1.2. Определить абсолютное давление воздуха в баке р1, если при атмосферном давлении, соответствующем  $h_a = 760$  мм рт. ст., показание ртутного вакуумметра  $h_{рт} = 0,2$  м, высота  $h = 1,5$  м. Каково при этом показание пружинного вакуумметра? Плотность ртути  $\rho = 13600$  кг/м<sup>3</sup>.

1.3. При перекрытом кране трубопровода К определить абсолютное давление в резервуаре, зарытом на глубине  $H = 5$  м, если показание вакуумметра, установленного на высоте  $h = 1,7$  м,  $p_{вак} = 0,02$  МПа. Атмосферное давление соответствует  $h_a = 740$  мм рт. ст. Плотность бензина  $\rho_b = 700$  кг/м<sup>3</sup>.

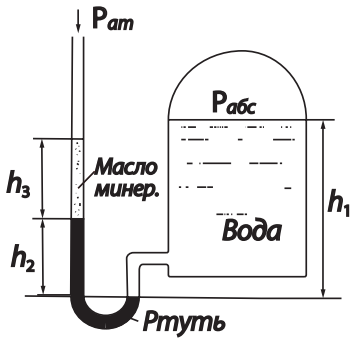


К задаче 1.2



К задаче 1.3

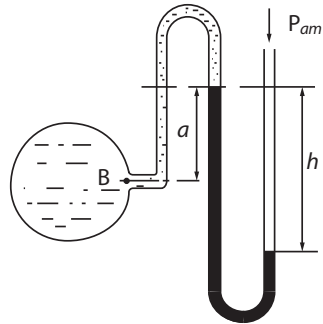
## Гидростатическое давление и его измерение



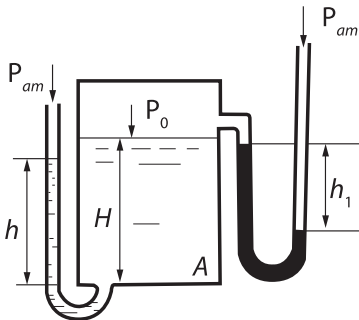
1.4. Определить абсолютное давление в сосуде (рис. 1.4) по показанию жидкостного манометра, если известно:  $h_1 = 2$  м;  $h_2 = 0,5$  м;  $h_3 = 0,2$  м;  $\rho_M = 880$  кг/м<sup>3</sup>.

К задаче 1.4

1.5. Определить вакуумметрическое давление воды  $p_B$  в точке В трубопровода (рис. 1.5), расположенной на  $a = 200$  мм ниже линии раздела между водой и ртутью. Разность уровней ртути в коленах манометра  $h = 300$  мм.

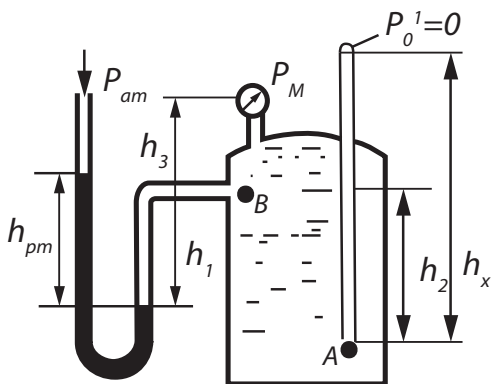


К задаче 1.5



1.6. Закрытый резервуар А, заполненный керосином на глубину  $H = 3$  м, снабжен вакуумметром и пьезометром (рис. 1.6). Определить абсолютное давление  $p_0$  над свободной поверхностью в резервуаре и разность уровней ртути в вакуумметре  $h_p$ , если высота поднятия керосина в пьезометре  $h = 1,5$  м.

К задаче 1.6

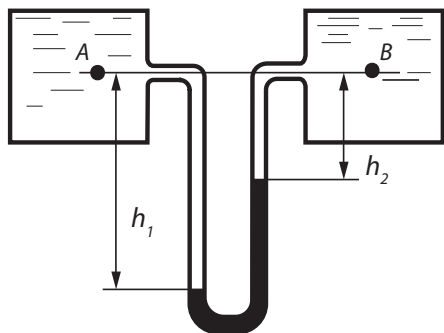


К задаче 1.7

к резервуара  $p_M = 0,12$  МПа, а расстояния между точками соответственно равны:  $h_1 = 1,3$  м,  $h_2 = 2,3$  м,  $h_3 = 2,0$  м.

1.7. Закрытый резервуар с керосином (рис. 1.7) снабжен закрытым пьезометром, дифференциальным ртутным и механическим манометрами.

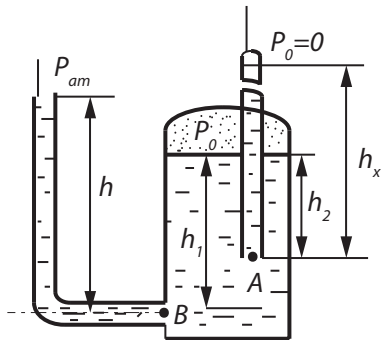
Определить высоту поднятия ртути  $h_{рт}$  в дифференциальном манометре и пьезометрическую высоту  $h_x$  в закрытом пьезометре, если показание манометра



К задаче 1.8

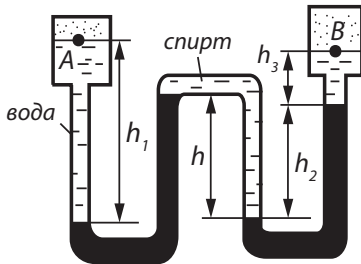
1.8. К двум резервуарам А и В, заполненным водой, присоединен дифференциальный ртутный манометр (рис. 1.8). Составить уравнение равновесия относительно плоскости равного давления и определить разность давлений в резервуарах А и В, если расстояния от оси резервуара до мениска ртути равны  $h_1 = 1,5$  м,  $h_2 = 0,8$  м.





К задаче 1.9

1.9. Определить приведенную пьезометрическую высоту  $h_x$  поднятия пресной воды в закрытом пьезометре (соответствующую абсолютному гидростатическому давлению в точке  $A$ ), если показание открытого пьезометра  $h = 0,7$  м при атмосферном давлении  $p_{ат} = 98$  кПа, расстояния от свободной поверхности жидкости в резервуаре до точек  $A$  и  $B$  соответственно  $h_1 = 0,5$  и  $h_2 = 0,2$ .



К задаче 1.10.

1.10. Резервуары  $A$  и  $B$  частично заполнены пресной водой и газом. Определить избыточное давление газа на поверхности воды закрытого резервуара  $B$ , если избыточное давление на поверхности воды в закрытом резервуаре  $A$  равно  $p_a = 99$  кПа, разность уровней ртути в двухколенном дифманометре  $h = 0,35$  м, мениск ртути в левой трубке манометра ниже уровня воды на величину  $h_1 = 0,8$  м в правой трубке манометра —  $h_3 = 0,25h_1$ , высота подъема ртути в правой трубке манометра  $h_2 = 0,3$  м. Пространство между уровнями ртути в манометре заполнено этиловым спиртом.

## 2. Сила гидростатического давления на плоские и криволинейные поверхности

Избыточная сила гидростатического давления на плоскую поверхность (стенку) равна давлению в центре тяжести смоченной поверхности, умноженной на её площадь,

$$F = (p_0 + \rho g h_c) S, \quad 2.1$$

где  $h_c$  – глубина расположения центра тяжести смоченной поверхности относительно свободной поверхности;  $S$  – площадь смоченной поверхности;  $p_0$  – давление на свободной поверхности жидкости.

Силу  $F$  можно представить в виде суммы двух сил:

$F_0 = p_0 \cdot S$  – силу, обусловленную внешним давлением  $p_0$  и силу «весового» давления  $F_{ж} = \rho g h_c \cdot S$ .

Первая приложена в центре тяжести смоченной поверхности, а координата точки приложения силы  $F_{ж}$  определяется по формуле (ось координат  $y$  направлена вдоль смоченной поверхности)

$$y_{ж} = y_c + \frac{J_0}{y_c \cdot S} \quad 2.2$$

Или по вертикали:

$$h_{ж} = h_c + \frac{J_0}{y_c \cdot S}. \quad 2.3$$

Здесь  $y_c$  и  $h_c$  – координаты центра тяжести смоченной поверхности, отсчитываемые по оси  $Y$  или по вертикали, соответственно.

$J_0$  – момент инерции смоченной поверхности относительно оси, проходящей через центр тяжести (перпендикулярно оси  $y$ ).

Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность в общем случае определяется как

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad 2.4$$

где  $F_x$ ,  $F_y$  и  $F_z$  – составляющие силы, действующие по соответствующим координатным осям.

Для цилиндрической поверхности:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}, \quad 2.5$$

где  $F_x$  и  $F_z$  – горизонтальная и вертикальная составляющие силы  $F$ .

Горизонтальная составляющая численно равна силе давления на вертикальную проекцию криволинейной поверхности, т.е.

$$F_x = \rho g h_{cx} \cdot S_x, \quad 2.6$$

где  $h_{cx}$  – расстояние от свободной поверхности жидкости до центра тяжести вертикальной проекции криволинейной поверхности;  $S_x$  – площадь проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость (вертикальная проекция).

Вертикальная составляющая численно равна весу жидкости, заключенной в объем «тела давления».

$$F_z = \rho g V, \quad 2.7$$

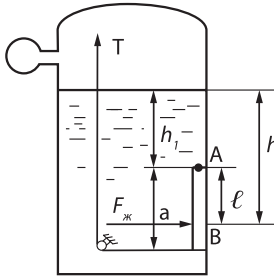
где  $V$  – объем тела давления (вертикальный столб жидкости, расположенный между пьезометрической площадью, криволинейной поверхностью и вертикальными проецирующими плоскостями).

Более подробную информацию по данной теме можно получить, изучив рекомендуемую литературу: [1] с. 25-31; [2] с. 28-34; [3] с. 21, 27, 34; [4] с. 7-9.

Указания. Необходимо хорошо усвоить и не смешивать такие понятия, как давление  $p$  и сила давления  $F$ ; четко знать и различать виды давления: абсолютное, избыточное, вакуумметрическое и атмосферное; знать, что давление и напор связаны следующим соотношением:  $p = \rho g h$ .

В тех задачах, где нужно определить силу или давление, действующие на поршень, клапан, следует написать уравнение равновесия, то есть равенство нулю суммы всех сил (в случае прямолинейного движения) или моментов (при поворотном или вращательном движении), действующих на вышеуказанные элементы, в направлении возможного их движения.

Пример:



Для регулирования уровня воды в напорном резервуаре установлен поворачивающийся прямоугольный затвор  $AB$ , который открывает отверстие в вертикальной стенке.

Определить начальное натяжение троса  $T$ , если размеры клапана  $a \times b = 0,6 \times 1,2$  м, глубина  $h_1 = 2,4$  м и манометрическое (избыточное) давление на поверхности воды  $p_m = 12$  кПа. Трением в шарнирах пренебречь.

Решение:

Так как затвор может совершать только поворотное движение, то уравнение равновесия его будет представлять уравнение моментов, то есть сумма моментов сил, действующих на затвор относительно оси поворота должна быть равна нулю:  $\sum M_0 = 0$ .

На затвор действуют две силы: сила давления воды  $F$ , и искомая сила натяжения троса  $T$ , действующие в противоположных направлениях. Причем силу  $F$  можно представить как сумму  $F = F_0 + F_{ж}$ .

Уравнение моментов этих сил можно представить как

$$T \cdot a = F_0 \cdot \frac{a}{2} + F_{ж} \cdot l.$$

Для того чтобы найти плечо  $l$ , необходимо определить точку приложения силы  $F_{ж}$ ,

$$h_D = h_c + \frac{J_0}{h_c \cdot S} = \left( h_1 + \frac{a}{2} \right) + \frac{ba^3}{12 \cdot \left( h_1 + \frac{a}{2} \right) \cdot b \cdot a},$$

или после сокращений

$$h_D = h_1 + \frac{a}{2} + \frac{a^2}{12 \left( h_1 + \frac{a}{2} \right)}.$$

Подставив численные значения, получим:

$$h_D = 2,4 + \frac{0,6}{2} + \frac{0,6^2}{12 \cdot \left( 2,4 + \frac{0,6}{2} \right)} = 2,71 \text{ м.}$$

Плечо  $l$  (из схемы построения) можно представить следующим образом:

$$l = h_D - h_1 = 2,71 - 2,4 = 0,31 \text{ м.}$$

$$T = \frac{F_0 \cdot \frac{a}{2} + F_{\text{ж}} \cdot l}{a} = \frac{P_m \cdot a \cdot b \cdot \frac{a}{2} + \rho g (h_1 + \frac{a}{2}) \cdot a \cdot b \cdot l}{a};$$

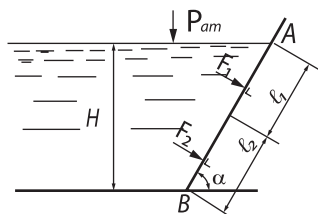
Здесь  $F_0 = P_m \cdot a \cdot b$ ;  $F_{\text{ж}} = \rho g (h_1 + \frac{a}{2}) \cdot a \cdot b$ .

Сократив в правой части уравнения на  $a$  и подставив численные значения величин, получим:

$$T = 1200 \cdot 1,2 \cdot \frac{0,6}{2} + 1000 \cdot 9,81 \left( 2,4 + \frac{0,6}{2} \right) \cdot 1,2 \cdot 0,31 =$$

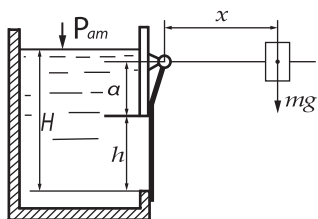
$$= 432 + 8758 = 9190 \text{ Н} \approx 9,2 \text{ кН.}$$

### Задачи



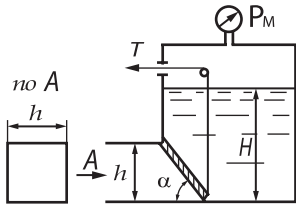
К задаче 2. 1.

2. 1. Наклонный плоский щит АВ удерживает слой воды  $H = 3$  м при угле наклона щита  $\alpha = 60^\circ$  и ширине щита  $b = 2$  м. Требуется разделить щит по высоте на две части так, чтобы сила давления  $F_1$  на верхнюю часть его была равна силе давления  $F_2$  на нижнюю часть. Определить точки приложения сил  $F_1$  и  $F_2$ .



К задаче 2. 2.

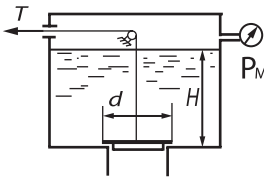
2. 2. Квадратное отверстие со стороной  $h = 1$  м в вертикальной стенке резервуара закрыто плоским щитом. Щит закрывается грузом массой  $m$ , на плече  $x = 1,3$  м. Определить величину массы груза, необходимую для удержания глубины воды в резервуаре  $H = 2,5$  м, если величина  $a = 0,5$  м.



К задаче 2. 3

ров бензина в резервуаре  $\rho_m = 10$  кПа.

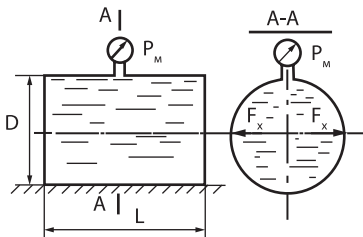
2. 3. Поворотный клапан закрывает выход из бензохранилища в трубу квадратного сечения. Определить, какую силу  $T$  нужно приложить к тросу для открытия клапана при следующих данных:  $h = 0,4$  м;  $H=1,0$  м;  $\alpha=30^\circ$ ; плотность бензина  $\rho_6 = 700$  кг/м<sup>3</sup>. Манометрическое давление паров бензина в резервуаре  $\rho_m = 10$  кПа.



К задаче 2. 4.

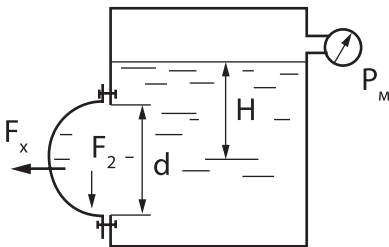
Для опорожнения резервуара с нефтью в дне его имеется плоский круглый клапан диаметром  $d = 100$  мм. Определить какую силу  $T$  нужно приложить к тросу для открытия клапана при глубине нефти в -резервуаре  $H=4,2$  м. Манометрическое давление паров нефти в резервуаре  $p_m=10$  кПа. Как изменится усилие  $T$ , если перед открытием клапана изменить давление на поверхности нефти до нормального атмосферного.

2.4. Для опорожнения резервуара с нефтью в дне его имеется плоский круглый клапан диаметром  $d = 100$  мм. Определить какую силу  $T$  нужно приложить к тросу для открытия клапана при глубине нефти в -резервуаре  $H=4,2$  м. Манометрическое давление паров нефти в резервуаре  $p_m=10$  кПа. Как изменится усилие  $T$ , если перед открытием клапана изменить давление на поверхности нефти до нормального атмосферного.



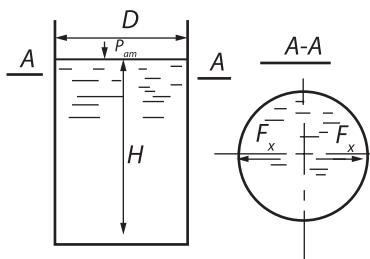
К задаче 2. 5.

2.5. Цилиндрический сосуд с размерами  $D = 2,3$  м и  $L = 5$  м заполнен бензином. Определить разрывающие усилия  $F_x$ , если показания манометра  $p_m = 58$  кПа.



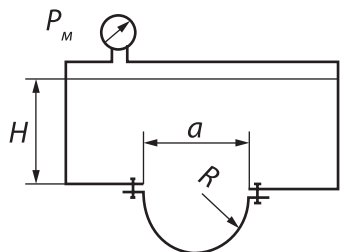
К задаче 2. 6.

2. 6. Смотровой люк в боковой стенке резервуара перекрывается полусферической крышкой диаметром  $d=0,6$  м. Определить отрывающее  $F_x$  и сдвигающее  $F_z$  усилия, воспринимаемые болтами, если уровень бензина над центром отверстия  $H=2$  м. Показание манометра  $p_m = 4,1$  кПа.



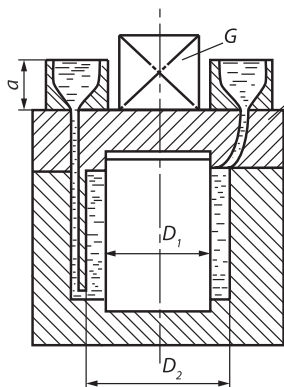
К задаче 2. 7.

