

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
ЛУГАНСКОЙ НАРОДНОЙ РЕСПУБЛИКИ  
«ЛУГАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ ТАРАСА ШЕВЧЕНКО»

**А. В. Калайдо**  
**Е. Я. Сердюкова**

## **ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД**

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
для студентов, обучающихся по направлению подготовки  
44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация  
автомобильного транспорта

Допущено Министерством образования и науки  
Луганской Народной Республики  
*к использованию в образовательных организациях (учреждениях)  
высшего образования  
(приказ МОН ЛНР от 8 июня 2020 №589-од)*

УДК 531.8(076)  
ББК 34.41р3  
К 65

Рекомендовано Ученым советом  
ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет  
имени Тараса Шевченко»  
(протокол № 6 от 31 января 2020 года)

Калайдо, А. В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб.-метод. пособие для студентов, обучающихся по направлению подготовки 44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта / А. В. Калайдо, Е. Я. Сердюкова. – Луганск: Книта, 2020. – 216 с.

**Рецензенты:**

Абрамов В. Е., доктор технических наук, ведущий научный сотрудник, советник Российской академии архитектуры и строительных наук (РААСН), заведующий лабораторией радиационной безопасности в строительстве ФГБУ «Научно-исследовательский институт строительной физики РААСН Минстроя России» (г. Москва)

Сильчева А. Г., кандидат физико-математических наук, доцент, и.о. заведующего кафедрой физики и нанотехнологий ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко»

Киреева Е. И., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко»

В учебно-методическом пособии изложен лекционный материал по 11 темам учебной дисциплины, а также представлено методическое обеспечение лабораторного практикума в виде 7 работ. Большое внимание уделено решению прикладных задач, приведен в полном объеме справочный материал, необходимый для расчетов. Содержание пособия соответствует Государственному образовательному стандарту высшего образования и методическим требованиям, предъявляемым к учебным изданиям.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 44.03.04 Профессиональное обучение. Ремонт и эксплуатация автомобильного транспорта, также оно может быть использовано при изучении дисциплин «Механика жидкости и газа» и «Гидрогазодинамика».

УДК 531.8(076)  
ББК 34.41р3

© Калайдо А.В., Сердюкова Е.Я., 2020  
© ГОУ ВПО ЛНР «ЛНУ имени Тараса Шевченко», 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
<b>ЧАСТЬ I. ГИДРАВЛИКА</b>	
<b>Тема 1. Основные свойства жидкостей</b>	9
1.1 Общие сведения о жидкостях и их физических свойствах	9
1.2 Поверхностные свойства жидкостей	11
1.3 Вязкость жидкостей	13
1.4 Особенности свойства воды	14
Вопросы для самоконтроля	15
<i>Самостоятельная работа № 1</i>	16
<b>Тема 2. Гидростатика</b>	18
2.1 Общие определения гидростатики	18
2.2 Основное уравнение гидростатики и закон Паскаля	19
2.3 Абсолютное и избыточное давление	21
2.4 Эпюры гидростатического давления	23
2.5 Плавание тел, закон Архимеда	24
Вопросы для самоконтроля	25
<i>Лабораторная работа № 1. Исследование относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде</i>	25
<i>Самостоятельная работа № 2</i>	30
<b>Тема 3. Кинематика и динамика жидкости</b>	34
3.1 Методы описания движения жидкости. Уравнение неразрывности	34
3.2 Параметры потока и режимы движения жидкости	36
3.3 Уравнение Бернулли и Эйлера для движения жидкости	39
3.4 Напряжения в движущейся жидкости	40
3.5 Теорема об изменении количества движения потока жидкости	41
3.6 Режимы движения вязкой жидкости	44
Вопросы для самоконтроля	45
<i>Лабораторная работа № 2. Определение режимов движения жидкости в круглой трубе</i>	46
<i>Самостоятельная работа № 3</i>	50
<b>Тема 4. Потери напора по длине</b>	52
4.1 Виды гидравлических сопротивлений	52
4.2 Классификация потерь напора	52
4.3 Потери напора по длине при ламинарном движении	53
4.4 Потери напора по длине при турбулентном движении	55
4.5 Гидравлически гладкие и шероховатые трубы	57
Вопросы для самоконтроля	59

<i>Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов сопротивления трения по длине трубопровода</i>	59
<i>Самостоятельная работа № 4</i>	65
<b>Тема 5. Местные гидравлические сопротивления</b>	67
5.1 Простые и сложные местные гидравлические сопротивления	67
5.2 Внезапное и постепенное расширение трубы	68
5.3 Внезапное сужение трубы	70
5.4 Простые местные сопротивления	71
5.5 Сложные местные сопротивления	73
5.6 Сопротивление трубопровода	74
Вопросы для самоконтроля	76
<i>Лабораторная работа № 4. Определение коэффициентов местных сопротивлений в трубопроводах</i>	76
<i>Самостоятельная работа № 5</i>	82
<b>Тема 6. Движение жидкости в напорном трубопроводе</b>	85
6.1 Гидравлический расчет трубопроводов	85
6.2 Расчет коротких трубопроводов	86
6.3 Расчет длинных трубопроводов	88
6.4 Расчет сложных трубопроводов	89
6.5 Расчет водопроводных сетей	90
Вопросы для самоконтроля	93
<i>Самостоятельная работа № 6</i>	93
<b>Тема 7. Гидравлический удар</b>	100
7.1 Неустановившееся движение жидкости в трубах	100
7.2 Общие сведения о гидравлическом ударе	101
7.3 Прямой гидравлический удар	103
7.4 Непрямой гидравлический удар	104
7.5 Способы борьбы с гидравлическим ударом	105
Вопросы для самоконтроля	106
<i>Самостоятельная работа № 7</i>	106
<b>Тема 8. Истечение жидкости через отверстия и насадки</b>	110
8.1 Общие характеристики истечения	110
8.2 Истечение через отверстие в тонкой стенке	111
8.3 Истечение через большие отверстия	112
8.4 Истечение жидкости через насадки	113
8.5 Свободные струи жидкости	116
Вопросы для самоконтроля	118
<i>Лабораторная работа № 5. Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки</i>	119
<i>Самостоятельная работа № 8</i>	127

ЧАСТЬ II. ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД	131
<b>Тема 9. Современная гидравлическая аппаратура</b>	131
9.1 Конструкции современных насосов	131
9.2 Приборы измерения расхода жидкости	146
9.3 Приборы измерения напора	149
9.4 Приборы измерения скорости жидкости	151
Вопросы для самоконтроля	152
<i>Лабораторная работа № 6. Энергетические испытания центробежного насоса</i>	153
<i>Самостоятельная работа № 9</i>	158
<b>Тема 10. Гидравлический привод</b>	163
10.1 Общие сведения о гидравлических приводах	163
10.2 Принципиальные схемы объемных гидроприводов	165
10.3 Гидравлические устройства объемного гидропривода	168
10.4 Рабочие жидкости гидроприводов	179
Вопросы для самоконтроля	181
<i>Самостоятельная работа № 10</i>	181
<b>Тема 11. Пневматический привод</b>	185
11.1 Особенности использования газов в пневмоприводах	185
11.2 Пневматические приводы и средства пневмоавтоматики	188
11.3 Пневмоприводы транспортно-технологических машин	192
Вопросы для самоконтроля	194
<i>Лабораторная работа № 7. Определение расхода газа методом адиабатного дросселирования потока</i>	195
<i>Самостоятельная работа № 11</i>	201
Вопросы к экзамену по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод»	206
Заключение	209
Список рекомендованной литературы	210
Приложения	212

## ВВЕДЕНИЕ

Главной целью высшего профессионального образования является подготовка специалиста, конкурентноспособного на современном рынке труда. Для ее достижения в настоящее время процесс передачи знаний от преподавателя к студенту заменен процессом обучения самих будущих специалистов. В таких условиях эффективное усвоение учебного материала возможно исключительно при наличии устойчивой мотивации студентов к изучению данной дисциплины, которая обеспечивается инновационными технологиями личностно-ориентированного обучения и взаимосвязью изучаемого материала со сферой будущей профессиональной деятельности. Также качество подготовки студентов по конкретной дисциплине зависит от уровня методического сопровождения всех видов занятий и сформированности навыков самостоятельной работы у студентов.

В соответствии с учебным планом направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт эксплуатация автомобильного транспорта» предусмотрено изучение учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод». Данная дисциплина является логическим продолжением теоретической механики и служит основой для изучения ряда курсов профессиональной направленности.

*Гидравлика* – фундаментальная наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей, а также способы их использования при решении инженерных задач. *Гидравлические машины* – прикладной раздел гидравлики, рассматривающий устройства, выполняющие преобразование энергии и материалов за счет использования жидкости в качестве рабочего тела. По устройству и принципу действия при одинаковом назначении к гидравлическим машинам близки газовые или пневматические машины, использующие в качестве рабочего тела газы. *Гидравлический и пневматический привод* (гидропневмопривод) – совокупность устройств, в число которых входит один или несколько гидро- или пневмодвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости или рабочего газа под давлением.

По результатам изучения данной дисциплины студенты направления подготовки 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт эксплуатация автомобильного транспорта» должны:

*знать* основные понятия и законы механики жидкостей; кинематические характеристики движения потока жидкости при различных режимах течения; конструкции наиболее распространенных гидравлических машин; классификацию гидравлических и

пневматических приводов; основные рабочие характеристики гидравлических насосов и гидродинамических передач; основы проектирования гидравлических и пневматических приводов и подходы к выбору преобразования движения жидкости и газа в работу;

*уметь* производить расчет гидравлических и пневматических систем, определять расходы жидкостей и газов в процессе их движения; производить синтез и анализ гидропередач (приводов) в транспортных устройствах;

*владеть* методиками расчета, используемыми в при описании течения жидкостей и газов; измерительным инструментом для определения характеристик движения жидкостей и газов, потерь напора на местных сопротивлениях и по длине; методами синтеза и анализа гидродинамических передач; навыками эксплуатации насосного оборудования различных типов.

Рабочей программой учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод» предусмотрены лекционные занятия и лабораторные работы, а также самостоятельное изучение материала студентами, распределение часов по видам работ показано в таблице.

Вид учебной работы	Объем часов (зач. ед.)	
	Очная форма	Заочная форма
<b>Общая учебная нагрузка (всего)</b>	<b>144</b> <b>(4 з.е)</b>	<b>144</b> <b>(4 з.е)</b>
<b>Обязательная аудиторная учебная нагрузка (всего), в том числе:</b>	48	12
Лекции	22	6
Семинарские занятия	–	–
Практические занятия	–	–
Лабораторные работы	26	10
Контрольные работы	–	–
Курсовая работа / курсовой проект	–	–
<b>Самостоятельная работа студента (всего)</b>	<b>96</b>	<b>128</b>
<b>Форма аттестация</b>	<b>экзамен</b>	<b>экзамен</b>

Представленное учебно-методическое пособие является методическим обеспечением аудиторной и внеаудиторной форм освоения курса и состоит из двух частей: «Гидравлика» и «Гидромашины и гидропневмопривод». В пособии представлен в полном объеме лекционный материал по 11 разделам учебной

дисциплины, а вопросы для самоконтроля в конце каждого раздела указывают студентам на наиболее важные вопросы курса.

Лабораторный практикум по учебной дисциплине включает 7 работ измерительного характера, в ходе которых студенты отрабатывают навыки эксплуатации гидравлического оборудования и работы с контрольно-измерительной аппаратурой. Каждая работа содержит краткую теоретическую часть, подробный порядок выполнения работы, методику расчета измеряемых величин. Контрольные вопросы в конце каждой работы ориентируют студентов на наиболее практически значимые аспекты изучаемой темы. Все работы выполняются в специализированной лаборатории на наивном экспериментальном оборудовании.

Целью самостоятельной работы является закрепление лекционного материала, полученного на лекционных и лабораторных занятиях, а также приобретение навыков в решении конкретных инженерных заданий. Для ее достижения в конце каждого раздела приведен блок самостоятельной работы, включающий типовые задания расчетного характера, которые выполняются студентами в процессе изучения дисциплины. Каждое задание сопровождается подробным примером его выполнения, а перечень вопросов к экзамену по дисциплине «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод» позволяет студентам приступить к подготовке к итоговому контролю по мере изучения отдельных разделов курса.

Однако качественное освоение материала дисциплины возможно только при условии правильной организации учебного процесса, включающей следующие этапы:

- изучение лекционного материала, непосредственно на занятии и самостоятельно по теоретическому блоку данного учебного пособия;
- внеаудиторная подготовка и аудиторное выполнение бригадным методом лабораторных работ, приведенных в пособии;
- выполнение расчетного задания из блока самостоятельной работы в завершение изучения каждого раздела.

Учебно-методическое пособие «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод» составлено в полном соответствии с действующей рабочей программой данной дисциплины, предназначено для студентов третьего курса очной и заочной форм обучения по направлению 44.03.04 «Профессиональное обучение. Ремонт эксплуатация автомобильного транспорта» и является результатом преподавательской деятельности авторов на кафедре технологий производства и профессионального образования ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет имени Тараса Шевченко».

# ЧАСТЬ I. ГИДРАВЛИКА

## ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

### 1.1 Общие сведения о жидкостях и их физических свойствах

В природе различают четыре вида состояния вещества: твердое, жидкое, газообразное и плазменное, иногда в отдельное агрегатное состояние выделяют еще и жидкие кристаллы. По своим свойствам жидкость занимает промежуточное место между газами и твердыми телами: в условиях, близких к кристаллизации, ее свойства приближаются к твердым телам, с повышением температуры – к газам.

Основное отличие жидкости от твердого тела заключается в ее *текучести* – способности легко приобретать форму сосуда, в который жидкость поместили, не изменяя при этом собственного объема. Для газов также характерно явление текучести, но при этом они занимают весь предоставленный объем.

В сосудах жидкость образует свободную поверхность, а газ подобной поверхности не имеет. Однако, с точки зрения механики, поведение жидкости и газа описывается одними и теми же закономерностями в случае, когда сжимаемостью газа можно пренебречь. Поэтому в гидравлике под термином «жидкость» понимаются и собственно жидкости (их часто называют капельными), и газы (газообразные жидкости).

Как известно, в газах движение молекул хаотично и беспорядочно. В то же время, атомы или молекулы твердого тела группируются между собой и образуют ячейку кристалла, которая по строгой системе повторяется по всему объему твердого тела, то есть в твердом теле существует *дальний порядок*. Поскольку жидкость является промежуточным состоянием между газом и твердым телом, то в ее структуре одновременно присутствуют и беспорядочность и порядок во множестве молекул. Поэтому принято считать, что в жидкостях существует *ближний порядок* – порядок в первых координационных сферах разных группировок молекул.

Основные свойства жидкости с точки зрения механики жидкостей (плотность, способность изменять свой объем при нагревании, охлаждении или изменении давления, поверхностное натяжение и вязкость) рассматриваются ниже.

Важной характеристикой жидкости является плотность. Для ее определения выделим в жидкой среде малый объем  $\Delta V$ , охватывающий точку  $M$ , в которой определяется плотность. Пусть масса выделенного объема равна  $\Delta m$ , тогда плотностью среды в точке  $M$  называется отношение массы  $\Delta m$  элементарного объема к его величине  $\Delta V$  при  $\Delta V \rightarrow 0$ , то есть

$$\rho = \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V} \quad (1.1)$$

Единицей измерения плотности является кг/м<sup>3</sup>.