2.7. Цилиндрический сосуд заполнен отработанным минеральным маслом на величину  $H=1,5$  м. Определить разрывающие усилия  $F_x$ , если диаметр сосуда  $D=1,2$  м, плотность масла  $\rho_m = 900$  кг/м<sup>3</sup>.



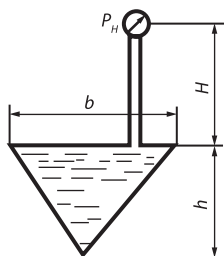
К задаче 2. 8.

2. 8. В дне призматического резервуара с бензином имеется прямоугольное отверстие  $a \times b = 1 \times 2$  м, перекрытое полуцилиндрической крышкой радиусом  $R = 0,5$  м. Определить усилие, воспринимаемое болтами крышки, если уровень бензина  $H = 3,5$  м, а давление паров бензина  $p_m = 18$  кПа.



К задаче 2. 9.

2. 9. Определить минимальную силу тяжести груза  $G$ , который при заливке формы чугуном нужно положить на верхнюю опоку, чтобы предотвратить ее всплывание. Вес верхней опоки  $G_{on} = 650$  Н. Плотность жидкого чугуна  $\rho = 7000$  кг/м<sup>3</sup>. Вес чугуна в литниках и выпорах не учитывать. Размеры:  $a = 150$  мм;  $b = 150$  мм;  $D_1 = 160$  мм;  $D_2 = 300$  мм.



К задаче 2. 10

2. 10. Определить силу, действующую на каждую из четырех стенок сосуда, имеющего форму перевернутой правильной пирамиды, если  $p_m = 0,5$  МПа,  $H = 4$  м и  $h = 1,2$  м; каждая сторона основания пирамиды  $b = 0,8$  м. Плотность жидкости  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

### 3. Уравнение Бернулли. Гидравлические сопротивления

Основными уравнениями, позволяющим решать задачи о движении жидкостей (идеальных и реальных), являются уравнение расхода и уравнение Бернулли.

Уравнение расхода представляет собой условие неразрывности (сплошности) потока несжимаемой жидкости, или, что тоже самое, равенство объемных расходов в каких-то двух поперечных сечениях одного и того же потока, например 1 и 2, т. е.  $Q_1 = Q_2$  или  $v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$ .

Отсюда следует, что

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad 3.1$$

т. е. скорости обратно пропорциональны площадям поперечных сечений потока.

Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости представляет собой уравнение баланса удельных энергий жидкости вдоль потока. Под удельной понимают энергию, отнесенную к весу, массе или объему жидкости. В этом случае уравнение Бернулли, записанное для сечения 1 и 2 потока имеет вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \sum h_n = H, \quad 3.2$$

где  $z$  - вертикальные координаты центров тяжести сечений (удельная энергия положения – геометрический напор);

$\frac{p}{\rho g}$  - пьезометрическая высота (удельная энергия давления - пьезометрический напор);

$\frac{\alpha v^2}{2g}$  - скоростная высота (напор), или удельная кинетическая энергия;

$\sum h_n$  - суммарные потери удельной энергии (напора) между сечением 1 и 2, обусловленные вязкостью жидкости;

$H$  - полная удельная энергия жидкости, или полный напор.

Если энергию жидкости отнести к ее объему, то члены уравнения Бернулли будут иметь размерность давления, а само уравнение (3.2) примет вид, которым так же часто пользуются:



$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho \alpha_1 v_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \sum \rho g h_n = \rho g H. \quad 3.3$$

Если же энергию жидкости отнести к массе, то получается третья форма записи уравнения (3.2):

$$g z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} = g z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} + \sum g h_n = g H. \quad 3.4$$

В этих уравнениях  $v$  - средняя по сечению скорость равная  $v = \frac{Q}{S}$ ;  $\alpha$  - коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечению и равный отношению действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии того же потока, но при равномерном распределении скоростей. Для ламинарного режима течения  $\alpha = 2$ , для турбулентного  $\alpha \approx 1$ . Гидравлические потери делятся на два вида: местные потери и потери на трение по длине или линейные.

Местные потери напора обусловлены как называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размеров русла, где поток так или иначе деформируется: расширяется, сужается, искривляется, завихряется и т. д.

Местные потери определяют по формуле Вейсбаха

$$h_m = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad 3.5$$

где  $v$  - средняя скорость потока в сечении перед местным сопротивлением (при расширении) или за ним (при сужении) и в тех случаях, когда рассматривают потери напора в гидроаппаратуре различного назначения;  $\xi$  - коэффициент местного сопротивления.

Численные значения коэффициента  $\xi$ , зависящие от формы и геометрических параметров местных сопротивлений, приведены в Приложении 6.

Число Рейнольдса, определяющее режим течения жидкостей, выражается формулой:

$$R_e = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d \nu}, \quad 3.6$$

где  $\nu$  - кинематическая вязкость жидкости, измеряемая в  $\frac{M^2}{c}$  или  $\frac{cm^2}{c} = cm$ .

Для некруглых труб  $Re = (v \cdot D_e) / \nu$ , где  $D_e$  - гидравлический диа-

метр, равный отношению площади сечения трубы к  $\frac{1}{4}$  периметра сечения.

При  $R_e < R_{\text{кр}} = 2320$ , режим движения ламинарный;

При  $R_e > R_{\text{кр}}$  – турбулентный.

При ламинарном режиме течения, коэффициент местного сопротивления  $\xi_{\text{л}}$  зависит от числа Рейнольдса  $R_e$ :

$$\xi_{\text{л}} = \frac{A}{Re} + \xi_{\text{кв}}, \quad 3.7$$

где  $A$  – число, определяемое формой местного сопротивления  $\xi_{\text{кв}}$  – коэффициент местного сопротивления в режиме квадратичного сопротивления т.е. при  $R_e \rightarrow \infty$  В случае внезапного расширения трубы происходит вихреобразование и потеря напора определяется формулой Борда:

$$h_{\text{в.р.}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \xi_{\text{в.р.}} \frac{v_1^2}{2g}, \quad 3.8$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – скорости до и после расширения труб;  $\xi_{\text{в.р.}}$  – коэффициент сопротивления, равный для данного случая

$$\xi_{\text{в.р.}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad 3.9$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади сечения трубы до и после внезапного расширения.

При внезапном сужении трубы без закругления коэффициент сопротивления определяют по формуле Идельчика

$$\xi_{\text{в.с.}} = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right)^2, \quad 3.10$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади сечения трубы до и после сужения.

Потери напора на трение по длине (линейные) определяются общей формулой Дарси:

$$h_{\text{мп}} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad 3.11$$

где  $\lambda$  – безразмерный коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси) определяется в зависимости от режима течения;  $l$  и  $d$  – длина и диаметр трубопровода, соответственно. При ламинарном режиме коэффициент  $\lambda_{\text{л}}$  однозначно определяется числом Рейнольдса, т. е.

$$\lambda_{\lambda} = 64/Re. \quad 3.12$$

При турбулентном режиме  $\lambda_T$  зависит в общем случае от числа Рейнольдса и относительной шероховатости  $\Delta/d$ . Для гидравлически гладких труб, когда шероховатость на сопротивление не влияет, наиболее употребительными являются эмпирические формулы Блазиуса:

$$\lambda_T = 0,316/Re^{0,25} \text{ (при } Re \leq 10^5) \quad 3.13$$

и Копакова:

$$\lambda_T = 1/((1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2) \text{ (при } Re \leq 10^6). \quad 3.14$$

Зависимость  $\lambda_T$  от  $Re$  для гидравлически гладких труб по формуле (3.14) приведена в таблице (3.1)

Таблица 3.1

**Зависимость  $\lambda_T$  от  $Re$  для гидравлически гладких труб**

$Re$	$\lambda_T$	$Re$	$\lambda_T$	$Re$	$\lambda_T$
$4 \cdot 10^3$	0,0400	$4 \cdot 10^4$	0,0225	$4 \cdot 10^5$	0,0140
$6 \cdot 10^3$	0,0360	$6 \cdot 10^4$	0,0200	$6 \cdot 10^5$	0,0130
$8 \cdot 10^3$	0,0335	$8 \cdot 10^4$	0,0190	$8 \cdot 10^5$	0,0120
$10 \cdot 10^3$	0,0315	$10 \cdot 10^4$	0,0180	$10 \cdot 10^5$	0,0115
$15 \cdot 10^3$	0,0285	$15 \cdot 10^4$	0,0165	$20 \cdot 10^5$	0,0105
$20 \cdot 10^3$	0,0270	$20 \cdot 10^4$	0,0155	$30 \cdot 10^5$	0,0100

Для переходной области  $\lambda_T$  определяют по формуле Альтшуля:

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{68}{Re} - \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad 3.15$$

Для области гидравлических шероховатых труб (квадратичная область) значения  $\lambda_T$  определяют по формуле Никурадзе:

$$\lambda_T = \frac{1}{\left( 1,14 + 2 \lg \frac{d}{\Delta} \right)^2}, \quad 3.16$$

или по формуле Шифринсона:

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} \quad 3.17$$

Зависимость  $\lambda_T$  от  $\frac{d}{\Delta}$  в квадратичной области (по формуле 3.16)

показана в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

Зависимость  $\lambda_T$  от  $\frac{d}{\Delta}$  в квадратичной области

$\frac{d}{\Delta}$	$\lambda_T$	$\frac{d}{\Delta}$	$\lambda_T$	$\frac{d}{\Delta}$	$\lambda_T$
$10^2$	0,0379	$1,1 \cdot 10^3$	0,0192	$2,5 \cdot 10^3$	0,0159
$2 \cdot 10^2$	0,0304	$1,2 \cdot 10^3$	0,0188	$3 \cdot 10^3$	0,0153
$3 \cdot 10^2$	0,0269	$1,3 \cdot 10^3$	0,0184	$3,5 \cdot 10^3$	0,0148
$4 \cdot 10^2$	0,0249	$1,4 \cdot 10^3$	0,0181	$4 \cdot 10^3$	0,0144
$5 \cdot 10^2$	0,0234	$1,5 \cdot 10^3$	0,0178	$5 \cdot 10^3$	0,0137
$6 \cdot 10^2$	0,0223	$1,6 \cdot 10^3$	0,0176	$6 \cdot 10^3$	0,0132
$7 \cdot 10^2$	0,0216	$1,7 \cdot 10^3$	0,0173	$7 \cdot 10^3$	0,0128
$8 \cdot 10^2$	0,0207	$1,8 \cdot 10^3$	0,0171	$8 \cdot 10^3$	0,0125
$9 \cdot 10^2$	0,0202	$1,9 \cdot 10^3$	0,0169	$9 \cdot 10^3$	0,0122
$10^3$	0,0197	$2 \cdot 10^3$	0,0167	$10^4$	0,0120

Таким образом, для практического определения  $\lambda$  необходимо найти число Рейнольдса  $R_e$  и определить режим движения жидкости:

Если  $R_e < R_{e_{кр}} = 2320$ , следует использовать формулу (3.12);

Если  $R_e > R_{e_{кр}} = 2320$ , необходимо определить границы зон (областей)  $10(d/\Delta)$  и  $500(d/\Delta)$ ; при  $R_{e_{кр}} < R_e < 20(d/\Delta)$  следует применять формулу (3.13) или (3.14);

при  $20(d/\Delta) < R_e < 500(d/\Delta)$  использовать формулу (3.15);

при  $R_e > 500(d/\Delta)$  формулу (3.16) или (3.17).

При ламинарном течении в зазоре  $\delta$  между двумя плоскими стенками вместо (3.12) использовать

$$\lambda_n = 96 / \text{Re} \quad 3.18$$

где число Рейнольдса  $\text{Re} = 2\delta v / \nu$ .

Формула (3.18) справедлива также для зазора, образованного двумя соосными цилиндрическими поверхностями при условии, что зазор  $\delta$  весьма мал по сравнению с диаметром этих поверхностей.

Для ламинарного течения в трубке квадратного сечения

$$\lambda_n = 57 / \text{Re}$$

3.19

**Указания.** С помощью уравнения Бернулли решаются многие задачи практической гидравлики. При этом важно правильно выбрать те два или три сечения, для которых оно записывается. Сечения следует выбирать так, чтобы в одном из них величины  $z$ ,  $p$  и  $u$  были известны, а во втором неизвестной была лишь одна величина.

В качестве сечений рекомендуется брать (прежде всего в порядке перечисления):

- свободную поверхность жидкости в резервуаре (баке), где  $u = 0$  (начало потока);
- выход в атмосферу, где  $p_{\text{изб.}} = 0$ ;  $p_{\text{абс.}} = p_a$  (конец потока);
- сечение, где присоединен тот или иной измерительный прибор (манометр, пьезометр, вакуумметр и т.д.);
- неподвижный воздух вдалеке от входа в трубу, в которую происходит всасывание его из атмосферы. Затем выбирается горизонтальная плоскость сравнения 0-0, которую целесообразнее всего проводить через центр одного из выбранных сечений. Вообще говоря, за плоскость сравнения следует выбирать такую, относительно которой по условиям задачи имеется наибольшее количество исходных данных.

Уравнение Бернулли рекомендуется сначала записать в общем виде, а затем переписать с заменой его членов заданными буквенными величинами, исключив при этом члены, равные нулю.

При этом необходимо помнить следующее:

вертикальная ордината  $z$  всегда отсчитывается от произвольной плоскости (плоскости сравнения) вверх;

давление  $p$ , входящее в обе части уравнения, должно быть записано в одной системе отчета (абсолютной или избыточной);

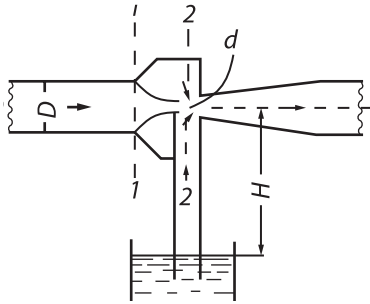
величина  $\Sigma h_n$  в общем случае складывается из местных потерь, выражаемых формулой Вейсбаха (3.5), и линейных, определяемых формулой Дарси (3.11);

если в том или в ином канале (трубе) имеется внезапное расширение, то при турбулентном режиме необходимо местные потери определять по формуле Борда (3.8).

В частном случае, когда жидкость подводится к резервуару, баку и т.п., можно считать, что теряется вся кинетическая энергия (скоростной напор) жидкости.

При подсчете местных гидравлических потерь (3.5) следует обращать внимание на указания относительно того, к какой скорости (или

какой площади) отнесены заданные коэффициенты сопротивления  $\xi$ .



Пример. Имеется эжектор (рис. 3.1.) с такими размерами:  $D = 100$  мм ( $S_1 = 78,5\text{см}^2$ ) и  $d = 25$  мм ( $S_2 = 4,91\text{см}^2$ ). Насос подает в подводящую трубу эжектора воду под абсолютным давлением  $0,15\text{МПа}$ .

Требуется определить:

1. подачу воды насосом, выше которой эжектор начнет поднимать

Рис. 3.1.

воду из резервуара, расположенного на  $H = 1,5$  м ниже оси эжектора;

2. подачу, ниже которой вода через эжектор будет сливаться обратно в резервуар. Потерями напора пренебречь. Напор, соответствующей атмосферному давлению, в месте установки эжектора  $h_a = p_a/\gamma = 9,8$  м вод.ст.

Решение: Запишем уравнение Бернулли для самого широкого 1-1 и узкого 2-2 сечений потока, выбрав в качестве плоскости сравнения 0-0 плоскость, проходящую через осевую линию эжектора:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha v_2^2}{2g}$$

Чтобы вода поднялась до середины эжектора, высота  $\frac{p_2}{\rho g}$  должна быть

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - H = 9,8 - 1,5 = 8,3\text{ м при этом } \frac{p_1}{\rho g} = 15\text{ м.}$$

Скорости  $v_1$  и  $v_2$  в сечениях подводящей трубы эжектора можно выразить через подачу насоса:

$$v = \frac{Q}{S_1}; v_2 = \frac{Q}{S_2}; \text{ или } v_1 = \frac{Q}{78,5} \frac{\text{см}}{\text{с}}; v_2 = \frac{Q}{4,91} \frac{\text{см}}{\text{с}}.$$

Подставляя полученные для  $v_1$  и  $v_2$ ,  $p_1/\rho g$  и  $p_2/\rho g$  числовые значения в написанное уравнение и принимая  $\alpha = 1$ , получим

$$15 + \frac{Q^2 \cdot 1}{78,5^2 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 9,81} = 8,3 + \frac{Q^2}{4,91^2 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 9,81} \quad \text{или}$$

$$15 - 8,3 = \frac{(78,5^2 - 4,91^2) 10^{-4}}{78,5^2 \cdot 4,91^2 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot 9,81};$$

откуда расход

$$Q = \sqrt{\frac{6,7 \cdot 19,62 \cdot 6162 \cdot 10^{-4} \cdot 24,1 \cdot 10^{-4}}{6138 \cdot 10^{-4}}} = 5,64 \text{ л/с.}$$

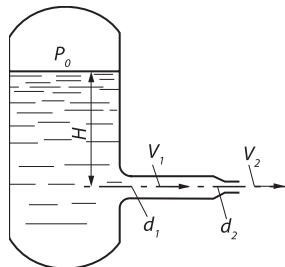
С увеличением расхода сверх вычисленного величина скоростного напора в правой части равенства будет увеличиваться при уменьшении пьезометрической высоты  $\frac{p_2}{\rho g}$ ; с ростом вакуума сверх 1,5

м.вод.ст. эжектор начнет поднимать воду из резервуара.

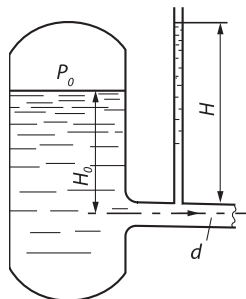
При уменьшении расхода против найденного (5,64 л/с) скоростной напор будет уменьшаться, а пьезометрическая высота - увеличиваться; при этом вакуум в сечении 2-2 уменьшится против прежнего (1,5 м.вод.ст.) и вода пойдет в обратном направлении - из эжектора в резервуар.

### Задачи

3. 1. Из напорного бака вода течет по трубе диаметром  $d_1 = 20$  мм и затем вытекает в атмосферу через насадок (брандспойт) с диаметром выходного отверстия  $d_2 = 10$  мм. Избыточное давление воздуха в баке  $p_0 = 0,18$  МПа; высота  $H = 1,6$  м. Пренебрегая потерями энергии, определить скорости течения воды в трубе  $v_1$  и на выходе из насадка  $v_2$ .