Формула (1.1) справедлива только в том случае, когда среда полностью заполняет данный объем. Последнее условие накладывает ограничение на перемещение и плотность точек сплошной среды. В случае конечных перемещений накладывается ограничение на скорости точек среды в виде уравнения неразрывности.

**Вода** – самая распространенная в природе жидкость, ее плотность при 4°С равна 1 000 кг/м<sup>3</sup> и уменьшается при дальнейшем снижении температуры, в чем состоит одно из ее аномальных свойств.

*Удельный вес жидкости*  $\gamma$  – это вес жидкости  $G$ , которая содержится в единице объема  $V$

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1.2)$$

Единица измерения удельного веса – Н/м<sup>3</sup>, удельный вес воды при 4°С составляет 9 810 Н/м<sup>3</sup>.

Плотность и удельный вес связаны между собой соотношением

$$\gamma = \rho \cdot g,$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорения свободного падения.

*Температурное расширение* – свойство жидкости изменять свой объем при изменении температуры, которое характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения жидкости  $\beta_t$ , 1/°С

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta t}, \quad (1.3)$$

где  $V$  – объем жидкости при начальной температуре, м<sup>3</sup>;  $\Delta V$  – изменение объема после изменения температуры, м<sup>3</sup>;  $\Delta t$  – изменение температуры, °С. Для воды при 20°С величина коэффициента  $\beta_t$  составляет 0,00015 1/°С.

*Сжимаемость* – свойство жидкости изменять объем при изменении давления, характеризующееся коэффициентом объемного сжатия жидкости  $\beta_p$ , Па<sup>-1</sup>

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V \Delta P}, \quad (1.4)$$

где  $V$  – объем жидкости при начальной температуре, м<sup>3</sup>;  $\Delta V$  – изменение объема после изменения температуры, м<sup>3</sup>;  $\Delta P$  – изменение давления, Па. Для воды при 20°С коэффициент  $\beta_p$  составляет  $5 \cdot 10^{-10}$  Па<sup>-1</sup>.

*Модуль упругости при сжатии*  $E$  – величина, обратная коэффициенту объемного сжатия, определяемая по формуле

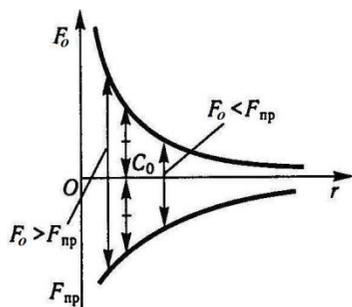
$$E = \frac{1}{\beta_p}. \quad (1.5)$$

Для воды модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^9 \text{ Па} = 2\,000 \text{ МПа}$ .

## 1.2 Поверхностные свойства жидкостей

Поверхностный слой жидкости имеет ряд специфических свойств по сравнению с внутренними слоями, основное из них – стремление сократить площадь своей поверхности. Поверхностные свойства жидкостей имеют важное значение при их эксплуатации и поэтому заслуживают детального рассмотрения.

Специфические свойства поверхностного слоя жидкости обусловлены особенностями межмолекулярных взаимодействий, в которых проявляются как силы притяжения, так и отталкивания, по-разному зависящие от расстояния между молекулами. Представим, что



одна из взаимодействующих молекул расположена в начале координат, а другая приближается к ней по оси  $Ox$ . Откладывая силы отталкивания вверх, а силы притяжения вниз, получим кривые (рис. 1.1), причем кривая  $F_0$  сил отталкивания растет значительно быстрее, чем кривая сил притяжения  $F_{пр}$ .

Рисунок 1.1 – Силы взаимодействия между молекулами в жидкости

В свободной жидкости молекулы колеблются относительно положений, в которых силы притяжения уравновешены силами отталкивания (точка  $C_0$ ). В случае сжатия жидкости и уменьшения расстояния между молекулами значительно большими оказываются силы отталкивания ( $F_0 \gg F_{пр}$ ), чем и объясняется очень малый коэффициент объемного сжатия жидкостей ( $10^{-10} \dots 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$ ). При увеличении расстояния между молекулами начинают преобладать силы притяжения ( $F_0 < F_{пр}$ ). Из-за того, что кинетическая энергия молекул жидкости недостаточна для совершения работы выхода за пределы сил притяжения, жидкость всегда сохраняет свой объем.



Рисунок 1.2 – Природа сил поверхностного натяжения

Чем выше молекула в поверхностном слое, тем большая результирующая сила действует на нее, эти силы создают поверхностное молекулярное давление на жидкость. Непосредственно измерить молекулярное давление невозможно, поскольку жидкость всегда окружена своим поверхностным слоем. Молекулярное давление поверхностного слоя в жидкостях и твердых телах достаточно значительно, для воды оно порядка  $10^9$  Па. Наличием такого значительного молекулярного давления можно объяснить малый коэффициент объемного сжатия жидкостей и твердых тел.

Переходя из середины жидкости в поверхностный слой, молекулы производят работу против результирующих сил молекулярных действий нижних слоев, благодаря чему потенциальная энергия молекулы увеличивается. Поэтому молекулы поверхностного слоя имеют большую потенциальную энергию, чем молекулы в остальном объеме жидкости. Стремясь к минимуму потенциальной энергии, поверхность жидкости сокращается, а силы, определяющие такое сокращение поверхностной пленки, называются силами поверхностного натяжения. Сила поверхностного натяжения на поверхности жидкости пропорциональна длине границы раздела

$$F = \alpha \cdot l, \quad (1.6)$$

где  $\alpha$  – коэффициент поверхностного натяжения, Н/м;  $l$  – длина границы поверхности жидкости, м.

Значение коэффициента поверхностного натяжения  $\alpha$  зависит от ее температуры и наличия примесей, его значения при  $20^\circ\text{C}$  составляют: для воды –  $0,075$  Н·м, для спирта –  $0,022$  Н·м, для глицерина –  $0,063$  Н·м, для ртути –  $460$  Н·м. С повышением

температуры коэффициент поверхностного натяжения уменьшается и при критической температуре равняется нулю. Разные примеси могут увеличивать или уменьшать коэффициент поверхностного натяжения.

Во время сокращения поверхности жидкости силы поверхностного натяжения производят работу

$$\Delta A = \alpha \cdot l \cdot \Delta h = \alpha \cdot \Delta S, \quad (1.7)$$

поэтому поверхностный слой жидкости имеет некоторую свободную энергию – часть энергии тела, которую можно превратить в работу.

Согласно (1.7), коэффициент поверхностного натяжения численно равен свободной энергии единицы площади поверхностного слоя жидкости. Поэтому сокращение поверхности жидкости является движением к минимуму свободной энергии системы, примеры такого явления – разные формы мыльных пленок на сложных каркасах, шаровидные капли жидкости, слияния двух капель в одну.

Поверхностное натяжение жидкости имеет место не только на границе с паром или воздухом, также оно образуется на границе с другой несмешиваемой жидкостью или твердым телом. При этом коэффициенты поверхностного натяжения различны для разных границ раздела.

### 1.3 Вязкость жидкостей

*Вязкость* – свойство жидкостей оказывать сопротивление сдвигу. Это свойство проявляется только при движении жидкостей и характеризует степень текучести. Количественной характеристикой вязкостных свойств является динамическая вязкость  $\mu$ , по ее величине жидкости делят на легкотекучие (вода, спирт, воздух) и очень вязкие (глицерин, машинные масла).

Между двумя слоями жидкости на поверхности их раздела площадью  $\omega$  возникает сила трения  $F$ , зависящая от рода жидкости, не зависящая от давления, прямо пропорциональная площади контакта слоев и градиенту скорости в направлении, перпендикулярном направлению движения слоев.