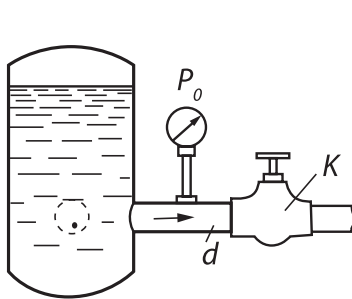


К задаче 3.1

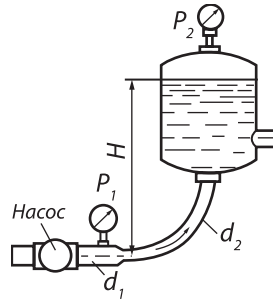


К задаче 3.2

3.2. Определить расход керосина, вытекающего из бака по трубопроводу диаметром  $d = 50$  мм, если избыточное давление воздуха в баке  $p_0 = 16$  кПа; высота уровня  $H_0 = 1$  м. высота подъема керосина в пьезометре, открытом в атмосферу,  $H = 1,75$  м. Потерями энергии пренебречь. Плотность керосина  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.



*К задаче 3.3*



*К задаче 3.4*

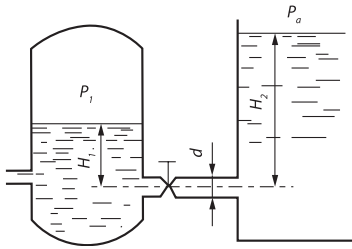
3.3. От бака, в котором с помощью насоса поддерживается постоянное давление жидкости, отходит трубопровод диаметром  $D = 50$  мм. Между баком и краном  $K$  на трубопроводе установлен манометр. При закрытом положении крана  $p_0 = 0,5$  МПа. Найти связь между расходом жидкости в трубопроводе  $Q$  и показанием манометра  $p$  при разных открытиях крана, приняв коэффициент сопротивления входного участка трубопровода (от бака до манометра) равным  $\zeta = 0,5$ . Плотность жидкости  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

Подсчитать расход жидкости при полном открытии крана, когда показание манометра равно  $p = 0,485$  МПа.

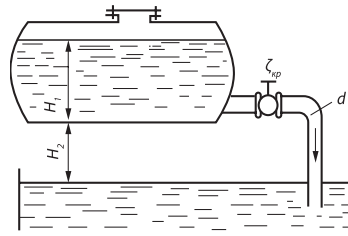
3.4. Насос нагнетает жидкость в напорный бак, где установились постоянный уровень на высоте  $H = 2$  м и постоянное давление  $p_2 = 0,2$  МПа. Манометр, установленный на выходе из насоса на трубе диаметром  $d_1 = 75$  мм, показывает  $p_1 = 0,25$  МПа. Определить расход жидкости  $Q$ , если диаметр искривленной трубы, подводящей жидкость к баку, равен  $d_2 = 50$  мм; коэффициент сопротивления этой трубы принят равным  $\zeta = 0,5$ . Плотность жидкости  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

3.5. Вода перетекает из напорного бака, где избыточное давление воздуха  $p = 0,3$  МПа, в открытый резервуар по короткой трубе диаметром  $d = 50$  мм, на которой установлен кран. Чему должен быть равен коэффициент сопротивления крана для того, чтобы расход воды составлял  $Q = 8,7$  л/с? Высоты уровней  $H_1 = 1$  м и  $H_2 = 3$  м. Учесть потерю напора на входе в трубу ( $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$ ) и на выходе из трубы (внезапное расширение).





К задаче 3.5

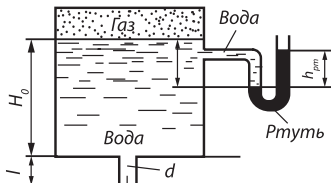


К задаче 3.6

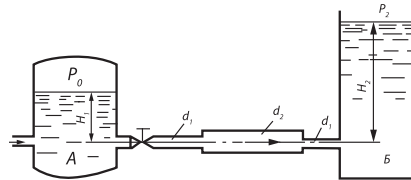
3.6. Бензин сливается из цистерны по трубе диаметром  $d = 50$  мм, на которой установлен кран с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{кр} = 3$ . Определить расход бензина при  $H_1 = 1,5$  м и  $H_2 = 1,3$  м, если в верхней части цистерны имеет место вакуум  $h_{\text{вак}} = 73,5$  мм рт. ст. Потерями на трение в трубе пренебречь. Плотность бензина  $\rho = 750$  кг/м.

3.7. Определить расход воды, вытекающей из бака через короткую трубку (насадок) диаметром  $d = 30$  мм и коэффициентом сопротивления  $\zeta = 0,5$ , если показание ртутного манометра  $h_{\text{рт}} = 1,47$  м;  $H_1 = 1$  м;  $H_0 = 1,9$  м;  $l = 0,1$  м.

3.8. Вода перетекает из напорного бака А в резервуар Б через вентиль с коэффициентом сопротивления  $\zeta_{\text{в}} = 3$  по трубе. Диаметры:  $d_1 = 40$  мм;  $d_2 = 60$  мм. Считая режим течения турбулентным и пренебрегая потерями на трение по длине, определить расход. Учесть потери напора при внезапных сужениях и расширениях.



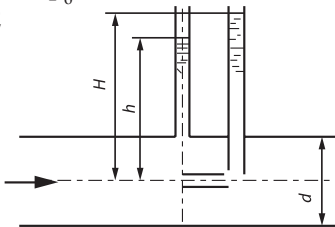
К задаче 3.7



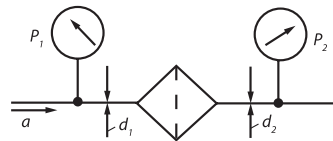
К задаче 3.8

Высоты:  $H_1 = 1$  м,  $H_2 = 2$  м; избыточное давление в напорном баке  $p_0 = 0,15$  МПа.

2



К задаче 3.9



К задаче 3.10

3.9. По длинной трубе диаметром  $d = 50$  мм протекает жидкость ( $\nu = 2$  Ст;  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>). Определить расход жидкости и давление в сечении, где установлены пьезометр ( $h = 60$  см) и трубка Пито ( $H = 80$  см).

3. 10. Для определения потерь давления на фильтре установлены манометры, как показано на рисунке. При пропускании через фильтр жидкости, расход которой  $Q = 1$  л/с; давления:  $p_1 = 0,1$  МПа,  $p_2 = 0,12$  МПа. Определить, чему равна потеря давления в фильтре, если известно:  $d_1 = 10$  мм,  $d_2 = 20$  мм,  $\rho_{ж} = 900$  кг/м<sup>3</sup>.

Указание. Потерей давления на участках от мест установки манометров до фильтра пренебречь, принять  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ .

#### 4. Истечение жидкости через отверстия, насадки, дроссели, клапаны

Этот случай движения жидкости характерен тем, что при истечении потенциальная энергия, которой обладает жидкость, находящаяся в каком-либо резервуаре, превращается в кинетическую энергию вытекающей струи с большими или меньшими потерями.

Основным вопросом при этом является определение скорости истечения и расхода жидкости для различных форм отверстий и насадков.

Зависимости для определения скорости истечения и расхода жидкости для отверстий, насадков, дросселей и клапанов одинаковы и в общем виде записываются следующим образом:

$$v = \varphi \sqrt{2g \left( H + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right)}; \quad 4.1$$

$$Q = \mu S \sqrt{2g \left( H + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right)}, \quad 4.2$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $H$  – геометрический напор над центром отверстия, насадка и пр.,  $S$  – площадь сечения отверстия, насадка и пр.,  $p_1$  – давление на свободной поверхности жидкости;  $p_2$  – давление в среде, куда происходит истечение.

Коэффициент скорости и расхода связаны следующим соотношением:

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi, \quad 4.3$$

где  $\varepsilon = \frac{S_c}{S_0}$  – коэффициент сжатия струи;

$S_c$  и  $S_0$  – сечение вытекающей струи и сечение отверстия, насадка и пр. соответственно.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad 4.4$$

где  $\alpha$  – коэффициент кинетической энергии (Кориолиса) (о числовых значениях см. предыдущую тему);  $\zeta$  – коэффициент сопротивления.

При истечении из открытого резервуара в атмосферу ( $p_1 = p_2 = p_a$ ) формулы примут вид:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}; \quad Q = \mu S_0 \sqrt{2gH}. \quad 4.5$$

Для гидросистем, когда геометрические напоры  $H$  пренебрежимо малы по сравнению с действующими давлениями  $P_1$  и  $P_2$ , скорость и расход определяются как

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2\Delta p}{S}}; \quad Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{S}}, \quad 4.6$$

где  $\Delta p = p_1 - p_2$  – разность (перепад) давлений до и после отверстия (насадка, дросселя, клапана).

Значение коэффициентов истечения приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1.

### Значение коэффициентов истечения

Тип отверстия или насадка	Значение коэффициентов			
	$\varepsilon$	$\phi$	$\mu$	$\xi$
Отверстие в тонкой стенке	0,64	0,97	0,62	0,065
Внешний цилиндрический насадок	1,0	0,82	0,82	0,50

Продолжение таблицы 4.1.				
Внутренний цилиндрический насадок	1,0	0,71	0,71	1,0
Конoidalный насадок (сопло)	1,0	0,97	0,97	0,06
Конически сходящийся насадок ( $\alpha=12\dots 15^\circ$ )	0,98	0,96	0,94	0,06
Конически расходящийся насадок ( $\alpha=5\dots 7^\circ$ )	1,0	0,45	0,45	1,94

Если истечение происходит при переменном напоре, то задача сводится к определению длительности полного или частичного опорожнения резервуара, бака и т.п.

$$t = \frac{2SH}{\mu S_0 \sqrt{2gH}}; \quad 4.7$$

$$t = \frac{2S(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu S_0 \sqrt{2g}}, \quad 4.8$$

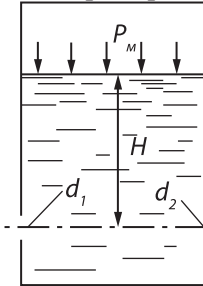
где  $H_1$  и  $H_2$  – начальный и конечный напор жидкости;

$S$  – площадь поперечного сечения резервуара;  $S_0$  – площадь сечения отверстия (насадка).

Указания.

При истечении через отверстия, насадки, дроссели в среду, заполненную той же самой жидкостью (истечение под уровень, или истечение через подтопленные отверстия, насадки и т.п.), используются те же формулы, что и в обычных условиях

Пример.



Из резервуара в атмосферу вытекает вода при постоянном напоре через круглое отверстие в тонкой стенке и внешний цилиндрический насадок (насадок Вентури) диаметрами  $d_1 = d_2 = 20$  мм. Определить избыточное давление  $p_m$  на свободной поверхности воды в резервуаре, если разность расходов насадка и отверстия  $\Delta Q = 0,7$  л/с, а уровень  $H = 1,5$  м.

Решение:

Используя формулы для определения расходов через насадок и отверстие, запишем, что

$$\Delta Q = Q_n - Q_o = \mu_n \cdot \frac{\pi}{4} d_2^2 \sqrt{2g \left( H + \frac{p_m}{\rho g} \right)} - \mu_o \frac{\pi}{4} d_1^2 \sqrt{2g \left( H + \frac{p_m}{S} \right)};$$

вынеся общие множители за скобки, получим

$$\Delta Q = \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2g \left( H + \frac{p_m}{\rho g} \right)} (\mu_n - \mu_o)$$

Разделим обе части уравнения на  $\frac{\pi}{4} d^2$  и  $(\mu_n - \mu_o)$  и возведем в квадрат

$$\frac{16 \Delta Q^2}{\pi^2 d^4 (\mu_n - \mu_o)^2} = 2g \left( H + \frac{p_m}{\rho g} \right)$$

Полученное выражение запишем относительно искомой величины

$$p_m = \frac{8 \rho \Delta Q^2}{\pi^2 d^4 (\mu_n - \mu_o)^2} - \rho g H.$$

Подставив численные значения величин в правой части уравнения, найдем искомую величину  $p_m$ :

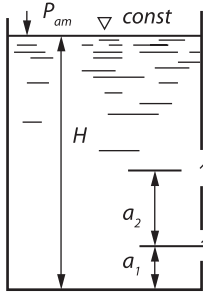
$$p_m = \frac{8 \cdot 1000 \cdot 0,7^2 \cdot 10^{-6}}{3,14^2 \cdot 20^4 \cdot 10^{-12} (0,82 - 0,62)^2} - 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,5 = 47405 \text{ Па,}$$

или  $p_m \approx 47$  кПа.

Прежде чем решать задачи по данной тематике, необходимо

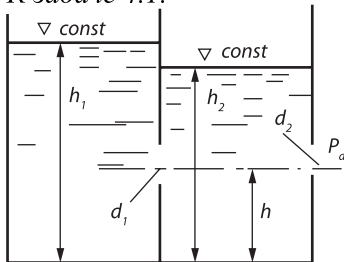
изучить соответствующие разделы в рекомендуемой литературе: [1] с. 72...79, [2] с. 78...89, [3] с. 59...76; [4] с. 25...31.

### Задачи



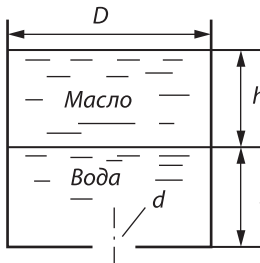
4.1. Два одинаковых круглых отверстия  $d = 60$  мм с острой кромкой расположены одно над другим в вертикальной стенке большого резервуара. Центр нижнего отверстия находится на расстоянии  $a_1 = 200$  мм от дна резервуара. Расстояние между центрами отверстий  $a_2 = 500$  мм. Определить, при какой глубине  $H$  воды в резервуаре суммарный расход из обоих отверстий доставит  $Q = 23$  л/с.

К задаче 4.1.



К задаче 4.2

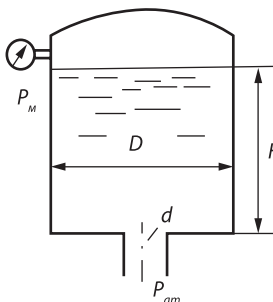
4.2. В вертикальной стенке, разделяющей открытый резервуар на две части, расположено отверстие диаметром  $d_1 = 50$  мм. В наружной стенке имеется другое отверстие диаметром  $d_2$ . Центры обоих отверстий расположены на высоте  $h = 1,0$  м от дна. Глубина воды в левой части резервуара  $h_1 = 2,5$  м; расход через отверстия  $Q = 3,1$  л/с. Определить глубину  $h_2$  воды в правой части резервуара и диаметр  $d_2$  отверстия в наружной стенке.



К задачам 4.3, 4.4

4.3. Определить начальную скорость истечения жидкости через отверстие диаметром  $d = 20$  мм из сосуда, заполненного слоями воды и масла (плотностью  $\rho_m = 880$  кг/м<sup>3</sup>) одинаковой высоты  $h = 0,8$  м. Сравнить полученный результат с начальной скоростью истечения для случаев, когда сосуд заполнен только водой или только маслом до уровня  $2h$ .

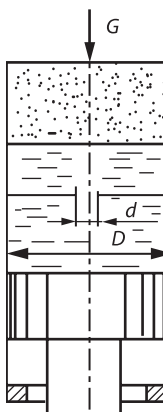
4.4. Открытый цилиндрический резервуар диаметром  $D = 1,2$  м заполнен слоями воды и масла ( $\rho_m = 880$  кг/м<sup>3</sup>) одинаковой толщины  $h = 0,8$  м. Определить, за какое время произойдет полное опорожнение резервуара через отверстие диаметром  $d = 25$  мм.



К задаче 4.5<sup>am</sup>

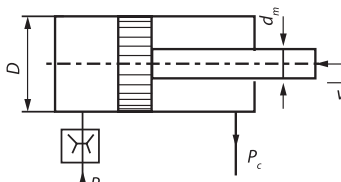
4.5. Какое избыточное давление  $p_m$  воздуха нужно поддерживать в баке, чтобы его опорожнение происходило в два раза быстрее, чем при атмосферном давлении над уровнем воды; каким будет при этом время опорожнения бака? Диаметр бака  $D = 0,9$  м, его начальное заполнение  $H = 2,1$  м. Истечение происходит через цилиндрический насадок диаметром  $d = 30$  мм, коэффициент расхода которого  $\mu = 0,82$ .

4.6. При исследовании истечения через круглое отверстие диаметром  $d_0 = 10$  мм получено: диаметр струи  $d_c = 8$  мм; напор  $H = 2$  м; время наполнения объема  $V = 10$  л;  $t = 32,8$  с. Определить коэффициенты сжатия  $\varepsilon$ , скорости  $\varphi$  расхода  $\mu$  и сопротивления  $\zeta$ . Распределение скоростей по сечению струи принять равномерным.



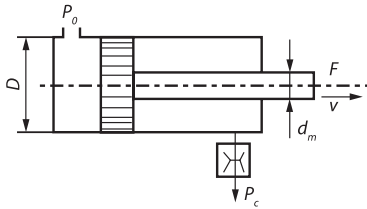
К задаче 4.7

4.7. На рисунке показана упрощенная схема самолетного гидропневмоамортизатора. Процесс амортизации при посадке самолета происходит за счет проталкивания рабочей жидкости через отверстие  $d = 8$  мм и за счет сжатия воздуха. Диаметр поршня  $D = 100$  мм. Определить скорость движения цилиндра относительно поршня в начальный момент амортизации, если первоначальное давление воздуха в верхней части амортизатора  $p_1 = 0,2$  МПа, расчетное усилие вдоль штока  $G = 50$  кН, коэффициент расхода отверстия  $\mu = 0,75$ , плотность рабочей жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.



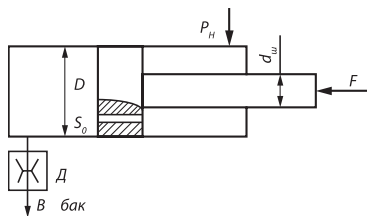
К задаче 4.8

4.8. Определить значение силы  $F$ , преодолеваемой штоком гидроцилиндра при движении его против нагрузки со скоростью  $v = 20$  мм/с. Давление на входе в дроссель  $p_n = 20$  МПа; давление на сливе  $p_c = 0,3$  МПа; коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,62$ ; диаметр отверстия дросселя  $d = 1,2$  мм;  $D = 70$  мм;  $d_{\text{ш}} = 30$  мм;  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>.



К задаче 4.9

4.9. Определить диаметр отверстия дросселя, установленного на сливе из гидроцилиндра, при условии движения штока цилиндра под действием внешней нагрузки  $F = 60$  кН со скоростью  $v = 200$  мм/с. Диаметры: штока  $d_{ш} = 40$  мм, цилиндра  $D = 80$  мм, коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,65$ , плотность жидкости  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup>, давление на сливе  $p_c = 0,3$  МПа.