Пусть жидкость течет по плоскому дну параллельными ему слоями (рис. 1.3), в результате торможения со стороны дна слои будут двигаться с разными скоростями. Два слоя  $A$  и  $B$ , расположенные на расстоянии  $\Delta y$  друг от друга, будут иметь скорости  $u$  и  $u + \Delta u$ , соответственно. Сила сопротивления из-за трения на участке площади  $\omega$  определяется по закону внутреннего трения Ньютона

$$F = \mu \cdot \omega \cdot \frac{\Delta u}{\Delta y}. \quad (1.8)$$

Жидкости, для которых справедлив закон (1.8), называются ньютоновскими, а для которых он не выполняется – неньютоновскими.

В расчетах удобно использовать кинематическую вязкость  $\nu$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.9)$$

Единицей измерения данной величины является  $\text{м}^2/\text{с}$ , ее название объясняется сходством с размерностью скорости и не несет физического содержания.

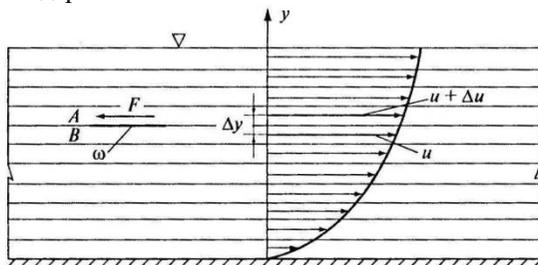


Рисунок 1.3 – Природа динамической вязкости

Кинематическая вязкость жидкости зависит от давления и температуры, для капельных жидкостей она уменьшается при повышении температуры, а для газов – наоборот. При увеличении давления вязкость газов уменьшается, а вязкость жидкостей от изменения давления практически не зависит.

#### 1.4 Особые свойства воды

В понятие «вода» следует включать не только вещества, состоящие из молекул  $\text{H}_2\text{O}^{16}$ , но и другие комбинации изотопов водорода и кислорода, которых существуют еще 35. В естественной воде молекулы  $\text{H}_2\text{O}^{16}$  составляют 99,7%, но это не значит, что влияние других видов молекул на свойства воды можно не учитывать.

Вода при разных температурах и давлениях может находиться в твердом (лед), жидком и газообразном (пар) состояниях. При уменьшении температуры от 4 до  $0^\circ\text{C}$  объем воды не уменьшается, как у всех других веществ (кроме висмута), а увеличивается. Плотность воды, имеющая максимум при  $4^\circ\text{C}$ , при этом уменьшается, при замерзании объем воды увеличивается приблизительно на 10%. Температура замерзания воды с увеличением давления до 19,6 МПа снижается, после чего начинает повышаться.

Конвекция в водоемах с пресной водой прекращается при  $4^\circ\text{C}$ . При этой температуре в нижних слоях находится вода с большей

плотностью, чем в верхних. Морская вода замерзает при температуре минус 1,9°C, а вода в капиллярах в почве может замерзать и при температуре 4,4°C.

Вода имеет теплоемкость, большую чем у железа в 10 раз, чем у ртути – в 33 раза, чем у спирта и глицерина – в 3,3 раза. Теплоемкость других жидкостей с увеличением температуры увеличивается, вода же имеет минимальное значение теплоемкости при 35°C. Наличие минимума объясняется разрушением ассоциаций (групп) молекул воды при данной температуре.

При конденсации влаги (образовании тумана) выделяется значительное количество теплоты, что используют в установках искусственного тумана, которые кроме орошения можно использовать для защиты растений от заморозков.

В связи с наличием в воде растворенного воздуха, богатого кислородом, и ряда агрессивных компонентов, вода может вызывать коррозию материалов и сооружений. Растворенные в воде соли и взвешенные в ней твердые части приводят к «заростанию» стенок трубопроводов, в результате чего пропускная способность таких труб существенно уменьшается.

Обработку воды действием магнитного поля применяют для борьбы с образованием накипи и для предотвращения коррозии в котлах и опреснительных установках, а также для ускорения осаждения суспензий при очистке воды. Механизм влияния магнитного поля на свойства воды пока изученный недостаточно, хотя получены данные об увеличении скорости фильтрации воды, прошедшей обработку в магнитном поле и об ускорении схватывания бетонов, в состав которых входит такая вода.

### **Вопросы для самоконтроля:**

1. Каковы главные отличия жидкостей от твердых тел и газов?
2. Что называется плотностью жидкости? От чего она зависит и в каких единицах измеряется?
3. Какие виды механических напряжений действуют в жидкости?
4. Что такое вязкость жидкости? Какая связь между динамической и кинематической вязкостями? В каких единицах измеряются данные величины?
5. В чем состоит основное отличие между ньютоновской и неньютоновской жидкостями?
6. Какова природа явления поверхностного натяжения?
7. В чем заключаются особенные свойства воды?

## САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 1

**Пример решения задачи 1.** Определить величину изменения давления в герметично закрытом баллоне с водой при изменении ее температуры с 10 до 20°C. Материал баллона считать абсолютно жестким.

### Решение

Если бы баллон не был закрыт герметично, то повышение температуры привело бы к увеличению объема на величину

$$\Delta V = \beta_t \cdot V \cdot \Delta t,$$

в результате чего конечный объем стал бы равным

$$V_1 = V + \Delta V.$$

Поскольку объем измениться не может, результатом становится увеличение давления на поверхности жидкости, которое можно найти из определения коэффициента сжатия

$$\beta_p = \frac{\Delta V}{V_1} \cdot \frac{1}{\Delta P} \Rightarrow \Delta P = \frac{\Delta V}{V_1} \cdot \frac{1}{\beta_p}.$$

Подставляем в данную формулу воображаемый конечный объем

$$\Delta P = \frac{\beta_t \cdot V \cdot \Delta t}{(V + \beta_t \cdot V \cdot \Delta t)} \cdot \frac{1}{\beta_p} = \frac{\beta_t \cdot \Delta t}{(1 + \beta_t \cdot \Delta t) \cdot \beta_p}.$$

Величина изменения температуры

$$\Delta t = 20 - 10 = 10^\circ \text{C},$$

а соответствующие коэффициенты

$$\beta_t = 150 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}, \quad \beta_p = 5,0 \cdot 10^{-10} \text{ } 1/\text{Па}.$$

Подставляем числовые значения в расчетную формулу

$$\Delta P = \frac{150 \cdot 10^{-6} \cdot 10}{(1 + 10 \cdot 150 \cdot 10^{-6}) \cdot 5 \cdot 10^{-10}} = 300\,000 \text{ Па} = 0,3 \text{ МПа}.$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Определить массу бензина в цилиндрическом резервуаре диаметром  $d = 0,3$  м и высотой  $h = 0,4$  м при температуре 20°C. Степень заполнения резервуара составляет 90%.

### Решение

По *Приложению Б* находим плотность бензина при температуре 20°C –  $\rho_b = 730 \text{ кг/м}^3$ , после чего определяем объем, занимаемый бензином в резервуаре

$$V = 0,9V_{\text{рез}} = 0,9 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot h = \frac{0,9 \cdot 3,14 \cdot 0,3^2 \cdot 0,4}{4} = 0,025 \text{ м}^3.$$

Находим массу бензина

$$m = \rho \cdot V = 730 \cdot 0,025 = 18,25 \text{ кг}.$$

Задача решена.

## Задания к самостоятельной работе № 1

### Варианты 1 – 15

Определить массу жидкости в цилиндрическом резервуаре диаметром  $d$  и высотой  $h$  при температуре  $20^{\circ}\text{C}$ . Степень заполнения резервуара составляет  $\varepsilon$ .

Таблица исходных данных

№ варианта	Жидкость	$d$ , мм	$h$ , мм	$\varepsilon$ , %
1	Вода пресная	200	1000	95
2	Вода морская	300	1100	90
3	Бензин	320	1200	85
4	Керосин	340	1300	95
5	Масло веретенное	280	1400	90
6	Масло промышленное	260	1500	85
7	Масло трансформаторное	220	1450	95
8	Масло гидравлическое	190	1350	90
9	Скипидар	170	1250	85
10	Спирт этиловый	150	1150	95
11	Нефть	140	1050	90
12	Воздух	130	950	85
13	Бензин	120	850	95
14	Керосин	110	900	90
15	Нефть	100	1000	85

### Варианты 16 – 25

Определить величину изменения температуры и конечную температуру в герметично закрытом баллоне с жидкостью, если ее давление изменилось на величину  $\Delta P$ . Материал баллона считать абсолютно жестким, начальная температура жидкости  $t_0$ .