К задаче 4.10

4.10. Жидкость с плотностью  $\rho = 850$  кг/м<sup>3</sup> подается от насоса в гидроцилиндр, а затем через отверстие в поршне площадью  $S_o = 5$  мм<sup>2</sup> и гидродроссель  $D$  в бак ( $p_o = 0$ ).

1. Определить, при какой площади проходного сечения дросселя  $D$  поршень будет находиться в неподвижном равновесии под действием силы  $F = 3000$  Н, если диаметр поршня  $D = 100$  мм, диаметр штока  $D_{ш} = 80$  мм, коэффициент расхода отверстия в поршне  $\mu_o = 0,8$ , коэффициент расхода дросселя  $\mu_{др} = 0,65$ , давление насоса  $p_n = 1$  МПа.

2. Определить площадь проходного сечения дросселя  $D$ , при которой поршень будет перемещаться со скоростью  $v = 1$  см/с вправо.

## 5. Гидравлический расчет трубопроводов

При гидравлических расчетах все трубопроводы делятся на короткие и длинные. Короткие трубопроводы - это такие трубопроводы, у которых местные потери напора соизмеримы с потерями напора по длине, а длинные - это трубопроводы, у которых местные потери незначительны и не превышают 10% от потерь напора по длине, то есть  $h_m = 0,1 \cdot h_L$ .

В свою очередь, длинные трубопроводы разделяют на простые и сложные. Простые трубопроводы выполняются из труб, изготовленных из одного материала, одинакового диаметра и без ответвлений. Сложные трубопроводы изготавливаются с ответвлениями, переменных диаметров и могут соединяться как последовательно, так и параллельно.



В основе расчета трубопроводов лежат формула Дарси (3.11) для определения потерь напора на трение по длине и формула Вейсбаха (3.5) для местных потерь.

При ламинарном режиме вместо формул (3.5) и (3.11) обычно удобнее пользоваться зависимостью, называемой законом Пуазейля,

$$h_{mp} = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot d^4 \cdot g}, \quad 5.1$$

или

$$P_{mp} = \frac{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l \cdot Q}{\pi \cdot d^4}. \quad 5.2$$

При ламинарном течении потери напора в местных сопротивлениях удобнее определять по так называемой эквивалентной длине - длине прямого участка трубопровода данного диаметра, на которой потеря напора на трение равна (эквивалентна) потере напора  $h_m$ , вызываемой соответствующим местным сопротивлением.

Эквивалентная длина определяется по формуле

$$l_{\text{э}} = \frac{\xi \cdot Q}{16 \cdot \pi \cdot \nu}.$$

Таким образом, общие потери напора (давления) при ламинарном течении можно определить по формулам (5.1) или (5.2), подставив в числитель правой части равенства расчетную длину трубопровода, то есть  $l_{\text{расч}} = l + l_{\text{экв}}$ .

Суммарные потери напора в простом трубопроводе при турбулентном течении определяются по формуле

$$\sum h = h_{mp} + h_m = \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} \cdot \left( \lambda_m \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right). \quad 5.3$$

Потребный напор в трубопроводе  $H_{\text{потр}}$  для обеспечения заданного расхода  $Q$ :

$$H_{\text{нотр}} = H_{\text{ст}} + \sum h, \quad 5.4$$

где  $H_{\text{ст}}$  - статический напор, включающий геометрическую высоту  $h_{\text{г}}$ , на которую необходимо поднять жидкость при ее движении по трубопроводу и пьезометрическую высоту в конечном сечении трубопровода  $p_2/(\rho \cdot g)$ , то есть

$$H_{\text{ст}} = h_{\text{г}} + \frac{P_2}{\rho \cdot g}. \quad 5.5$$

Обычно потери выражают через расход, и тогда формула (5.4) принимает вид

$$H_{номр} = H_{см} + k \cdot Q^x \quad 5.6$$

Как следует из формул (5.1) и (5.3), при ламинарном течении:

$$k = \frac{128 \cdot \nu \cdot l_{расч}}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g}, x=1; \quad 5.7$$

при турбулентном течении

$$k = \left( \lambda_m \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g}, x=2. \quad 5.8$$

При расчете длинных трубопроводов кроме формулы (3.11) для определения потерь напора по длине можно воспользоваться следующими зависимостями

$$h_n = \frac{Q^2}{K^2} \cdot l \cdot \beta, \quad 5.9$$

$$h_n = A \cdot Q^2 \cdot l \cdot \beta, \quad 5.10$$

где  $K$  - удельный расход трубопровода, м<sup>3</sup>/с;  $A$  - удельное сопротивление трубопровода, с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>;  $\beta$  - поправочный коэффициент, учитывающий неквадратичность зависимости потери напора  $h_n$  от расхода  $Q$  при скорости жидкости в трубе  $v < 1,2$  м/с.

Если трубопровод состоит из  $n$  последовательно соединенных участков, то справедливы равенства

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n \\ H &= \Sigma h_i = h_1 + h_2 + \dots + h_n \end{aligned} \right\} \quad 5.11$$

Используя зависимости (5.9) и (5.10) (без учета поправочного коэффициента  $\beta$ ) суммарные потери напора можно представить как

$$H = Q^2 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{K_i^2} = Q^2 \cdot \left( \frac{l_1}{K_1^2} + \frac{l_2}{K_2^2} + \dots + \frac{l_n}{K_n^2} \right), \quad 5.12$$

или

$$H = Q^2 \cdot \sum_{i=1}^n A_i \cdot l_i = Q^2 \cdot (A_1 \cdot l_1 + A_2 \cdot l_2 + \dots + A_n \cdot l_n). \quad 5.13$$

При параллельном соединении  $n$  участков:

$$\left. \begin{aligned} Q &= \sum_{i=1}^n Q_i = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \\ H &= h_i = h_1 = h_2 = \dots = h_n \end{aligned} \right\} \quad 5.14$$

Задача в данном случае сводится к определению расхода на каждом из участков и потери напора.

При этом расход на всех участках выражается через расход на каком-либо одном из участков, например, на первом. Используя формулы (5.9) и (5.10) можно записать (без коэффициента  $\beta$ )

$$Q_2 = Q_1 = \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}}; \quad Q_3 = Q_1 \cdot \frac{K_n}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_n}}, \quad 5.15$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}}; \quad Q_n = Q_1 \cdot \sqrt{\frac{A_1 \cdot l_1}{A_n \cdot l_n}}, \quad 5.16$$

Суммарный расход по формуле (5.14) с учетом (5.15) и (5.16) можно выразить как

$$Q = Q_1 \cdot \left( 1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_2}} + \dots + \frac{K_n}{K_1} \cdot \sqrt{\frac{l_1}{l_n}} \right), \quad 5.17$$

или

$$Q = Q_1 \cdot \left( 1 + \sqrt{\frac{A_1 \cdot l_1}{A_2 \cdot l_2}} + \dots + \sqrt{\frac{A_1 \cdot l_1}{A_n \cdot l_n}} \right). \quad 5.18$$

Из формул (5.17) и (5.18) можно определить расход на первом участке  $Q_1$ , а затем воспользовавшись зависимостями (5.15) и (5.16) и на остальных участках.

**Указания.** Задачи по расчету простого трубопровода можно разделить на три типа.

1. Даны расход жидкости  $Q$ , все размеры ( $l$ ,  $d$ ,  $h_r$ ), шероховатость труб, давление в конечном сечении труб (для всасывающих трубопроводов - в начальном) и свойства жидкости ( $\rho$ ,  $\nu$ ). Местные сопротивления либо заданы коэффициентом  $\zeta$  или эквивалентными длинами  $l_{\text{эkv}}$ , либо оцениваются по справочным данным.

Требуется найти потребный напор  $H_{\text{потр}}$ .

С помощью критерия Рейнольдса (формула 3.6.) определяется режим течения.

При ламинарном течении потребный напор определяется по формулам (5.1) или (5.6) и (5.7).

При турбулентном режиме задача решается с помощью формул (5.5), (5.6) и (5.8). При этом коэффициенты гидравлического трения  $\lambda_r$  определяются по формулам (3.13), (3.14), (3.15), (3.16) и (3.17), приведенным в разделе 3.

2. Даны располагаемый напор  $H_{\text{расп}}$  и все величины, перечисленные в первом типе, кроме расхода  $Q$ .

Так как число Рейнольдса в данной задаче подсчитать нельзя, то поступить можно двояко. Либо задаться режимом течения

основываясь на роде жидкости - значении вязкости (вода, бензин, керосин - режим обычно турбулентный; масла - ламинарный) с последующей проверкой после решения задачи и определением числа Рейнольдса. Либо по формулам (5.6) и (5.7) выразить расход через критическое число Рейнольдса и найдя числовое значение  $H_{кр}$ , соответствующее смене режима, сравнить его с располагаемым напором  $H_{расп}$  и однозначно определить режим течения.

$$H_{кр} = H_{ст} + \frac{32 \cdot v^2 \cdot l}{g \cdot d^3} \cdot Re_{кр} \quad 5.19$$

При ламинарном режиме задача решается просто с помощью формул (2.26) или (2.31) и (2.32), которые нужно записать относительно  $Q$ .

При турбулентном режиме в уравнениях (5.6) и (5.8) содержатся две неизвестные величины  $Q$  и  $\lambda_T$ .

Поэтому задачу рекомендуется решать методом последовательных приближений или графически. Для этого в первом приближении следует задаться коэффициентом  $\lambda_T$ , который изменяется в сравнительно узких пределах ( $\lambda_T=0,015\dots 0,040$ ); или, если задана шероховатость  $\Delta$ , определить его из (3.17).

Решая уравнение (5.6) с учетом выражения (5.8) относительно  $Q$ , находят расход в первом приближении. По найденному  $Q$  определяют  $Re$  в первом приближении, а по  $Re$  - уже более точное значение  $\lambda_T$ . Снова подставляют полученное значение  $\lambda_T$  в то же основное уравнение и решают относительно  $Q$ . Найдя расход во втором приближении, получают большее или меньшее расхождение с первым приближением. Если расхождение велико, то расчет продолжают в том же порядке. Разница между каждым последующим значением  $Q$  и предыдущим будет становиться все меньше и меньше. Обычно бывает достаточно двух или трех приближений для достижения приемлемой точности.

Для решения той же задачи графическим способом нужно построить кривую потребного напора для данного трубопровода с учетом переменности  $\lambda_T$ , то есть для ряда значений  $Q$  подсчитать  $v$ ,  $Re$ ,  $\lambda_T$  и, наконец,  $H_{номп}$  по формуле (5.6). Затем, построив кривую  $H_{потр} = f(Q)$ , и зная ординату  $H_{потр} = H_{расп}$ , находят соответствующую ей абсциссу, то есть  $Q$ .

3. Даны расход  $Q$ , располагаемый напор  $H_{расп}$  и все величины, перечисленные ранее, кроме диаметра трубопровода  $d$ .

Как и в предыдущей задаче число Рейнольдса определить нельзя, потому режимом течения задаются, руководствуясь соображе-

ниями, изложенными для второго типа задач.

При ламинарном течении

$$d = \sqrt[4]{\frac{128 \cdot Q \cdot \nu \cdot l_{расч}}{\pi \cdot g \cdot (H_{расч} - H_{см})}}. \quad 5.20$$

Определив  $d$ , выбирают ближайший больший стандартный диаметр и по уравнению (5.6) уточняют значение напора при заданном  $Q$  или наоборот.

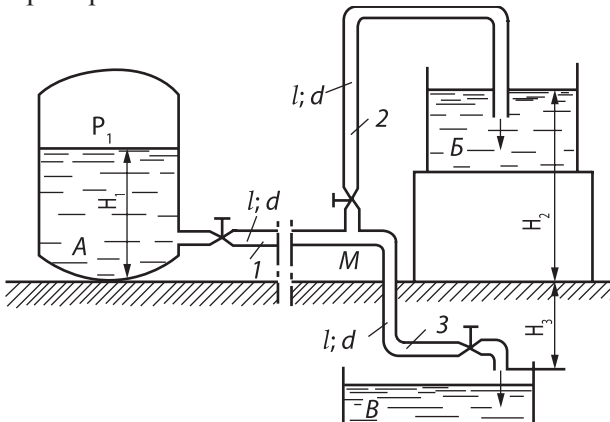
Расчет сложных трубопроводов при последовательном соединении следует проводить по формулам (5.11), (5.12) или (5.13). Значения удельных расходов  $K$  и удельных сопротивлений  $A$  для труб из разных материалов и разных диаметров нужно выбирать, пользуясь справочной литературой или таблицами приложения 7.

При параллельном соединении расчет проводят по формулам (5.15), (5.17) или (5.17), (5.18), используя зависимости (5.14).

Если в разветвленном трубопроводе жидкость подается с одинаковым давлением в точки разветвления и нивелирные отметки этих точек одинаковы, то для него справедливы зависимости, используемые при расчете трубопровода с параллельным соединением участков.

При турбулентном режиме задачу решают обычно с помощью уравнений (5.9, 5.10), записав их относительно удельного расхода  $K$  или удельного сопротивления  $A$ , и по полученным значениям из таблиц приложения 7 подбирают соответствующие им значения стандартных диаметров труб.

Пример:



Вода подается из бака  $A$  в количестве  $Q_1 = 3,2$  л/с по трубе 1 длиной  $l = 6$  м и диаметром  $d = 30$  мм к разветвлению  $M$ , от которого по двум одинаковым трубам 2 и 8 длиной  $l$  и диаметром  $d$  подается в резервуары  $B$  и  $B$ . Приняв коэффициент сопротивления трения одинаковым и равным  $\lambda_\tau = 0,03$ , а также коэффициенты сопротивлений всех трех кранов одинаковыми и равными  $\zeta_k = 3,5$ , определить расходы воды  $Q_2$  и  $Q_3$ , подаваемой в бак  $B$  и резервуар  $B$ , а также давление в баке  $A$ . Сопротивлением колен и тройника пренебречь. Высоты:  $H_1 = 7,4$  м;  $H_2 = 4$  м;  $H_3 = 0,6$  м.

Решение:

Записываем уравнение Бернулли для двух случаев истечения воды:

1) Из бака  $A$  в резервуар  $B$  и 2) Из бака  $A$  в резервуар  $B$ ; учитывая при этом, что участки 1 и 2 и 1 и 3 соединены последовательно, и, стало быть, потери на последовательно соединенных участках суммируются. Рассматривая истечение с энергетической точки зрения, необходимо отметить, что удельная потенциальная энергия воды, содержащейся в баке  $A$ , при истечении затрачивается на преодоление линейных и местных сопротивлений, а также на подъем (в первом случае на высоту  $H_2$ , во втором –  $H_3$ ).

Итак, с учетом вышесказанного запишем, что

$$1. \frac{P_1}{\rho g} + H_1 = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{n^{-2} d^4 g} \left( \lambda_\tau \frac{l}{d} + \zeta_{кр} \right) (Q_1^2 + Q_2^2) + H_2$$

$$2. \frac{P_1}{\rho g} + H_1 = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{n^{-2} d^4 g} \left( \lambda_\tau \frac{l}{d} + \zeta_{кр} \right) (Q_1^2 + Q_3^2) - H_3$$

Так в левой части обоих уравнений одна и та же величина, следовательно, можно приравнять и правые части, т.е.

$$\frac{8 \cdot 10^{-6}}{n^{-2} d^4 g} \left( \lambda_\tau \frac{l}{d} + \zeta_{кр} \right) (Q_1^2 + Q_2^2) + H_2 = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{n^{-2} d^4 g} \left( \lambda_\tau \frac{l}{d} + \zeta_{кр} \right) (Q_1^2 + Q_3^2) - H_3;$$

Обозначив общий множитель  $\frac{8 \cdot 10^{-6}}{n^{-2} d^4 g} \left( \lambda_\tau \frac{l}{d} + \zeta_{кр} \right) = a$ , запишем:

$$a(Q_1^2 + Q_2^2) + H_2 = a(Q_1^2 + Q_3^2) - H_3$$

Раскроем скобки и вычтем из обеих частей уравнения  $aQ_1^2$  и  $aQ_3$  представим как  $Q_3 = Q_1 - Q_2$ :

$$aQ_2^2 + H_2 = a(Q_1 - Q_2)^2 - H_3,$$

Опять раскроем скобки в правой части уравнения для первого

слагаемого и, вычтя из обеих частей уравнения  $\alpha Q_2^2$ , получим:

$$H_2 = \alpha Q_1^2 - 2\alpha Q_1 \cdot Q_2 - H_3 \text{ или}$$

$$2\alpha Q_1 Q_2 = \alpha Q_1^2 - (H_2 + H_3), \text{ и, сократив на } 2\alpha Q_1,$$

окончательно запишем:

$$Q_2 = \frac{Q_1}{2} - \frac{H_2 + H_3}{2\alpha Q_1}.$$

Вычислим отдельно коэффициент  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{3,14^2 \cdot 3^4 \cdot 10^{-8} \cdot 9,81} (0,03 \frac{6}{0,03} | + 3,5) \approx 0,97.$$

Подставим численные значения величины в правой части последнего уравнения, получим значение расхода  $Q_2$ :

$$Q_2 = \frac{3,2}{2} - \frac{4 + 0,6}{2 \cdot 0,94 \cdot 3,2} = 0,858 \text{ л/с, а расход}$$

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = 3,2 - 0,858 = 2,342 \text{ л/с.}$$

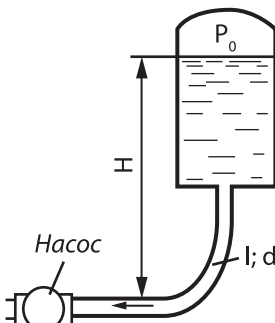
Подставив найденные численные значения  $Q_2$  или  $Q_3$  в первое или второе исходные уравнения и, умножив обе части на  $\rho g$  найдем искомое давление в баке А.

$$P_1 = [\alpha(Q_1^2 + Q_2^2) + H_2 - H_1] \cdot \rho g = [0,97(3,2^2 + 0,858^2) + 4 - 7,4] \cdot 1000 \cdot 9,81 \approx \\ \approx 71091 \text{ Па} \approx 72 \text{ кПа}$$

Кроме методических указаний, при решении задач по расчету трубопроводов необходимо изучить соответствующие разделы в учебной литературе:

[1] с. 64...68; [2] с. 94...104; [3] с. 76...81; [4] с. 31...38.