Таблица исходных данных

№ варианта	Жидкость	$\Delta P$ , кПа	$t_0$ , $^{\circ}\text{C}$
16	Керосин	5	20
17	Сжиженный газ	10	15
18	Бензин	15	10
19	Керосин	20	20
20	Спирт этиловый	25	15
21	Бензин	30	10
22	Вода	28	20
23	Сжиженный газ	26	15
24	Бензин	24	10
25	Керосин	22	20

## ТЕМА 2. ГИДРОСТАТИКА

### 2.1 Общие определения гидростатики

**Гидростатика** – раздел гидравлики, в котором изучается жидкость, находящаяся в относительном покое.

**Равновесное состояние жидкости** – состояние, при котором на выделенную массу жидкости не действуют внешние силы или их действие взаимно компенсируется. Тогда все частицы этой массы остаются неподвижными относительно выбранной системы координат, то есть находятся в состоянии покоя или движутся равномерно и прямолинейно, а их взаимное расположение остается постоянным.

В случае действия внешних сил в жидкости или возникают напряжения (равновесное состояние сохраняется) или она переходит в состояние движения. В жидкости могут действовать два типа сил:

– **массовые (объемные) силы** – это внешние силы, пропорциональные массе жидкости, находящейся в выделенном объеме (рис. 2.1, а). К таким силам относятся силы тяжести и инерции, а также архимедова сила;

– **поверхностные силы** – это силы давления, действующие на поверхность данного тела и пропорциональные площади данной поверхности (рис. 2.1, б).

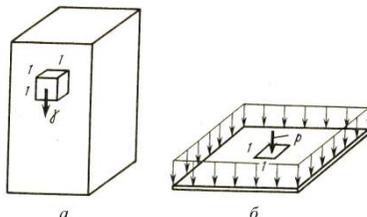


Рисунок 2.1 – Классификация внешних сил: а – объемные; б – поверхностные

Для того, чтобы жидкость находилась в состоянии покоя, необходимо, чтобы силы, действующие на ее граничной поверхности, были направлены под углом  $90^\circ$  к этой поверхности. Ведь жидкости хорошо сопротивляются усилиям сжатия, но из-за свойства текучести не способны оказывать сопротивление сдвигу.

**Гидростатическое давление** в данной точке жидкости – упругое сжатие (механическое напряжение), возникающее в жидкости под действием внешних сил.

$$p = \frac{dF}{d\omega}, \quad (2.1)$$

где  $dF$  – элементарная сила, Н;  $d\omega$  – элементарная площадь,  $\text{м}^2$ .

*Гидростатическое давление* представляет собой одну из основных величин гидравлики, единицей его измерения является Паскаль (Па) – давление, создаваемое силой в 1 Н, которая равномерно распределена по поверхности площадью 1 м<sup>2</sup>. На практике часто также используются внесистемные единицы: атмосфера и миллиметр ртутного или водяного столба:

$$1 \text{ ат} = 98\,000 \text{ Па} = 783,2 \text{ мм. рт. ст.};$$

$$1 \text{ Па} = 0,102 \text{ мм. вод. ст.} = 0,0075 \text{ мм. рт. ст.}$$

Данная величина характеризуется следующими свойствами:

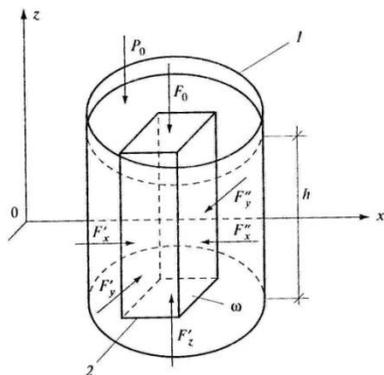
- гидростатическое давление всегда направлено со стороны жидкости по нормали к той поверхности, на которую оно действует;
- для любой точки жидкости гидростатическое давление одинаково по всем направлениям.

Из последнего свойства вытекает следствие: поскольку любая точка определяется ее координатами, то гидростатическое давление в точке зависит от координат данной точки

$$P = f(x, y, z) \quad (2.2)$$

## 2.2 Основное уравнение гидростатики и закон Паскаля

Выделим из жидкости (рис.2.2), заполняющей в состоянии покоя резервуар 1, параллелепипед 2 с основанием  $\omega$  и высотой  $h$ , равной глубине жидкости в резервуаре. На поверхности жидкости в резервуаре в условиях земного притяжения действует давление  $P_0$ .



Поскольку жидкость находится в равновесии, то силы на боковых гранях уравновешиваются, а сила, действующая на дно параллелепипеда, уравновешивается силой  $F_0$  и силой тяжести жидкости, находящейся в объеме параллелепипеда

$$F'_z = F_0 + \gamma \omega h$$

Рисунок 2.2 – К определению гидростатического давления

Разделив обе части уравнения на  $\omega$ , получаем основное уравнение гидростатики

$$P = P_0 + \gamma \cdot h, \quad (2.3)$$

где  $P$  – гидростатическое давление на глубине  $h$ , Па;  $P_0$  – внешнее давление на поверхности жидкости, Па;  $\gamma h$  – избыточное давление, Па.

*Поверхностью равного давления* называется поверхность, в каждой точке которой величина гидростатического давления одинакова ( $P = \text{const}$ ), например поверхность раздела жидкой и газовой фаз. Ее также называют свободной поверхностью и обозначают перевернутым треугольником (набла). Абсолютное гидростатическое давление в жидкости на глубине  $h$  определяется уравнением (2.3), поэтому для поверхности равного давления при постоянном внешнем давлении ( $P_0 = \text{const}$ ) получаем

$$\gamma \cdot h = \text{const}. \quad (2.4)$$

Уравнение (2.4) определяет положение поверхности равного давления для жидкости, покоящейся в условиях Земли: любая горизонтальная поверхность в пределах жидкости является поверхностью равного давления или поверхностью уровня.

Из основного уравнения (2.3) следует, что в случае изменения внешнего давления  $P_0$  во всех точках жидкости, находящейся в равновесии, давление  $P$  изменится на ту же величину. Это свойство жидкости носит название **закона Паскаля**: внешнее давление на свободной поверхности жидкости, находящейся в равновесии, передается во все точки жидкости без изменения по всем направлениям.

В уравнении (2.3) проведем замену

$$h = z_0 - z,$$

тогда для произвольной точки  $A$  (рис. 2.3)

$$P = P_0 + \gamma \cdot (z_0 - z), \quad (2.5)$$

где  $z$  – координата произвольной точки  $A$ , м;  $z_0$  – координата свободной поверхности, м.

Раскрыв скобки, разделив обе части на  $\gamma$  и выполнив перестановку слагаемых, получим вторую форму основного уравнения гидростатики

$$z + \frac{P}{\gamma} = z_0 + \frac{P_0}{\gamma}, \quad (2.6)$$

в котором каждое из слагаемых имеет размерность длины (м).

Величину  $H$  (рис. 2.3) называют гидростатическим напором. Эта величина одинакова для любой точки жидкости, находящейся в резервуаре с постоянными  $z_0$  и  $P_0$ . Плоскость  $xOz$  называют плоскостью сравнения или начальной плоскостью. Понятие «напор»

означает удельную энергию (потенциальную энергию, приходящуюся на 1 Н жидкости) и может применяться вместе со словом «высота», поскольку имеет ту же размерность.

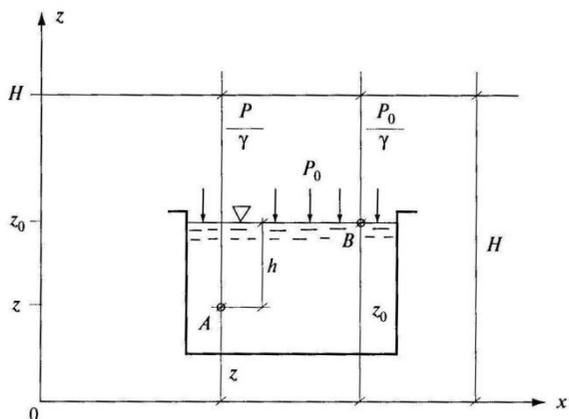


Рисунок 2.3 – К выводу второй формы основного уравнения гидростатики

### 2.3. Абсолютное и избыточное давление

Для жидкости в состоянии покоя, согласно (2.3) возможны три случая действия внешнего давления  $P_0 > P_a$ ;  $P_0 < P_a$  и  $P_0 = P_a$ .

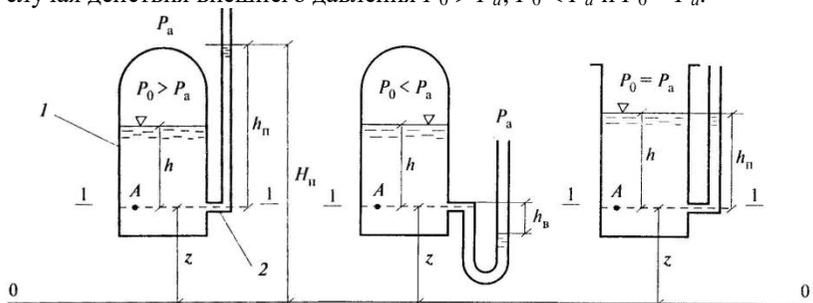


Рисунок 2.4 – Разные случаи величины внешнего давления: а –  $P_0 > P_a$ ; б –  $P_0 < P_a$ ; в –  $P_0 = P_a$ ; 0-0 – плоскость сравнения; 1-1 – плоскость уровня точки  $A$

На рис. 2.4, а показан закрытый резервуар с жидкостью, на свободной поверхности которой создано давление  $P_0 > P_a$ . Для измерения давления со стороны резервуара на высоте  $h$  от поверхности установлен пьезометр (трубка с открытым верхним концом). Под

действием давления в резервуаре вода в пьезометре поднимается на высоту  $h_n$ , а на ее поверхности будет давление  $P_a$ .

Абсолютное гидростатическое давление в точке  $A$

$$P_A = P_0 + \gamma \cdot h,$$

с другой стороны, для любой точки уровня 1-1 давление

$$P_A = P_a + \gamma \cdot h_n.$$

Приравняв правые части, получаем избыточное давление

$$P_{из} = P_A - P_a \quad (2.7)$$

и пьезометрический напор

$$h_n = \frac{P_{из}}{\gamma} = \frac{P_A - P_a}{\gamma}. \quad (2.8)$$

В данном случае избыточное давление положительно и имеет специальное название (манометрическое давление) по названию приборов – манометров, измеряющих, как правило, только избыточное давление.

На рис. 2.4, б показан закрытый резервуар с жидкостью, на свободной поверхности которой создано давление  $P_0 < P_a$ . Для измерения давления со стороны резервуара на глубине  $h$  от поверхности установлен обратный пьезометр ( $U$ -образная трубка с открытым верхним концом). Абсолютное гидростатическое давление в точке  $A$

$$P_A = P_0 + \gamma \cdot h,$$

а для любой точки уровня 1-1 давление со стороны пьезометра

$$P_A = P_a - \gamma \cdot h_в.$$

В этом случае избыточное давление отрицательно и поэтому имеет название *вакуум*

$$P_{вак} = P_a - P_A, \quad (2.9)$$

а вакуумметрическая высота

$$h_в = \frac{P_{вак}}{\gamma} = \frac{P_a - P_A}{\gamma}. \quad (2.10)$$

На рис. 2.4, в показан открытый резервуар, заполненный жидкостью, на свободной поверхности которой давление  $P_0 = P_a$ . Для измерения давления на глубине  $h$  установлен пьезометр, уровень жидкости в котором поднимется до уровня свободной поверхности жидкости в резервуаре. Согласно (2.3)

$$P_A = P_a + \gamma \cdot h,$$

а с другой стороны

$$P_A = P_a + \gamma \cdot h_n,$$

поэтому избыточное давление равно весовому.

Последняя схема является основной для условий строительного производства, водоподающей и водоочистной систем. Особенностью этой схемы является то, что внешнее давление для расчетных случаев известно, поэтому основной расчетной величиной является избыточное давление. В расчетной практике под гидростатическим давлением в точке часто понимают величину избыточного давления.

## 2.4 Эпюры гидростатического давления

Во многих задачах нужно знать, как действует гидростатическое давление в каждой точке поверхности произвольной конструкции. Графическое изображение изменения гидростатического давления вдоль исследуемой поверхности называется *эпюрой давления*. Для построения эпюры гидростатического давления воды на плоскую поверхность в крайних точках этой поверхности в виде стрелок проводят перпендикуляры со стороны жидкости, полученную область штрихуют стрелками, направленными к данной поверхности (рис. 2.5). Каждая такая стрелка изображает в масштабе значение гидростатического давления в точке, к которой направлена. Чаще всего откладывают значения манометрического или избыточного давления. Концы перпендикуляров соединяют прямой линией, так как изменение давления вдоль плоской поверхности имеет линейный характер.

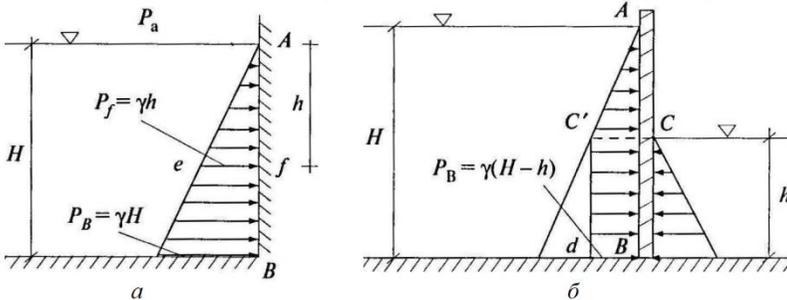


Рисунок 2.5 – Эпюры гидростатического давления: *а* – на вертикальную стенку; *б* – построение результирующей эпюры

На рис. 2.5, *а* показан пример эпюры гидростатического давления, действующего на вертикальную боковую стенку бассейна

глубины  $H$ , заполненного водой. Значение избыточного давления  $P = \gamma \cdot H$ , в точке  $A$   $h = 0$ , а в точке  $B$   $h = H$ . Соединив концы стрелок-перпендикуляров прямой линией и заштриховав полученный треугольник стрелками, имеем эпюру избыточного давления на поверхности  $AB$  бассейна. Движение стрелки  $ef$  на эпюре выражает в масштабе значения манометрического давления в точке  $f$  стенки бассейна на глубине  $h$ .

На рис. 2.5, б показана результирующая эпюра избыточного давления  $AC'DB$  на щит, перегородивающий канал глубины  $H$  перед щитом и глубины  $h$  – за ним.

*Центр давления* – точка приложения результирующей силы давления жидкости на любую поверхность. Центр масс треугольника (рис. 2.5) всегда находится на расстоянии трети медианы от данной стороны

$$y_c = \frac{AB}{3}. \quad (2.11)$$

*Гидростатический парадокс* – несмотря на разную форму сосудов на рис. 2.6, сила давления в точке  $C$  на дно каждого из них будет одинакова (при одинаковой площади дна), хотя вес жидкости в каждом сосуде разный.