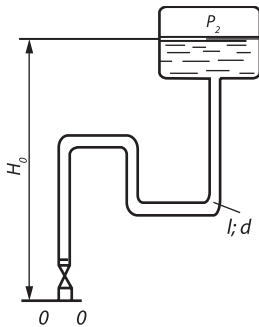
### Задачи



к задаче 5.2

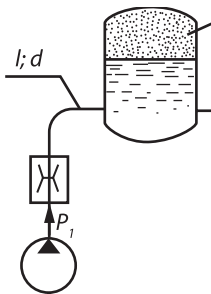
5.1. Жидкость с плотностью  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$  и вязкостью  $\gamma = 2 \text{ Ст}$  подается на расстояние  $l = 20 \text{ м}$  по горизонтальной трубе диаметром  $d = 20 \text{ мм}$  в количестве  $Q = 1,57 \text{ л/с}$ . Определить давление и мощность, которые требуются для указанной подачи. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют.

5.2. На рисунке показан всасывающий трубопровод гидросистемы. Длина трубопровод  $l = 1$  м, диаметр  $d = 20$  мм, расход жидкости  $Q = 0,314$  л/с, абсолютное давление воздуха в баке  $p_0 = 100$  кПа,  $H = 1$  м, плотность жидкости  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Определить абсолютное давление перед входом в насос при температуре рабочей жидкости  $t = +25^\circ\text{C}$  ( $\nu = 0,2$  Ст). Как изменится искомое давление в зимнее время, когда при этом же расходе температура жидкости упадет до  $-35^\circ\text{C}$  ( $\nu = 10$  Ст).



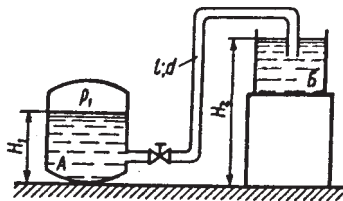
к задаче 5.3

5.3. Определить потребный напор, который необходимо создать в сечении 0 - 0 для подачи в бак воды с вязкостью  $\nu = 0,008$  Ст, если длина трубопровода  $l = 80$  м; его диаметр  $d = 50$  мм; расход жидкости  $Q = 15$  л/с; высота  $H_0 = 30$  м; давление в баке  $p_2 = 0,2$  МПа; коэффициент сопротивления крана  $\zeta_1 = 5$ ; колена  $\zeta_1 = 0,8$ ; шероховатость стенок трубы  $\Delta = 0,04$  мм.



К задаче 5.4

5.4. Какое давление должен создавать насос при подаче масла  $Q = 0,4$  л/с и при давлении воздуха в пневмогидравлическом аккумуляторе  $p_2 = 2$  МПа, если коэффициент сопротивления квадратичного дросселя  $\zeta = 100$ ; длина трубопровода от насоса до аккумулятора  $l = 4$  м; диаметр  $d = 10$  мм? Свойства масла  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>;  $\nu = 0,5$  Ст. Коэффициент  $\zeta$  отнесен к трубе  $d = 10$  мм.

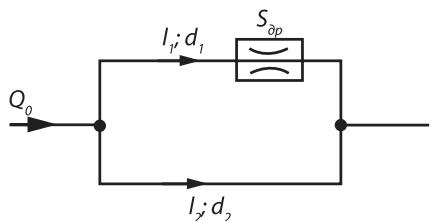


К задаче 5.5

5.5. Вода перетекает из бака А в резервуар В по трубе диаметром  $d = 25$  мм, длиной  $l = 10$  м. Определить расход воды  $Q$ , если избыточное давление в баке  $p_1 = 200$  кПа; высоты уровней  $H_1 = 1$  м;  $H_2 = 5$  м. Режим течения считать турбулентным. Коэффициенты сопротивления принять: на

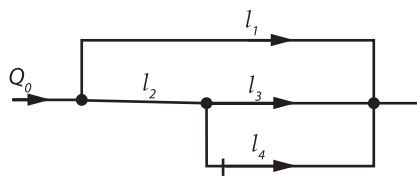


входе в трубу  $\zeta_1 = 0,5$ ; в вентиле  $\zeta_2 = 4$ ; в коленах  $\zeta_3 = 0,2$ ; на трение  $\lambda_T = 0,025$ .

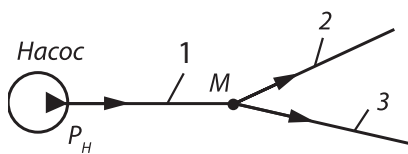


К задаче 5.6

5.6. Определить, при каком проходном сечении дросселя расходы в параллельных трубопроводах будут одинаковыми, если длины трубопроводов  $l_1 = 5$  м и  $l_2 = 10$  м; их диаметры  $d_1 = d_2 = 12$  мм; коэффициент расхода дросселя  $\mu = 0,7$ ; вязкость рабочей жидкости  $\nu = 0,01$  Ст; расход жидкости перед разветвлением  $Q = 0,2$  л/с. Трубопровод считать гидравлически гладким.



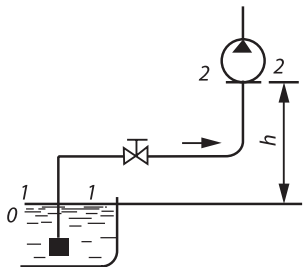
К задаче 5.7



К задаче 5.8

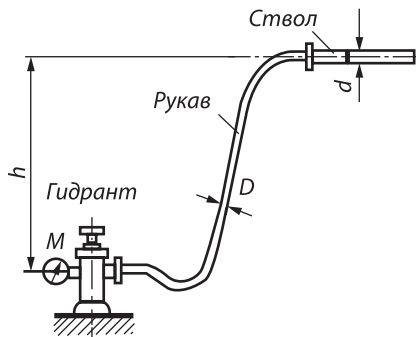
5.7. На рисунке показан сложный трубопровод. Определить расходы в каждом из простых трубопроводов, если их длины соответственно равны:  $l_1 = 5$  м;  $l_2 = 3$  м;  $l_3 = 3$  м;  $l_4 = 6$  м, а суммарный расход  $Q = 6$  л/мин. Считать, что режим течения ламинарный, а диаметры трубопроводов одинаковы.

5.8. Насос подает масло по трубопроводу 1 длиной  $l_1 = 5$  м и диаметром  $d_1 = 10$  мм в количестве  $Q = 0,3$  л/с. В точке  $M$  трубопровод 1 разветвляется на два трубопровода (2 и 3), имеющие размеры:  $l_2 = 8$  м;  $d_2 = 8$  мм и  $l_3 = 2$  м;  $d_3 = 5$  мм. Определить давление, создаваемое насосом, и расход масла в каждой ветви трубопровода ( $Q_2$  и  $Q_3$ ) при вязкости масла  $\nu = 0,5$  Ст и плотности  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup>. Режим течения на всех трех участках считать ламинарным. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют. Давление в конечных сечениях труб атмосферное, и геометрические высоты одинаковы.



К задаче 5.9

5.9. Всасывающий трубопровод насоса имеет длину  $l = 5$  м и диаметр  $d = 32$  мм, высота всасывания  $h = 0,8$  м. Определить давление в конце трубопровода (перед насосом), если расход масла ( $\rho = 890$  кг/м<sup>3</sup>,  $\nu = 10$  мм<sup>2</sup>/с),  $Q = 50$  л/мин, коэффициент сопротивления колена  $\zeta_k = 0,3$ , вентиля  $\zeta_v = 4,5$ , фильтра  $\zeta_\phi = 10$ .



К задаче 5.10.

5.10. Какой предельной длины  $L$  можно сделать пожарный рукав диаметром  $D = 65$  мм, если при давлении  $p_m = 0,8$  МПа (по манометру на гидранте) подача через установленный на конце ствола насадок, выходной диаметр которого  $d = 30$  мм, должна составлять  $Q = 1,2$  м<sup>3</sup>/мин?

Ствол поднят выше манометра на  $h = 10$  м; коэффициент сопротивления ствола с насадком  $\zeta = 0,1$  (сжатие струи на выходе отсутствует). Местные потери в рукаве не учитывать.

Задачу решить, предполагая, что используются непрорезиненные ( $\lambda = 0,054$ ) и прорезиненные ( $\lambda = 0,025$ ) рукава.

## 6. Лопастные насосы

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насосы), либо получают от неё часть энергии (гидродвигатели) для полезного использования.

По принципу действия гидромашины делятся на динамические и объемные.

В динамических машинах передача энергии движущейся жидкости осуществляется непрерывно, когда места входа и выхода её постоянно открыты.

Основной разновидностью динамических машин являются лопастные, в частности, центробежные насосы.

Как любая гидромашина, лопастной насос характеризуются

ся следующими основными параметрами: подачей  $Q$ , напором  $H$ , мощностью  $N$ , коэффициентом полезного действия (КПД)  $\eta$  и частотой вращения колеса  $n$ .

При отсутствии предварительной закрутки потока на входе в рабочее колесо, теоретический напор

$$H_T = \frac{u_2 \cdot v_{u_2}}{g}, \quad 6.1$$

где  $u_2$  и  $v_{u_2}$  – окружающая скорость рабочего колеса и окружающая составляющая абсолютной скорости потока на выходе из рабочего колеса.

Действительный напор насоса меньше теоретического на величину гидравлических потерь, которые оцениваются гидравлическим КПД –  $\eta_r$ :

$$H = H_T \cdot \eta_r \quad 6.2$$

Следует четко различать мощность насоса потребляемую ( $N$ ) и полезную ( $N_p$ ). Мощность потребляемая насосом – это мощность, подводимая к нему от приводимого двигателя, а полезная мощность – мощность, передаваемая насосом жидкости, вытесняемой им в нагнетательный трубопровод.

Мощность, потребляемая насосом, больше полезной на величину потерь в насосе, которые оцениваются КПД насоса.

$$\eta_n = \frac{N_p}{N} = \frac{\rho g H \cdot Q}{N} = \frac{\rho \cdot Q}{M \cdot \omega}; \quad 6.3$$

Полный КПД насоса равен произведению трех частных КПД

$$\eta_n = \eta_m \cdot \eta_o \cdot \eta_r, \quad 6.4$$

Где  $\eta_m, \eta_o, \eta_r$  – соответственно механический, объемный и гидравлический КПД.

Характеристикой насоса называется графическая зависимость напора  $H$ , мощности  $N$  и КПД- $\eta$  от подачи  $Q$  при постоянной частоте вращения ( $n = \text{const}$ ). Иногда характеристики насосов бывают представлены в виде таблиц.

При проектировании и экспериментальных исследованиях лопастных насосов широко используют методы теории подобия, дающие возможность по модельному насосу рассчитать все параметры натурального, получать новые характеристики насоса при его работе с

различными частотами вращения.

Для двух геометрически подобных насосов и для подобных режимов их работы справедливы следующие соотношения:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3; \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad 6.5$$

где D – диаметры рабочих колёс.

Для пересчета характеристики насоса при переходе на другую частоту вращения ( $D_1=D_2$ ) формулы упрощаются.

Указания.

Задачи данной тематики сводятся к определению напора, подачи, мощности, потребляемой насосом или его КПД.

При работе насоса на трубопровод для определения вышеуказанных параметров следует использовать графоаналитический метод решения.

В этом случае на одном и том же графике в одном и том же масштабе необходимо построить характеристики насоса и трубопровода. Точка пересечения характеристик, когда потребный напор трубопровода равен напору насоса ( $H_{\text{н}}=H_{\text{потр}}$ ) и определяет режим работы на данный трубопровод. По ней нужно найти подачу Q, напор H и КПД насоса  $\eta$ , а затем вычислить потребляемую мощность N.

Пример:

Центробежный насос поднимает воду на высоту  $n_2 = 6\text{ м}$  по трубопроводу длиной  $l = 700\text{ м}$  и диаметром  $d = 150\text{ мм}$ . Коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,03$ , суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\Sigma\varepsilon = 12$ . Характеристика насоса приведена в таблице. Требуется определить подачу, напор, и мощность, потребляемую насосом.

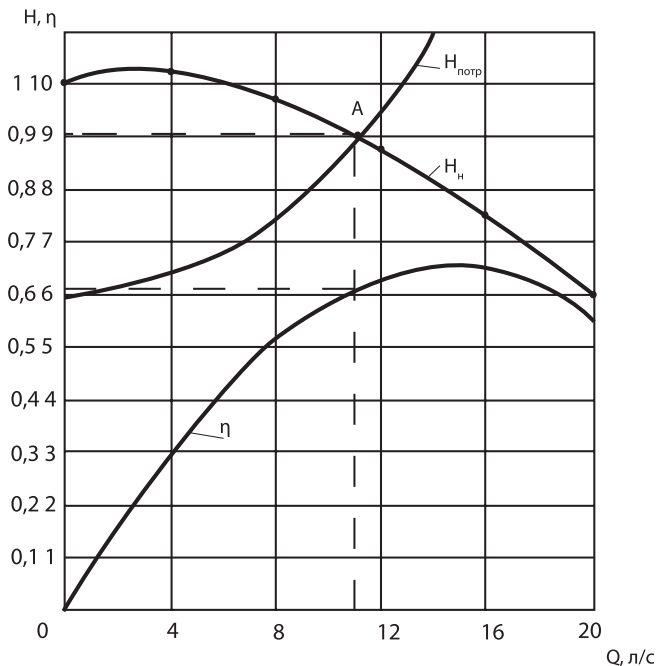
Таблица 6.1

**Характеристика насоса при  $n = 1000$  мин.**

Q, л/с	0	4	8	12	16	20
H, м	10	10,2	9,7	8,8	7,6	6,0
$\eta$	0	0,28	0,57	0,63	0,65	0,55

Решение:

По данным таблицы строим графические зависимости  $H = f(Q)$  и  $\eta = \zeta(Q)$ , т.е. напора и КПД насоса по его подаче.



Для тех же значений  $Q$  определяем потребный напор трубопровода и данные расчетов сводим в таблицу.

$$H_{\text{потр}} = h_{\Gamma} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 d^4 g} \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right)$$

Для упрощения расчетов представляем формулу в следующем виде:

$$H_{\text{потр}} = h_{\Gamma} + aQ^2$$

$$a = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{\pi^2 d^4 g} \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) = \frac{8 \cdot 10^{-6}}{3,14^2 \cdot 0,15^4 \cdot 9,81} \left( 0,03 \frac{700}{0,15} + 12 \right) = 0,0248$$

И окончательно:  $H_{\text{потр}} = 6 + 0,0248Q^2$

Таблица 6.2

**Напорная характеристика трубопровода**

Q, л/с	0	4	8	12	16	20
H <sub>потр</sub> , м	6,0	6,4	7,6	9,6	12,3	15,9

По данным таблицы строим на том же графике и в том же масштабе зависимость  $H_{\text{потр}} = f(Q)$ .

Точка пересечения напорных кривых насоса и трубопровода (т. А) и определяет режим работы насоса на данный трубопровод. Из графика (см. рис) находим, что  $Q = 11$  л/с,  $H = 9$  м и  $\eta = 0,63$ .

По полученным данным определяем мощность, потребляемую насосом:

$$N = \frac{\rho g H \cdot Q}{\eta} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 9 \cdot 11 \cdot 10^{-3}}{0,63 \cdot 1000} = 1,5 \text{ кВт}$$

Прежде решения задач по данной тематике необходимо изучить соответствующие разделы рекомендуемой литературы: [1] с. 93...134; [2] с. 139...173; [3] с. 142...161; [4] с. 41...59.

Примеры решения задач по данной теме см. [3] с. 172...208.

Задача:

Центробежный насос поднимает воду на высоту  $h_r$  по трубопроводу длиной  $l$  и диаметром  $d$ . Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ , суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\Sigma \zeta$ .

Исходные данные по вариантам приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3.

**Исходные данные для решения задачи**

вариант дан- ные	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_r$ , м	4	5	6	7	8	9	10	12	11	12
$l$ , м	950	800	850	750	600	500	550	1000	450	400
$d$ , мм	150	175	125	100	200	225	250	250	150	100
$\lambda$	0,034	0,033	0,036	0,038	0,032	0,031	0,030	0,030	0,034	0,038
$\Sigma \zeta$	10	11	12	9	8	7	6	12	7	8

Для построения характеристик выбранных насосов пользуйтесь данными приложений 9, 10, 11.

«Сводный график рабочих полей консольных насосов» и «Технические характеристики консольных насосов» (М.у. для з/о 1994г с. 73...74), и изучите рекомендуемую литературу.

**7. Объёмные гидромашины**

Объёмные гидромашины преобразуют энергию в замкнутом изменяющемся пространстве (объеме) - рабочей камере. Основные элементы объёмных гидромашин: рабочая камера, подвижный элемент (вытеснитель) и распределитель.

Рабочая камера - пространство внутри машины, объем которого меняется.

Подвижный элемент изменяет объем рабочей камеры, а распределитель попеременно сообщает ее с местами входа и выхода жидкости.

В объёмных машинах перемещение жидкости осуществляется путем вытеснения ее из рабочих камер вытеснителями, которые совершают поступательное (поршневые машины), вращательное или сложное вращательно-поступательное движение (роторные гидромашины).

Характерным техническим показателем объемных гидромашин является рабочий объем  $V$ .

Рабочий объем - это сумма изменений объемов рабочих камер гидромашин за одно движение вытеснителя.

Через рабочий объем насоса выражаются соответственно его теоретическая и действительная подача, полезная и потребляемая мощность и вращающий момент:

$$\begin{aligned}
 Q_{н.т.} &= V_n \cdot n_n; Q_n = Q_{н.т.} \cdot \eta_{н.о.} = V_n \cdot n_n \cdot \eta_{н.о.}; \\
 N_{н.п.} &= p_n \cdot Q_n = p_n \cdot V_n \cdot n_n \cdot \eta_{н.о.}; \\
 N_n &= M_n \cdot \omega_n = \frac{p_n \cdot Q_n}{\eta_n} = \frac{p_n \cdot V_n \cdot n_n \cdot \eta_{н.о.}}{\eta_n}; \\
 M_n &= \frac{p_n \cdot V_n \cdot \eta_{н.о.}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_n} = \frac{p_n \cdot V_n}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{н.з.} \cdot \eta_{н.м.}}.
 \end{aligned} \quad 7.1$$

Для гидродвигателя (гидромотора), используя его рабочий объем, соответственно можно записать теоретический и действительный расходы, потребляемую и полезную мощность и вращающий момент:

$$\begin{aligned}
 Q_{д.т.} &= V_d \cdot n_d \quad Q_d; = \frac{Q_{д.т.}}{\eta_{д.о.}}; \quad Q_d = \frac{V_d \cdot n_d}{\eta_{д.о.}}; \\
 N_{д.п.} &= p_d \cdot Q_d = \frac{p_d \cdot V_d \cdot n_d}{\eta_{д.о.}}; \\
 N_d &= M_d \cdot \omega_d = p_d \cdot Q_d \cdot \eta_d = \frac{p_d \cdot V_d \cdot n_d \cdot \eta_d}{\eta_{д.о.}}; \\
 M_d &= \frac{p_d \cdot V_d \cdot \eta_d}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{д.о.}} = \frac{p_d \cdot V_d \cdot \eta_{д.з.} \cdot \eta_{д.м.}}{2 \cdot \pi}.
 \end{aligned} \quad 7.2$$

Объемные гидродвигатели по характеру движения выходного звена делятся на: гидроцилиндры, осуществляющие возвратно-поступательное движение; поворотные гидродвигатели с поворотным движением выходного звена на ограниченный угол; гидромоторы с вращательным движением выходного звена, в качестве которых используются роторные гидромашин.