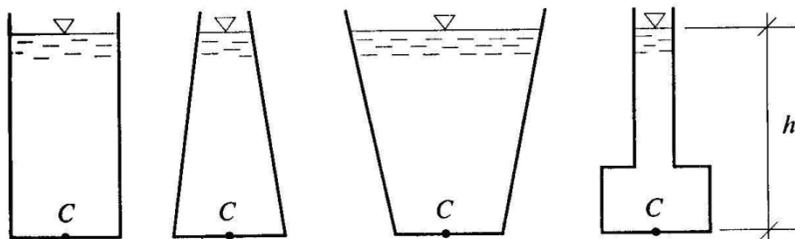


Рисунок 2.6 – Гидростатический парадокс

## 2.5 Плавание тел, закон Архимеда

Рассмотрим полностью погруженное в жидкость твердое тело, объем которого  $V$ , а форма такова, что любая прямая пересекает поверхность этого тела только в двух точках. Горизонтальные составляющие  $P_x$  и  $P_y$  взаимно уравновешиваются, а вертикальная составляющая равна весу жидкости в объеме данного тела.

**Закон Архимеда:** сила давления жидкости в состоянии покоя на погруженное в нее тело равна весу жидкости в объеме, вытесненной телом, направлена по вертикали вверх и приложенная в центре тяжести данного объема

$$P_z = \rho \cdot g \cdot V_T. \quad (2.12)$$

Объем жидкости  $V$ , вытесненной телом, называется *водоизмещением*. При полном погружении тела водоизмещение равно объему тела ( $V = V_T$ ), при неполном погружении  $V < V_T$ . В таком случае архимедова сила

$$P_z = \rho \cdot g \cdot V.$$

Тело плавает в жидкости, когда вес тела равен силе Архимеда

$$G_T = P_z = \rho \cdot g \cdot V,$$

если же вес больше архимедовой силы, то тело тонет, а если меньше – всплывает. Плавание тела может быть подводным (тело погружено полностью) или надводным. При подводном плавании плотности тела и жидкости одинаковы.

### **Вопросы для самоконтроля:**

1. Гидростатическое давление – это векторная или скалярная величина?
2. В каких единицах измеряется давление?
3. Чему равняется атмосферное давление? Чем оно вызвано?
4. Что такое абсолютное, весовое или избыточное давление?
5. Запишите выражение основного уравнения гидростатики. В каких условиях оно имеет место?
6. Что представляет собой поверхность равного давления? Как записывается ее уравнение?
7. При каких условиях движущаяся жидкость находится в равновесии?

## **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1 ИССЛЕДОВАНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ПОКОЯ ЖИДКОСТИ ВО ВРАЩАЮЩЕМСЯ СОСУДЕ**

**Цель работы:** экспериментальная проверка теоретических расчетов координат точек свободной поверхности вращающейся жидкости.

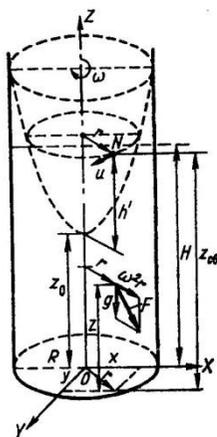
### **Теоретическая часть**

Цилиндрический сосуд, заполненный до определенного уровня жидкостью, вращается равномерно вокруг своей вертикальной оси. Благодаря силам трения стенки сосуда при вращении увлекают за собой жидкость, и через некоторое время вся жидкость начинает вращаться вместе с сосудом с той же угловой скоростью, находясь в покое по отношению к стенкам. Для исследования относительного покоя жидкости применяют уравнения Эйлера.

В данном случае объемная сила, входящая в эти уравнения, будет состоять из силы тяжести и центробежной силы, которая направлена перпендикулярно к оси вращения (рис. 2.7). Теоретические

исследования показывают, что в случае круглого цилиндрического сосуда, равномерно вращающегося вокруг своей вертикальной оси, свободная поверхность жидкости в этом сосуде имеет вид параболоида вращения с вертикальной осью, совпадающей с осью сосуда.

Линией пересечения искомой свободной поверхности с вертикальной плоскостью, проведенной по оси сосуда, то есть кривой свободной поверхности жидкости, является парабола с вертикальной осью.



Координаты точек параболической свободной поверхности относительно горизонтальной плоскости, проходящей через нижнюю точку свободной поверхности по отношению к горизонтальной плоскости находят по теоретической зависимости, полученной из уравнения Эйлера.

$$z = \frac{\omega^2}{2g} r^2, \quad (1)$$

где  $r$  – кратчайшее расстояние от данной точки свободной поверхности до оси вращения, м;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;  $g$  – ускорение силы тяжести ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ).

Рисунок 2.7 – К выводу расчетной формулы

### Описание лабораторной установки

Установка для исследования относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде реализована в настольном исполнении. Установка имеет литой корпус, сосуд с минеральным маслом, червячный редуктор, блок управления, устройство измерения ординат кривой свободной поверхности жидкости и электропривод с элементами коммутации.

Схема установки представлена на рис. 2.8. Цилиндрический сосуд заполнен на 60% высоты минеральным техническим маслом и приводится во вращение электрическим двигателем через червячный редуктор ( $U = 14 \text{ В}$ ). При равномерном вращении сосуда вокруг вертикальной оси свободная поверхность жидкости в сосуде принимает форму параболоида вращения.

Работа на установке заключается в экспериментальном измерении координат точек кривой свободной поверхности жидкости в диаметральной плоскости сосуда с последующим сопоставлением их со значениями координат, найденных расчетным путем. Для

измерения этих координат предназначено измерительное устройство, содержащее измерительную иглу 3 и каретку. При вращении рукоятки 5 каретка, а, следовательно, и измерительная игла, перемещаются в горизонтальном направлении. Отсчет перемещений (в правую или левую стороны) регистрируется по шкалам, размещенным на направляющей.

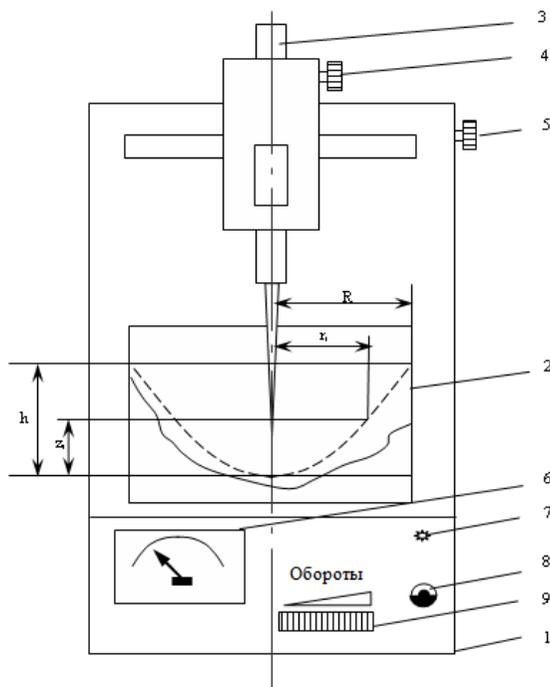


Рисунок 2.8 – Схема установки для исследования относительного покоя жидкости во вращающемся сосуде: 1 – корпус установки; 2 – вращающийся сосуд; 3 – измерительная игла; 4 – рукоятка вертикального перемещения иглы; 5 – рукоятка горизонтального передвижения каретки; 6 – микроамперметр; 7 – сигнальная лампа; 8 – переключатель; 9 – диск-регулятор «Обороты»

Вертикальное перемещение измерительной иглы осуществляется при вращении рукоятки 4. На поверхности измерительной иглы нанесена шкала, по которой регистрируют вертикальные координаты свободной поверхности жидкости. Точность отсчета вертикальных перемещений не менее 0,5 мм.