Рабочий объем для объемных гидромашин, отличающихся конструкцией и характером движения вытеснителя, а так же кратно-



стью действия определяется следующим образом:

- для поршневых гидромашин одностороннего действия

$$V = S \cdot l, \quad 7.3$$

где  $S$  - площадь поперечного сечения поршня;  $l = 2 \cdot r$  - ход поршня ( $r$  - радиус кривошипа);

- для гидромашин двухстороннего действия

$$V = (2 \cdot S - S_{ш}) \cdot l, \quad 7.4$$

где  $S_{ш}$  - площадь сечения штока;

- для шестеренной гидромашин

$$V = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2 \cdot \pi \cdot D_n \cdot m \cdot b, \quad 7.5$$

где  $m$  - модуль зацепления,  $z$  - число зубьев,  $b$  - ширина шестерни,  $D_n$  - диаметр начальной окружности;

- для пластинчатой

$$V = 2 \cdot e \cdot (2 \cdot \pi \cdot R - z \cdot \delta) \cdot b, \quad 7.6$$

где  $e$  - эксцентриситет,  $R$  - радиус статора,  $z$  - число пластин,  $l$  - толщина пластины,  $b$  - ширина пластины;

- для радиально-поршневой

$$V = \frac{\pi}{2} \cdot d^2 \cdot e \cdot z, \quad 7.7$$

где  $d$  - диаметр цилиндра,  $e$  - эксцентриситет,  $z$  - число цилиндров;

- для аксиально-поршневой

-

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot D \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot z, \quad 7.8$$

где  $D$  - диаметр окружности, на которой расположены оси цилиндров,  $\beta$  - угол наклона диска;

- для винтовой

$$V = (S - S_в) \cdot l_в, \quad 7.9$$

где  $S$  и  $S_в$  - площадь поперечного сечения расточки корпуса и площадь сечения винтов соответственно,  $l_в$  - шаг винта;

- с двумя одинаковыми винтами

-

$$V = \frac{3}{16} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot l_g, \quad 7.10$$

где  $D$  и  $d$  - соответственно наружный и внутренний диаметры винта;

- с тремя одинаковыми винтами

$$V = 1,24 \cdot d^3 \cdot l_g, \quad 7.11$$

где  $d$  - внутренний диаметр ведущего винта или наружный диаметр ведомого.

Шаг винта, как правило, находится из соотношения

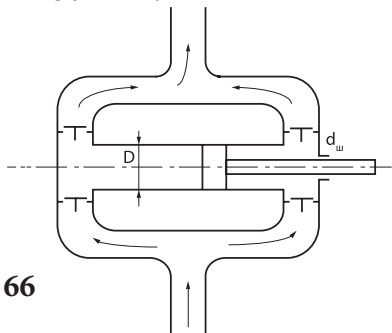
$$l_g = \frac{10}{3} \cdot d. \quad 7.12$$

**Указания.** Необходимо четко представлять понятие рабочего объема объемной гидромашины, так как от него зависят все другие параметры: подача (расход), мощность, вращающий момент, частота вращения.

Задачи данного раздела как раз и сводятся к определению этих основных параметров объемных гидромашин. Для их решения необходимо использовать общие для всех объемных гидромашин зависимости (7.1) и (7.2) и частные, в зависимости от конструкции вытеснителя (7.3) - (7.12).

Пример.

Поршневой насос двухстороннего действия диаметром цилиндра  $D = 280$  мм, ходом поршня  $l = 200$  мм и диаметром штока  $d_{ш} = 120$  мм заполняет бак вместимостью  $V = 1,6$  м<sup>3</sup> за  $t = 1,5$  мин. Определить объемный КПД насоса, если частота вращения кривошипа  $n = 50$  мин<sup>-1</sup>.



Решение:

За один оборот кривошипа поршень насоса совершает движение влево и вправо, т.е. дважды нагнетает жидкость в трубопровод. При этом рабочий объем насоса при движении поршня влево равен:

$$V_{\text{н.л.}} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot l,$$

а при ходе вправо

$$V_{\text{н.п.}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot l$$

Таким образом, объем жидкости, подаваемой за один оборот кривошипа идеальным поршневым насосом двухстороннего действия

$$V_{\text{н}} = V_{\text{н.л.}} + V_{\text{н.п.}} = \frac{\pi}{4} D^2 + \frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d_{\text{ш}}^2 = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{\text{ш}}^2).$$

При частоте вращения кривошипа  $n=50 \text{ мин}^{-1}$ , идеальный насос имеет подачу  $Q_{\text{и}} = V_{\text{н}} \cdot n = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot n$ ,

а действительный

$$Q_{\text{д}} = \frac{V}{t}.$$

Объемный КПД насоса

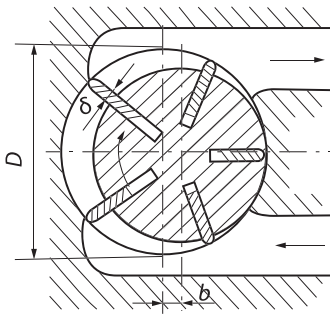
$$\eta_0 = \frac{Q_{\text{д}}}{Q_{\text{и}}} = \frac{V \cdot 4}{t \cdot \pi (2D^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot n}.$$

Подставив численные значения величин в правой части уравнения, получим

$$\eta_0 = \frac{4 \cdot 1,6}{1,5 \cdot 3,14(0,28^2 - 0,12^2) \cdot 50} = 0,42.$$

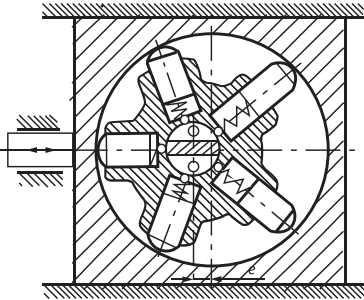
Изучите соответствующие разделы в литературе: [1] с. 141...153, 155...164, 168...176; [2] с. 177...203; [3] с. 223...235; [4] с. 59...76; [6] с. 183...203.

## Задачи



7.1. Пластинчатый насос имеет следующие размеры: диаметр внутренней поверхности статора  $D = 100$  мм; эксцентриситет  $e = 10$  мм; толщина пластин  $\delta = 3$  мм; ширина пластин  $b = 40$  мм. Определить мощность, потребляемую насосом, при частоте вращения  $n = 1450$  об/мин и давлении на выходе из насоса  $p = 5$  МПа. Механический КПД принять равным  $\eta_m = 0,9$ .

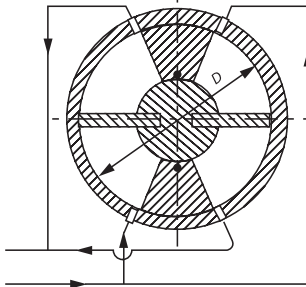
К задаче 7.1.



7.2. При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору, частоту вращения его ротора можно изменять за счет перемещения статора и, следовательно, изменения эксцентриситета  $e$ . Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным моментом  $M = 300$  Н м, если известно: максимальное давление на входе в гидромотор  $p_{\max} = 20$  МПа; расход подводимой жидкости  $Q = 15$  л/мин; объемный КПД гидромотора  $\eta_o = 0,9$  при  $p_{\max}$ ; механический КПД при том же давлении  $\eta_m = 0,92$ .

К задаче 7.2

известно: максимальное давление на входе в гидромотор  $p_{\max} = 20$  МПа; расход подводимой жидкости  $Q = 15$  л/мин; объемный КПД гидромотора  $\eta_o = 0,9$  при  $p_{\max}$ ; механический КПД при том же давлении  $\eta_m = 0,92$ .

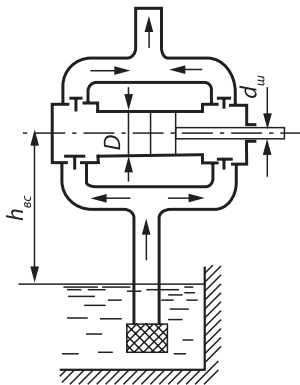


7. 3. Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный  $M = 2$  кН·м при скорости поворота  $\omega = 2$  с<sup>-1</sup>. Размеры гидродвигателя:  $D = 200$  мм;  $d = 100$  мм; ширина лопастей  $b = 60$  мм. Принять механический КПД  $\eta_m = 0,9$ ; объемный КПД  $\eta_{mo} = 0,75$ . Определить потребное давление насоса и необходимую подачу.

К задаче 7. 3.

7. 4. Определить давление объемного насоса, мощность которого  $N = 3,3$  кВт, при частоте вращения  $n = 1440$  мин<sup>-1</sup>, если его рабочий объем  $V_0 = 12$  см<sup>3</sup>, КПД  $\eta = 0,8$ , объемный КПД  $\eta_0 = 0,9$ .

7. 5. Гидромотор развивает вращающий момент  $M = 100$  Н·м при частоте вращения  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>. Определить расход, давление и мощность потока жидкости на входе в гидромотор, если его рабочий объем  $V = 50$  см<sup>3</sup>, механический КПД  $\eta_m = 0,96$ , объемный КПД  $\eta_0 = 0,95$ , а давление жидкости на сливе  $p_2 = 80$  кПа.



К задачам 7. 6., 7. 7.

7. 6. Определить КПД гидромотора, если давление жидкости на входе  $p_1 = 15$  МПа, расход  $Q = 1,5$  л/с, частота вращения вала  $n = 20$  с<sup>-1</sup>, вращающий момент  $M = 126$  Н·м, давление на сливе  $p_2 = 0,05$  МПа, рабочий объем гидромотора  $V = 70$  см<sup>3</sup>.

7. 7. Поршневой насос двухстороннего действия подает воду с расходом  $Q = 10$  л/с на высоту  $H_T = 40$  м по трубопроводу длиной  $l = 80$  м и диаметром  $d = 100$  мм.

Определить диаметры цилиндра и штока  $D$  и  $d_{ш}$ , ход поршня  $l$ , и мощность насоса, если частота вращения кривошипа  $n = 100$  мин<sup>-1</sup>, объемный КПД насоса  $\eta_0 = 0,9$ , полный КПД  $\eta = 0,8$ . Заданы отношения  $l/D = 1,5$  и  $d_{ш}/D = 0,20$ , коэффициент потерь на трение  $\lambda = 0,03$ , суммарный коэффициент местных сопротивлений  $\Sigma \zeta = 25$ .

7. 8. Шестеренный насос развивает давление  $p_n = 6,5$  МПа при частоте вращения  $n = 1200$  мин<sup>-1</sup>. Определить потребляемую им мощность, если ширина шестерни  $b = 30$  мм, диаметр начальной окружности  $D_n = 60$  мм, число зубьев  $z = 8$ , объемный КПД  $\eta_0 = 0,85$ , КПД насоса  $\eta = 0,72$ .

7. 9. Определить мощность трехвинтового насоса при частоте вращения  $n = 2900$  мин<sup>-1</sup>, если развиваемое им давление  $p = 2,2$  МПа, наружный диаметр ведомого винта  $d_n = 62$  мм, объемный КПД  $\eta_0 = 0,8$ , КПД насоса  $\eta = 0,78$ .

7. 10. Аксиально – поршневой насос должен создавать подачу  $Q = 3,5$  л/с и давление  $p_n = 22$  МПа при частоте вращения  $n = 1440$  мин<sup>-1</sup>. Рассчитать основные геометрические параметры насоса – диаметр цилиндра  $d$ , ход поршня  $l$ , диаметр делительной окружности ротора  $D$ , а также мощность насоса, если число цилиндров  $z = 7$ ; угол наклона диска  $\gamma = 20^\circ$ ; объемный КПД  $\eta_0 = 0,95$ ; механический КПД  $\eta_m = 0,9$ ;  $l = 2d$ .

## 8. Гидропривод

Под гидроприводом понимают совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением. В состав гидропривода (объемного) входят объемные гидромашины (насосы и гидродвигатели), гидроаппаратура для управления потоком жидкости (дроссели, клапаны, распределители) и вспомогательные устройства, обеспечивающие поддержание свойств рабочей жидкости в заданных пределах (фильтры, теплообменники, гидроаккумуляторы, гидробаки). Перечисленные элементы гидропривода связаны между собой гидролиниями, по которым движется рабочая жидкость.

Условные обозначения элементов гидропривода приведены в Приложении 13.

В качестве гидродвигателей в гидроприводе используются гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы. Гидроприводы бывают нерегулируемые (отсутствует устройство для изменения скорости выходного звена) и регулируемые (наличие устройства для изменения скорости выходного звена).

Существует два основных способа регулирования гидроприводов: дроссельный и машинный. Дроссельное регулирование заключается в том, что поток (или его часть) жидкости, подаваемой насосом, пропускается через дроссель, теряя при этом некоторую долю энергии. При этом возможны два варианта включения дросселя: последовательно с гидродвигателем и параллельно ему. Для гидропривода с последовательным включением дросселя скорость выходного звена определяется:

- при поступательном движении

$$v = \mu \cdot \frac{S_{dp}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( p_n - \frac{F}{S_n} \right)}, \quad 8.1$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода через дроссель;  $S_{dp}$  - площадь проходного сечения дросселя;  $S_n$  - площадь поршня со стороны нагнетания;  $F$  - нагрузка на выходном звене;  $p_n$  - давление на выходе из насоса

- при вращательном движении

$$n_d = \mu_{dp} \cdot \frac{S_{dp}}{V_d} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( p_n - \frac{2 \cdot \pi \cdot M_d}{V_d} \right)}, \quad 8.2$$

где  $V_d$  и  $M_d$  - рабочий объем и вращающий момент на валу гидродвигателя, соответственно

При параллельном включении дросселя:

- при поступательном движении

$$v = \frac{1}{S_n} \cdot \left( Q_n - \mu_{dp} \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_n}} \right); \quad 8.3$$

- при вращательном движении

$$n_d = \frac{1}{V_d} \cdot \left( Q_n - \mu_{dp} \cdot S_{dp} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \pi \cdot M_d}{\rho \cdot V_d}} \right), \quad 8.4$$

где  $Q_n$  - подача насоса.

Машинное регулирование осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса или гидродвигателя либо того и другого вместе. Очевидно, что два последних варианта возможны только в гидроприводах вращательного движения.

В общем случае частота вращения вала гидромотора определяется уравнением

$$n_d = n_n \cdot \frac{V_n \cdot l_n}{V_d \cdot l_d} \cdot \eta_o, \quad 8.5$$

где  $l_n$  и  $l_d$  - безразмерный параметр регулирования соответственно насоса и гидродвигателя, равный отношению текущего значения рабочего объема к максимальному (изменяется от 0 до 1);  $\eta_o$  - объемный КПД гидропривода, равный произведению объемных КПД насоса и гидродвигателя.

Коэффициент полезного действия гидропривода  $\eta$  равен отношению мощности на выходном звене к мощности, потребляемой насосом.

Для гидропривода поступательного движения

$$\eta = \frac{F \cdot v}{M_n \cdot \omega_n}, \quad 8.6$$

а для вращательного

$$\eta = \frac{M_d \cdot \omega_d}{M_n \cdot \omega_n}, \quad 8.7$$

где  $F$  - усилие на штоке гидроцилиндра;  $\omega_n$  и  $\omega_d$  - угловая скорость вращения вала насоса и гидродвигателя (гидромотора).

КПД гидропривода с машинным регулированием учитывает объемные, механические потери в гидромашинах и гидравлические потери давления в гидролиниях (трубопроводах, фильтрах, распределителях)

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_z, \quad 8.8$$

где  $\eta_m$  - механический КПД гидропривода, равный произведению механических КПД насоса и гидродвигателя;  $\eta_z$  - гидравлический КПД, равный отношению потерь давления в гидролиниях к давлению на выходе из насоса.

КПД гидропривода с дроссельным регулированием помимо вышеперечисленных потерь учитывает и КПД системы управления, который равен отношению мощности потока жидкости, подведенного к гидродвигателю, к мощности потока жидкости на выходе из насоса без учета потерь в гидролиниях.

При последовательном включении дросселя

$$\eta_y = 0,385 \cdot \frac{S_{dp}}{S_{dp\max}}, \quad 8.9$$

при параллельном включении дросселя

$$\eta_y = 1 - \frac{Q_{dp}}{Q_n}, \quad 8.10$$

где  $S_{dp}$  и  $S_{dp\max}$  - соответственно текущая и максимальная величина площади проходного сечения дросселя.

Указания.

Гидроприводы при расчете можно рассматривать как сложные трубопроводы с насосной подачей, а гидродвигатели - как особые местные гидравлические сопротивления, вызывающие потерю давления  $\Delta p$ . При расчете следует учитывать то, что расход жидкости на входе в гидроцилиндр с односторонним штоком отличен от расхода на выходе, так как различны площади сечений потоков рабочей жидкости.

Пример.

Насос объемного гидропривода с дроссельным регулированием (рис.8.1) развивает давление  $p_n = 10$  МПа и постоянную по-



дачу, при которой максимальная частота вращения вала гидромотора  $n_d = 2200 \text{ мин}^{-1}$ .

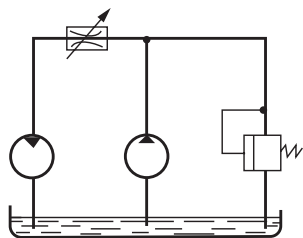


Рис. 8.1.

Определить потери мощности из-за слива рабочей жидкости через клапан при частоте вращения вала гидромотора  $n_1 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ , если рабочий объем гидромотора  $V_M = 20 \text{ см}^3$ , а его объемный КПД  $\eta_{Mo} = 0,97$ .

Решение. Вал гидромотора будет вращаться с максимальной частотой при полностью открытом дросселе, когда вся жидкость от насоса поступает в гидромотор.

Поэтому подача насоса

$$Q_n = \frac{V_d \cdot n_d}{60 \cdot \eta_{Mo}} = \frac{20 \cdot 2200}{60 \cdot 0,97} = 756 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход рабочей жидкости гидромотором при частоте вращения  $n_1$

$$Q_M = \frac{V_M \cdot n_1}{60 \cdot \eta_{Mo}} = \frac{20 \cdot 1500}{60 \cdot 0,97} = 515 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Расход рабочей жидкости через клапан

$$Q_k = Q_n - Q_M = 756 - 515 = 241 \text{ см}^3/\text{с}.$$

Потери мощности из-за слива рабочей жидкости через клапан

$$\Delta N_k = p_n \cdot Q_k = 10^7 \cdot 241 \cdot 10^{-6} = 2410 \text{ Вт} \text{ или } 2,4 \text{ кВт}.$$

Рекомендуемая литература:

[1] с. 202...208; [2] с. 204...213; [3] с. 271...279; [4] с. 78...84; [5] с. 203...214.

### Задача

На основании упрощенной схемы гидропривода (рис. 8.2.) определить рабочее давление и расход заданного гидродвигателя; выбрать диаметры трубопроводов и определить потери давления в них; определить подачу, давление, мощность насоса и общий КПД гидропривода. Принять потери давления в гидрораспределителе  $\Delta P_p = 0,3$  Мпа, в фильтре -  $\Delta P_\phi = 0,15$  Мпа; объемный и общий КПД: гидромотора -  $\eta_{\text{м.о}} = 0,95$  и  $\eta_v = 0,90$ , гидроцилиндра -  $\eta_{\text{ц.о}} = 1,0$  и  $\eta_{\text{ц}} = 0,97$ , насоса -  $\eta_{\text{н.о}} = 0,94$  и  $\eta_{\text{н}} = 0,85$ . Исходные данные к решению задачи приведены в таблице 7. 1.

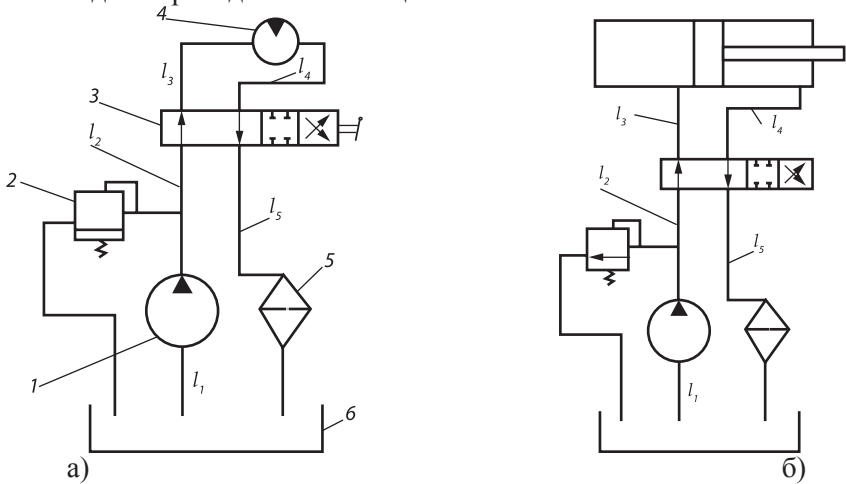


Рисунок 8.2. Упрощенная схема гидропривода:

а) с гидромотором; б) с гидроцилиндром

1 – насос; 2 – клапан предохранительный; 3 – гидрораспределитель; 4 – гидромотор (а); гидроцилиндр (б); 5 – фильтр; 6 – бак.

Таблица 8. 1

**Исходные данные к решению задачи**

Исходные данные	Варианты заданий									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Гидромотор: вращающий момент на валу $M_n$ , н·м	200	160	65	170	340					
Частота вращения вала $n_m$ , мин <sup>-1</sup>	190	1450	1800	1500	150					
Рабочий объем $V_m$ , см <sup>3</sup>	100	100	28	56	112					
Гидроцилиндр: внутренний диаметр $D$ , мм						63	80	100	125	160
Диаметр штока, $d$ , мм						32	40	50	63	70
Усилие на штоке, $F_{ш}$ , кН						40	65	120	180	300
Скорость штока $V_{ш}$ , м/с						0,09	0,10	0,12	0,14	0,15
Рабочая жидкость – масло, кинематическая вязкость, $\nu$ , сСт	И-12	ИС-20	И-30	И-50	АМГ-10	И-12	И-20	И-30	И-50	И-30
	0,15	0,20	0,30	0,50	0,10	0,14	0,17	0,25	0,45	0,33

Продолжение таблицы 8. 1.

Длина гидролиний, $l_1$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4
$l_2$	1,5	1,7	1,9	1,8	2,0	2,1	2,2	2,3	1,8	1,9
$l_3=l_4$	3,0	3,5	2,5	2,0	2,4	2,8	3,1	3,3	3,6	4,0
$l_5$	2,0	2,2	2,4	2,3	2,5	2,1	2,2	2,7	2,8	2,9

При решении данной задачи необходимо использовать общие уравнения для объемных гидромашин, приведенные в разделе 7; потери давления в гидромашинах рассчитывать по формуле Дарси (см. раздел 3), диаметр трубопроводов – по уравнению расхода, принимая рекомендуемые значения средних скоростей: во всасывающем трубопроводе  $v_{вс} = 1,0...1,5$ ; в сливном –  $v_c = 2,0...2,3$ , в нагнетательном –  $v_n = 3...5$  м/с.

Порядок решения задачи следующий:

1. Определяем расход гидродвигателя по формуле:

а) для гидромотора  $Q_M = \frac{V_d \cdot n_d}{\eta_{M0} \cdot 60}, \frac{\text{см}^3}{\text{с}}$

б) для гидроцилиндра  $Q_{ц} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot v / \eta_{ц0} \cdot 10^{-2}, \frac{\text{см}^3}{\text{с}}$

2. Рабочее давление:

а) для гидромотора  $p_M = \frac{M_M 2\pi \cdot \eta_{M0}}{V_M \cdot \eta_M}, \text{ Мпа}$

б) для гидроцилиндра  $p_{ц} = \frac{4F \cdot 1000}{\pi D^2}, \text{ Мпа}$

3. Подача насоса:

а) для гидромотора  $Q_H = Q_M \cdot \eta_{H0}, \text{ см}^3/\text{с}$

б) для гидроцилиндра  $Q_H = Q_{ц} \cdot \eta_{H0}, \text{ см}^3/\text{с}$ .

4. Диаметры трубопроводов, мм:

нагнетательных:  $d_{1,2,3} = Q_{\#}/v_{\#}$ , всасывающего  $d_1 = Q_{\#}/v_{вс}$ ,  
сливных  $d_{4,5} = Q_{\#}/v_c$

5. По расчетным диаметрам выбираем ближайшие стандартные (6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63 и т.д. ГОСТ 16516-80).

6. По выбранным диаметрам и известным скоростям определяем режимы течения жидкости в трубопроводах:

По критерию Рейнольдса:

а) в нагнетательном  $R_{\#} = \frac{V_{\#} \cdot d_{\#}}{\nu}$ ,

б) во всасывающем  $R_{вс} = \frac{v_{вс} \cdot d_{вс}}{\nu}$ ,

в) в сливном  $R_{с} = \frac{V_c \cdot d_c}{\nu}$ , сравнивая его с критическим  $R_{кр} = 2300$ .

Если режим течения ламинарный,  $R_{\#} < R_{кр}$ , то потери давления в трубопроводах определяем по формуле Пуазейля:

$$\Delta p_{тр} = \frac{128 \cdot \rho \cdot Q_{\#} \cdot l \cdot \nu}{\pi d^4},$$

если турбулентный – по формуле Вейсбаха- Дарси:

$$\Delta p_{тр} = \frac{8\rho Q_{\#}^2 \cdot l}{\pi^2 d^4} \cdot \frac{l}{d}.$$

По данным формулам нужно определить потери давления отдельно во всасывающем ( $d_1 l_1$ ), нагнетательных ( $d_{2,3}; l_2 + l_3$ ), всасывающих ( $d_{4,5}; l_4 + l_5$ ) трубопроводах, а затем сложить их.

При этом коэффициент гидравлического трения  $\lambda_{\tau}$  нужно вычислить по формуле Блазиуса

$$\lambda_{\tau} = 0,361 / \sqrt[4]{Re}$$

для всасывающего, нагнетательного и сливного трубопроводов отдельно.

7. Давление насоса определяется как сумма рабочего давления гидродвигателя (гидромотора или гидроцилиндра) и всех гидравлических потерь давления в системе, т.е.

$$p_{\text{н}} = p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{р}} + \Delta p_{\text{ф}} + \Sigma \Delta p_{\text{тр}}.$$

8. Мощность насоса (потребляемая):

$$N = p_{\text{н}} \cdot Q_{\text{н}} / \eta_{\text{н}}.$$

9. Общий КПД гидропривода определяется как отношение полезной мощности (на валу гидромотора или на штоке гидроцилиндра) к потребляемой мощности насоса.

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{p_{\text{д}} \cdot Q_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{н}}}{p_{\text{д}} \cdot Q_{\text{н}}}.$$

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### Международная система единиц [СИ]

Величина	Размерность	Наименование	Обозначение
Длина	L	Метр	м
Время	T	Секунда	с
Масса	M	Килограмм	кг
Угол		РадIAN	рад
Площадь	L <sup>2</sup>	Квадратный метр	м <sup>2</sup>
Объем	L <sup>3</sup>	Кубический метр	м <sup>3</sup>
Скорость	LT <sup>-1</sup>	Метр в секунду	м/с
Ускорение	LT <sup>-2</sup>	Метр на секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>
Угловая скорость	T <sup>-1</sup>	РадIAN в секунду	рад/с
Частота вращения	T <sup>-1</sup>	Оборот с секунду	об/с
Плотность	MT <sup>-3</sup>	Килограмм на кубический метр	кг/м <sup>3</sup>
Сила (вес)	MLT <sup>-2</sup>	Ньютон	Н
Момент силы	ML <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>	Ньютон-метр	Н м
Давление	ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>	Паскаль	Па
Модуль упругости	ML <sup>-1</sup> T <sup>-2</sup>	Паскаль	Па
Динамическая вязкость	ML <sup>-1</sup> T <sup>-1</sup>	Паскаль-секунда	Па с
Кинематическая вязкость	L <sup>2</sup> T <sup>-1</sup>	Квадратный метр	м <sup>2</sup> /с
Объемный расход	L <sup>3</sup> T <sup>-1</sup>	Кубический метр в секунду	м <sup>3</sup> /с
Массовый расход	MT <sup>-1</sup>	Килограмм в секунду	кг/с
Мощность	ML <sup>2</sup> T <sup>-3</sup>	Ватт	Вт
Работа, энергия	ML <sup>2</sup> T <sup>-2</sup>	Джоуль	Дж
Температура	0	Кельвин	К

**Сокращенный перечень физических величин,  
часто употребляемых в гидравлических расчетах и при  
испытании гидравлических машин**

Наименование	Обозначение	Единица измерения
Длина	$l, L$	м
Ширина	$b, B$	м
Высоты, напор	$h, H$	м
Площадь	$w, S, A$	м <sup>2</sup>
Объем	$V, W$	м <sup>3</sup>
Время	$t, T$	с
Скорость (линейная скорость)	$v$	м/с
Ускорение свободного падения	$g$	м/с <sup>2</sup>
Масса	$m, M$	кг
Сила, сила тяжести, вес	$P, F, G$	Н
Удельный вес	$\gamma$	Н/м <sup>3</sup>
Объемный расход, подача насоса	$Q$	м <sup>3</sup> /с
Давление	$p$	Па
Нормальное механическое напряжение	$\sigma$	Па
Плотность (объемная масса)	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>
Вязкость динамическая	$\mu$	Па с
кинематическая		м <sup>2</sup> /с
Модуль объемного сжатия	$K, E$	Па
Сжимаемость (объемная сжимаемость)	$k$	Па <sup>-1</sup>
Работа	$W, A$	Дж
Энергия потенциальная	$E_p, \Phi$ $E_k, K$	Дж
кинетическая		Дж
Момент инерции (динамический момент инерции)	$I, J$	кг/м <sup>2</sup>
Мощность	$N$	кВт
Частота вращения	$n$	1/с
Температура	$t$ $K$	°С К



**Единицы, применяемые наравне с единицами СИ и временно допускаемые к применению**

Величина	Наименование	Обозначение	Соотношение с единицей СИ
Кинематическая вязкость	стокс	Ст	$10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$
Объем	литр	л	$10^{-3} \text{ м}^3$
Температура	градус Цельсия	$^{\circ}\text{C}$	$T = (t^{\circ}\text{C} + 273,16) \text{ К}$
Плоский угол	градус	$\dots^{\circ}$	$\Pi/180 \text{ рад}$

## 1. Физические свойства жидкости

Жидкость	Плотность $\rho_1$ кг/м <sup>3</sup>	Коэффициент объемного		Кинематическая вязкость, мм <sup>2</sup> /с, при температуре, °С		
		Сжатие $\beta_p \cdot 10^3$ Па <sup>-1</sup>	Расширение $\beta_t \cdot 10^{-3}$ /°С	15	20	50
Вода	1000	0,49	0,20	1,14	1,01	0,55
Ртуть	13600	0,039	0,18	-	0,114	-
Глицерин	1260	0,25	0,49	-	11,80	-
Бензин	680-780	0,92	1,255	0,93	-	0,54
Керосин	790-820	0,77	0,96	2,7	2,5	1,50
Спирт этиловый	790	0,78	1,10	-	1,52	0,50
Мазут	890-940	-	-	-	2000	-
Нефть Баку:						
легкая	884	0,78	0,6	-	25	-
тяжелая	924	0,78	0,6	-	140	-
Масла индустриальные:						
И-12	880	-	-	-	50	10-14
И-20	885	0,72	0,73	-	100	17-23
И-30	890		-	-	170	23-33
И-50	910	0,68	-	-	400	47-55
АМГ-10	850	0,74	0,83	-	18	10
турбинное-57	920	0,56	0,65	-	-	55-59
веретенное АУ	880	-	-	-	50	12-14
трансформаторное	890	-	-	-	30	9,6
турбинное 30 и 34	900	-	-	-	-	28-32

## 2. Среднее значение изотермического модуля упругости некоторых жидкостей

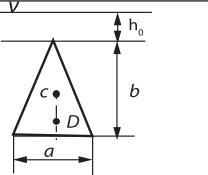
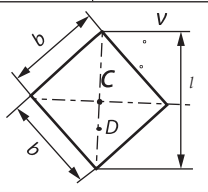
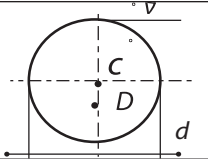
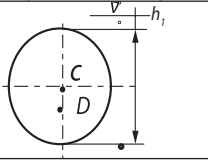
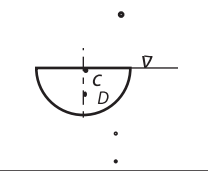
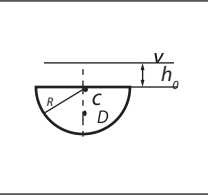
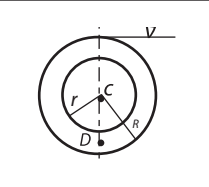
Жидкость	Модуль упругости, МПа
Бензин авиационный	1350
Вода	2060
Глицерин	4464
Керосин	1275
Масла:	
АМГ-10	1305
Индустриальное-20	1362
Индустриальное-50	1473
Турбинное	1717
Силиконовая жидкость	1030
Спирт этиловый безводный	1275
Ртуть	32373

## 3. Давление насыщенных паров некоторых жидкостей, кПа

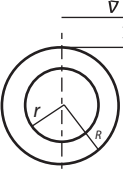
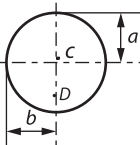
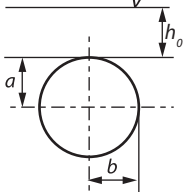
Жидкость	Температура, °С									
	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Бензин Б-70	16,3	33,2	55,8	103,3						
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103,3	195	334			
Керосин Т-1	3,9	5,8	7,5	12,1	20,3	35	57	90,5	138,5	
Масла:										
АМГ-10			0,4	0,8						
Индустриальное-20			0,14	0,3	1,8	3,1	5,8	11,8	23,8	
Индустриальное-50					0,4	0,6	0,9	2,0	3,8	6,8
Нефть (легкая)					0,14	0,3	0,7	1,6	3,0	5,8
Ртуть	7,8	13,7	37,2	85,3						
Спирт	0,0002									
	8,0	20,0	49,3							

**Площади, моменты инерции и координаты центра тяжести плоских фигур**

Схема нагружения стенки	S	$J_o$	$h_c$
	$ab$	$ab^3 / 12$	$b/2$
	$ab$	$\frac{ab^3}{12}$	$h_0 + \frac{b}{2}$
	$(L+l) \frac{b}{2}$	$(L+l + \frac{2Ll}{L+l}) \frac{b^3}{36}$	$\frac{b(L+2l)}{3(L+l)}$
	$(L+l) \frac{b}{2}$	$(L+l + \frac{2Ll}{L+l}) \frac{b^3}{36}$	$h_0 + \frac{b(L+2l)}{3(L+l)}$
	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ab^3}{36}$	$\frac{b}{3}$
	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ab^3}{36}$	$h_0 + \frac{b}{3}$
	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ab^3}{36}$	$\frac{2}{3}b$

	$\frac{ab}{2}$	$\frac{ab^3}{36}$	$h_0 + \frac{2}{3}b$
	$b^2$	$\frac{b^4}{12}$	$\frac{l}{2} = \frac{\sqrt{2}}{2}b$
	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$\frac{d}{2}$
	$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^4}{64}$	$h_0 + \frac{d}{2}$
	$\frac{\pi R^2}{2}; \frac{\pi d^2}{8}$	$\frac{(9\pi^2 - 64)R^4}{72\pi}; \frac{(9\pi^2 - 64)d^4}{1152\pi}$	$\frac{4}{3} \frac{R}{\pi}; \frac{2}{3} \frac{d}{\pi};$
	$\frac{\pi R^2}{2} \quad \frac{\pi d^2}{8}$	$\frac{(9\pi^2 - 64)R^4}{72\pi}; \frac{(9\pi^2 - 64)d^4}{1152\pi}$	$h_0 + \frac{4}{3} \frac{R}{\pi}; h_0 + \frac{2}{3} \frac{d}{\pi};$
	$\pi(R^2 - r^2); \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4); \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$	$R; \frac{D}{2}$

Продолжение приложения 5

	$\pi(R^2 - r^2)$ $\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$	$\frac{\pi}{4}(R^4 - r^4);$ $\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$	$h_o + R;$ $h_o + \frac{D}{2}$
	$\pi ab$	$\frac{\pi}{4}a^3b$	$a$
	$\pi ab$	$\frac{\pi}{4}a^3b$	$h_o + a$

Приложение 6

**Средние значения коэффициентов местного сопротивления  $\zeta$   
для различных случаев**

Вид местного сопротивления	Коэффициент сопротивления $\zeta$
Вход в трубу без закругления входных кромок	0,5
То же, но при хорошо закругленных кромках	0,1
Выход из трубы в сосуд больших размеров	1,0
Резкий поворот трубы без переходного закругления при угле поворота примерно $90^\circ$	1,25-1,5
колесо (плавное закругление) на трубе с углом $\delta = 90^\circ$	0,5
при $R_3 \geq 2d$	0,3
То же, при $R_3 \approx (3-7)a$	0,3
Задвижка при среднем открытии	2,0
Задвижка открытая	0,10
Кран	5-7
Вход во всасывающую коробку с обратным клапаном	5-10

**Значение расходных характеристик  $K$ , удельных сопротивлений  $A$  и коэффициента трения  $\lambda$  водопроводных труб**

d, мм	Трубы стальные			d, мм	Трубы полиэтиленовые		
	$K, м^3/с$	$A, с^2/м^6$	$\lambda$		$K, м^3/с$	$A, с^2/м^6$	$\lambda$
25	$1,73 \cdot 10^{-3}$	$335 \cdot 10^3$	0,051	21/25	$1,50 \cdot 10^{-3}$	$445,48 \cdot 10^3$	
32	$3,29 \cdot 10^{-3}$	$92,4 \cdot 10^3$	0,049	28/32	$3,08 \cdot 10^{-3}$	$105,72 \cdot 10^3$	
40	$5,70 \cdot 10^{-3}$	$30,8 \cdot 10^3$	0,047	35/40	$5,22 \cdot 10^{-3}$	$36,64 \cdot 10^3$	
50	$9,99 \cdot 10^{-3}$	$10,02 \cdot 10^3$	0,045	44/50	$9,94 \cdot 10^{-3}$	$10,12 \cdot 10^3$	
65	$18,60 \cdot 10^{-3}$	2891	0,043	56/63	$17,40 \cdot 10^{-3}$	$3,303 \cdot 10^3$	
70	$22,33 \cdot 10^{-3}$	2005	0,041	67/75	$26,64 \cdot 10^{-3}$	$1,409 \cdot 10^3$	
80	$29,88 \cdot 10^{-3}$	1120	0,040	80/90	$41,50 \cdot 10^{-3}$	580,5	
90	$44,39 \cdot 10^{-3}$	508,6	0,039	98/110	$67,48 \cdot 10^{-3}$	219,6	
100	$61,16 \cdot 10^{-3}$	267,3	0,038	111/125	$90,28 \cdot 10^{-3}$	122,7	
125	$109,90 \cdot 10^{-3}$	82,8	0,036	124/140	$116,76 \cdot 10^{-3}$	73,34	
150	$174,61 \cdot 10^{-3}$	32,8	0,034	142/160	$170,55 \cdot 10^{-3}$	34,38	
175	0,255	15,4	0,033	160/80	0,225	19,72	
200	0,360	7,71	0,032	178/200	0,288	12,04	
225	0,455	4,82	0,031	200/225	0,386	6,719	
250	0,676	2,19	0,030	225/250	0,501	3,988	
275	0,806	1,54	0,029	280/315	0,878	1,297	
300	1,091	0,84	0,029	315/355	1,157	0,7465	
325	1,280	0,61	0,028	356/400	1,600	0,3904	
350	1,643	0,37	0,027	400/450	2,414	0,1716	
400	2,294	0,19	0,027				
450	3,333	0,09	0,026				

\* В числителе и знаменателе указаны внутренний и наружный диаметр.

Продолжение приложения 7

d, мм	Трубы чугунные			d, мм	Трубы асбестоцементные		
	K, м <sup>3</sup> /с	A, с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	λ		K, м <sup>3</sup> /с	A, с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	λ
50	8,43·10 <sup>-3</sup>	14,07·10 <sup>3</sup>	0,053	50	1,21·10 <sup>-2</sup>	6851,0	
65	17,47·10 <sup>-3</sup>	3,275·10 <sup>3</sup>	0,051	75	3,46·10 <sup>-2</sup>	835,0	
75	24,70·10 <sup>-3</sup>	1,64·10 <sup>3</sup>	0,047	100	6,84·10 <sup>-2</sup>	214,0	
80	27,54·10 <sup>-3</sup>	1,318·10 <sup>3</sup>	0,045	125	11,47·10 <sup>-2</sup>	76,0	
100	53,90·10 <sup>-3</sup>	346,00	0,042	150	17,82·10 <sup>-2</sup>	31,5	
125	97,08·10 <sup>-3</sup>	106,10	0,038	200	38,07·10 <sup>-2</sup>	6,9	
150	160,06·10 <sup>-3</sup>	38,80	0,036	250	66,96·10 <sup>-2</sup>	2,23	
200	0,346	8,34	0,032	275	73,12·10 <sup>-2</sup>	1,87	
250	0,628	2,54	0,030	300	1,05	0,91	
300	1,018	0,97	0,028	325	1,17	0,73	
350	1,509	0,40	0,027	350	1,40	0,51	
400	2,260	0,22	0,026	400	1,96	0,26	
450	3,079	0,12	0,025				
500	4,655	0,06	0,024				
600	6,572	0,02	0,023				
700	9,789	0,01	0,022				

Приложение 8

**Абсолютная шероховатость труб, Δ мм.**

Трубы	Состояние труб	Δ	
Трубы из стекла и цветных металлов	Новые, технически гладкие	0...0,002	
	Бесшовные стальные	Новые, чистые	0,01...0,02
	Стальные сварные	» »	0,03...0,10
Оцинкованные стальные	Умеренно заржавевшие	0,30...0,70	
	Новые, чистые	0,10...0,20	
	Чугунные	Новые без покрытия	0,20...0,50
Асбоцементные	Бывшие в употреблении	0,50...1,50	
	Новые	0,05...0,10	
	Пластмассовые	Новые, чистые	0,006...0,02



**Характеристики лопастных насосов**

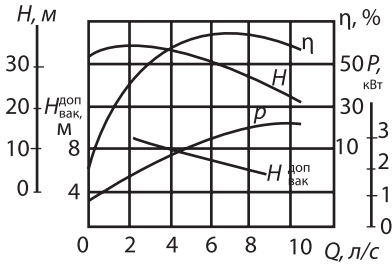


Рис. 1. Характеристика насоса K20/30

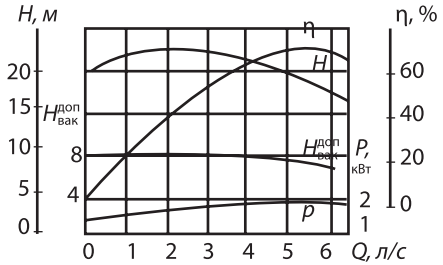


Рис. 2. Характеристика насоса K20/18

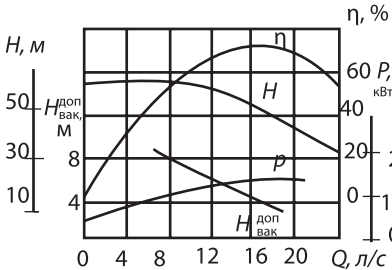


Рис. 3. Характеристика насоса K60/55

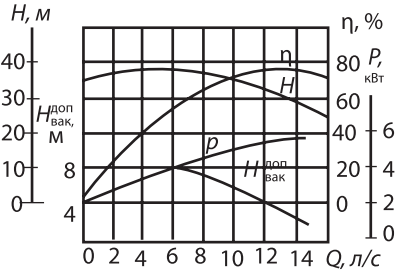


Рис. 4. Характеристика насоса K45/32

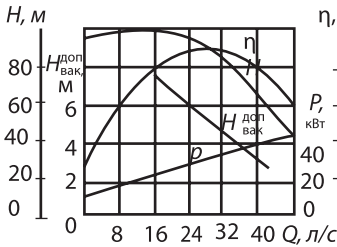


Рис. 5. Характеристика насоса K120/80

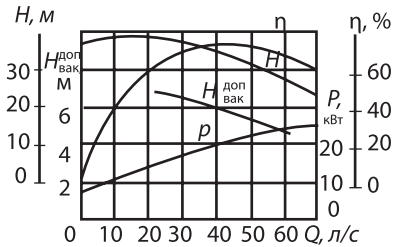
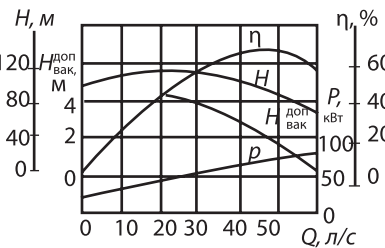
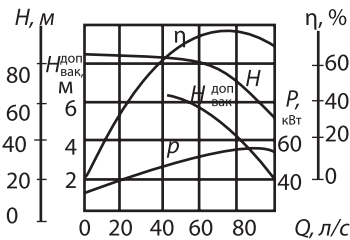


Рис. 6. Характеристика насоса K160/34



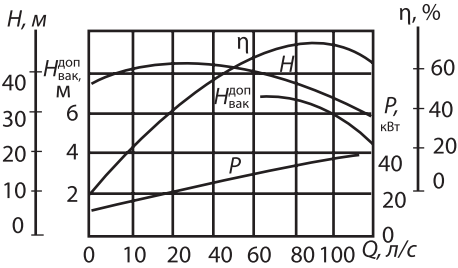


Рис. 9. Характеристика насоса Д250/38

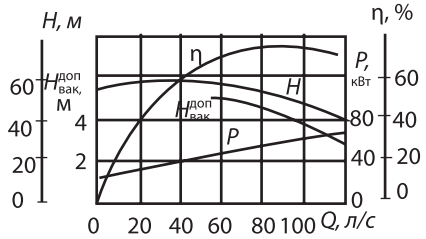


Рис. 10. Характеристика насоса Д320/50

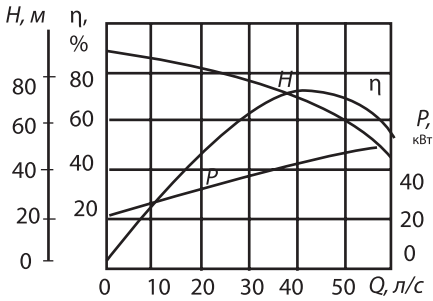


Рис. 11. Характеристика насоса ЭЦВ 10-140-70

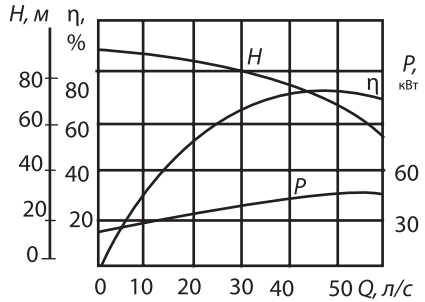


Рис. 12. Характеристика насоса ЭЦВ 12-160-65

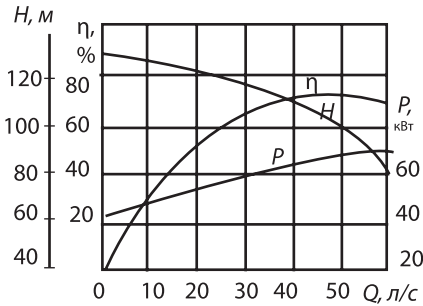


Рис. 13. Характеристика насоса ЭЦВ 12-160-100

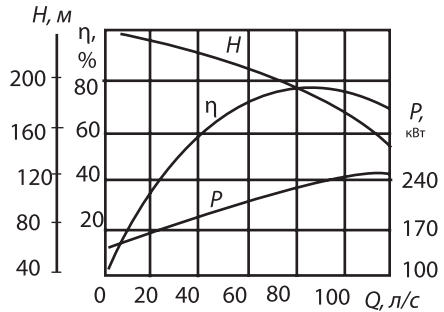
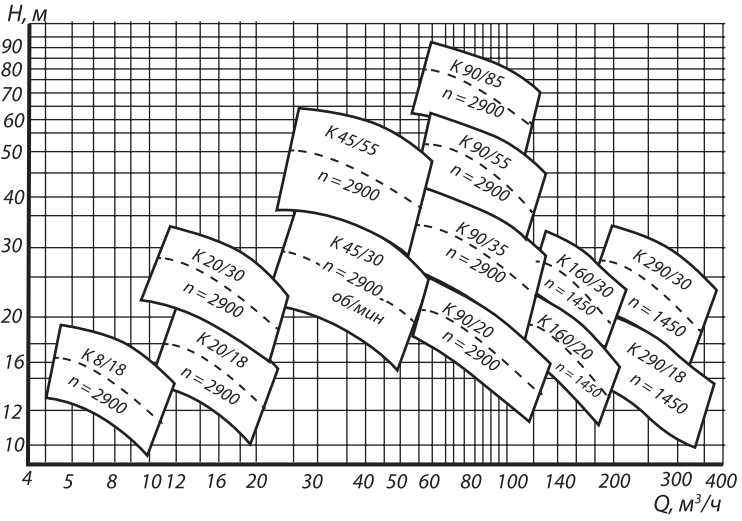


Рис. 14. Характеристика насоса ЭЦВ 16-360-180

## Характеристика центробежных насосов типа К

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения мин <sup>-1</sup>
К 8/18	1,6	20,3	0,440	2900
	3,0	17,4	0,555	
	3,9	14,0	0,530	
К 20/30	2,8	34,5	0,506	2900
	5,5	30,8	0,640	
	8,3	24,0	0,635	
К 20/18	3,0	21,0	0,56	2900
	5,5	18,5	0,68	
	6,1	17,5	0,66	
К 45/55	8,3	62	0,544	2900
	12,5	57	0,635	
	16,7	50	0,663	
	19,5	44,5	0,630	
К 45/30	8,3	34,8	0,620	2900
	12,5	31,0	0,710	
	15,0	27,0	0,715	
К 90/85	18,0	98	0,630	2900
	25	91	0,680	
	32	81	0,685	
	37,5	72,5	0,660	
К 90/55	19,4	59,0	0,655	2900
	25,0	54,9	0,710	
	30,4	47,8	0,690	
	33,4	43,0	0,66	
К 90/35	18	37,7	0,72	2900
	25	34,6	0,780	
	33,3	28,0	0,745	
К 90/20	16,7	25,7	0,760	2900
	22,2	22,8	0,795	
	27,8	18,9	0,770	
К 160/30	30,6	36,5	0,70	1450
	38,8	35,9	0,75	
	47,2	32,5	0,765	
	52,8	31	0,75	
К 160/20	30,6	22,7	0,76	1450
	44,5	20,1	0,81	
	55,6	17,1	0,79	
К 290/30	61,6	32,0	0,80	1450
	77,8	29,1	0,825	
	94,5	25,4	0,790	
К 290/18	61,0	20,7	0,805	1450
	79,1	18,9	0,835	
	100	15,0	0,775	






























**Сводный график рабочих полей консольных насосов**



**Технические характеристики консольных насосов**

Типоразмер насоса	Q л/с	H, м		Типоразмер насоса	Q л/с	H, м	η
1	2	3	4	5	6	7	
К 45/30, КМ 45/30 (D <sub>к</sub> =168 мм, n = 2900 об/мин)	0	33,5	0	К 45/30 КМ 45/30а (D <sub>к</sub> = 143 мм, n = 2900 об/мин)	0	23,5	0
	4	36,0	0,36		4	25,0	0,48
	8	35,0	0,60		8	23,5	0,65
	12	31,5	0,70		10	22,5	0,71
	14	28,0	0,71		12	20,0	0,72
	16	25,0	0,70	14	17,0	0,67	
К 45/55, КМ 45/55 (D <sub>к</sub> = 218 мм, n = 3900 об/мин)	0	60	0	К 45/55а, КМ 45/55а (D <sub>к</sub> = 192 мм, n = 2900 об/мин)	0	46	0
	4	62	0,35		4	48,5	0,38
	6	60	0,44		6	48	0,47
	10	56	0,60		10	42	0,60
	14	52	0,64		12	40	0,61
	18	40	0,60	14	38	0,60	
				18	30	0,57	
К90/20 КМ90/20 (D <sub>к</sub> = 148 мм, n = 2900 об/мин)	0	25,8	0	К 90/20а, КМ 90/20а (D <sub>к</sub> = 136 мм, n = 2900 об/мин)	0	21,2	0
	8	27,2	0,48		8	22,1	0,56
	16	26,3	0,75		16	20,0	0,76
	22	22,7	0,81		20	18,0	0,80
	28	18,6	0,75		24	15,0	0,75
	32	15,0	0,70	28	11,9	0,70	
К 90/35 (D <sub>к</sub> = 174 мм, n = 2900 об/мин)	0	36,5	0	К 90/35а (D <sub>к</sub> = 163 мм, n = 2900 об/мин)	0	31,0	0
	6	39,2	0,38		8	33,0	0,45
	10	41,5	0,53		16	32,0	0,69
	16	39,0	0,68		20	30,0	0,74
	24	35,0	0,78		24	28,6	0,72
	32	26,0	0,70	32	18,0	0,60	

Условные обозначения основных элементов объемного гидروпривода

Наименование	Обозначения	
	а	б
Насос нерегулируемый: а) с постоянным направлением потока; б) с реверсивным		
Насос регулируемый: а) с постоянным направлением потока; б) с реверсивным		
Гидромотор нерегулируемый: а) с постоянным направлением потока; б) с реверсивным		
Гидромотор регулируемый: а) с постоянным направлением потока; б) с реверсивным		
Насос: я) шестеренчатый; б) пластинчатый		
Насос: а) радиально-поршневой; б) аксиально-поршневой		
Гидроцилиндр: а) одностороннего действия; б) двустороннего действия		
Гидроцилиндр: а) плунжерный; б) телескопический		
Гидробак с атмосферным давлением		
Гидроаккумулятор: а) пневмогидравлический б) грузовой		
Гидроаккумулятор пружинный		
Гидрораспределитель четырехлинейный: а) двухпозиционный; б) трехпозиционный		
Клапан: а) напорный; б) обратный		
Дроссель: а) настраиваемый; б) регулируемый		
Фильтр		
Охладитель жидкости		



**Учебное издание**

*Рухленко А.П.*

**Гидравлика и гидравлические  
машины**

Методические указания по изучению  
дисциплины и задания для контрольных работ

Подписано в печать 20. 01. 2011.

Печать оперативная.

Формат 60x84  $\frac{1}{16}$ . Тираж 300 экз.

Издательско-полиграфический комплекс  
Тюменской государственной сельскохозяйственной академии.  
625003, г. Тюмень, ул. Республики, 7.