Для расширения возможностей исследования в конструкции установки предусмотрено регулирование частоты вращения сосуда с жидкостью в пределах 10...15 рад/с и, как следствие, получение семейства параболических кривых свободной поверхности жидкости. На передней панели установки расположен переключатель, осуществляющий включение - выключение электропривода установки, лампочка, сигнализирующая о включении и выключении напряжения в сети, микроамперметр для оценки изменения частоты вращения сосуда с жидкостью; диск-регулятор «Обороты» для изменения частоты вращения сосуда с жидкостью. На задней стенке установки под съемной крышкой с надписью «Предохранители» расположены два предохранителя. Там же выведен шнур питания установки с вилкой. Питание установки осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 В и частотой 50 Гц.

### **Порядок выполнения работы**

1. Включить тумблер передней панели управления. Напряжение сети подать на электродвигатель установки, который приводит во вращение сосуд 2, после чего, вращая диск-регулятор «Обороты» 9, установить определенную частоту вращения сосуда. При этом следует выбирать такую частоту вращения сосуда, при которой свободная поверхность жидкости не пересекает дно сосуда.

2. При заданной частоте вращения сосуда измерить высоту параболоида вращения  $h$ . Для этого вращением рукоятки 5 измерительную иглу 3 установить в нулевое положение (отметка «0» по горизонтальной шкале), после чего вращением рукоятки 4 на каретке, измерительную иглу опустить до соприкосновения ее острия со свободной поверхностью жидкости и произвести отсчет показания по нониусу вертикальной шкалы ( $h_n$ ). Далее вращением рукояток 4 и 5 острие измерительной иглы переместить к верхнему краю параболоида и снять отсчет по вертикальной шкале ( $h_0$ ). Разница этих величин дает высоту параболоида вращения:

$$h = h_n - h_0, \text{ м.} \quad (2)$$

3. Измерить координаты свободной поверхности жидкости во вращающемся сосуде  $z_i$ . Для этого вращением рукояток 4 и 5 измерительную иглу установить в нулевое положение и опустить до касания ее с жидкостью, после чего записать результат по нониусу вертикальной шкалы ( $r_i$ ). Затем иглу поднять вверх, переместить в горизонтальном направлении (влево или вправо от оси сосуда) на 1 см и снова опустить до соприкосновения ее острия со свободной поверхностью. В этом положении записать показания по вертикальной

и горизонтальной шкалам. Аналогично проводятся измерения координат ряда других точек свободной поверхности жидкости (7...8 точек). По результатам измерений (табл. 1) строится график  $z_i = f(r)$ .

4. Определить угловую скорость вращения сосуда

$$h = \frac{\omega^2 R^2}{2g} \rightarrow \omega = \sqrt{\frac{2gh}{R^2}}, \quad (3)$$

где  $R$  – радиус сосуда, м.

5. По формуле (1) для каждой экспериментальной точки по ее  $r_i$  и известной  $\omega$  находят  $z_T$ , результаты расчетов заносят в табл. 2.

6. По результатам расчетов (табл. 2) строят график

$$z_T = f(r).$$

7. Расхождение между теоретическими и экспериментальными значениями определить по формуле:

$$\Delta = \frac{z_T - z_i}{z_i} \cdot 100\% . \quad (4)$$

*Таблица 1 – Результаты измерений*

<i>Номера точек</i>	<i>Отсчет по горизонтальной шкале, <math>r_i</math>, см</i>	<i>Отсчет по вертикальной шкале, <math>z_i</math>, см</i>
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

*Таблица 2 – Результаты расчетов*

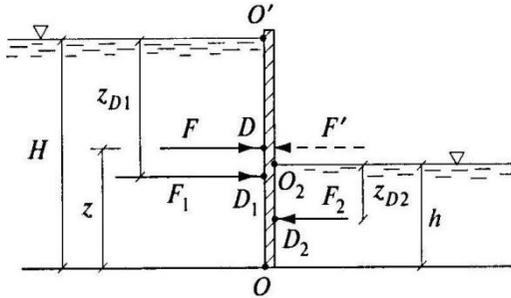
<i>Номера точек</i>	<i>Расстояние от точки до оси вращения, <math>r_i</math>, см</i>	<i>Расчетное значение, <math>z_T</math>, см</i>
1		
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		

### Контрольные вопросы:

1. Что называется поверхностью равного давления?
2. Чему равна сила давления жидкости на боковую стенку?
3. Как определяется сила давления жидкости на боковую криволинейную поверхность?
4. Как определить угловую скорость вращения сосуда по его размерам и размерам параболоида вращения?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 2

**Пример решения задачи 1.** Плоский щит перегораживает прямоугольный канал ширины  $b = 10$  м. Глубина воды перед щитом  $H = 5$  м, а за щитом  $h = 2$  м. Определить силу избыточного гидростатического давления на щит и точку ее приложения.



### Решение

Сила избыточного давления перед затвором

$$F_1 = \gamma \cdot V = \gamma \cdot h_c \cdot b \cdot H = 9800 \cdot 2,5 \cdot 10 \cdot 5 = 1,225 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Центр давления данной силы находится на глубине

$$z_{D1} = z_c + \frac{J_c}{z_c \cdot \omega} = \frac{H}{2} + \frac{b \cdot H^3 / 12}{\frac{H}{2} \cdot b \cdot h} = \frac{5}{2} + \frac{10 \cdot 5^3 / 12}{\frac{2}{2} \cdot 10 \cdot 5} = 3,33 \text{ м.}$$

Сила избыточного давления за затвором

$$F_2 = \gamma \cdot h_c \cdot b \cdot h = 9800 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 2 = 0,196 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Центр давления данной силы находится на глубине

$$z_{D2} = \frac{h}{2} + \frac{b \cdot h^3 / 12}{\frac{h}{2} \cdot b \cdot h} = \frac{2}{2} + \frac{10 \cdot 2^3 / 12}{\frac{2}{2} \cdot 10 \cdot 2} = 1,33 \text{ м.}$$

Результирующая сила давления

$$F = F_1 - F_2 = 1,225 - 0,196 = 1,029 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Точка приложения данной силы определяется из уравнения моментов относительно точки  $O$

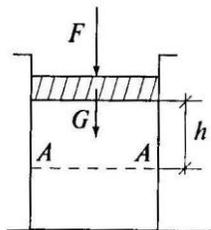
$$\Sigma M_o = 0; \quad F_1(H - z_{D1}) = F_2(H - z_{D2}) - F'z.$$

Тогда координаты точки приложения

$$z = \frac{F_1(H - z_{D1}) - F_2(H - z_{D2})}{F} = \frac{1,225(5 - 3,33) - 0,196(2 - 1,33)}{1,029} = 1,86 \text{ м.}$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Определить величину избыточного давления  $P_{изб}$  на уровне  $A-A$ , находящемся на глубине  $h = 1$  м в цилиндре диаметра  $D = 1$  м, заполненном водой при температуре  $20^\circ\text{C}$ . На поршень массой  $m = 50$  кг действует сила  $F = 1\,000$  Н.



### Решение

Находим площадь поперечного сечения

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1^2}{4} = 0,785 \text{ м}^2.$$

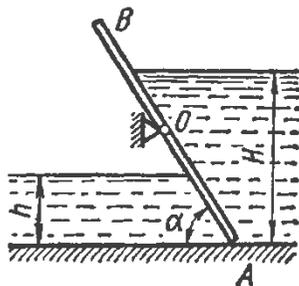
Из определения избыточного давления имеем

$$P_{изб} = \frac{F_{внеш}}{\omega} = \frac{F + mg}{\omega} = \frac{1000 + 50 \cdot 9,8}{0,785} = 11\,708 \text{ Па} = 11,71 \text{ кПа.}$$

Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 2

Варианты 1 – 5



Прямоугольный щит  $AB$  ирригационного канала может свободно вращаться вокруг оси  $O$ . Уровень воды слева от щита равен  $h$ . Пренебрегая трением и весом щита, найти положение оси  $B$ , при котором при уровне  $H$  воды слева щит будет находиться в состоянии предельного равновесия. Угол, который образует щит с горизонталью, равен  $\alpha$ .

Таблица исходных данных

№ вар.	$h$ , м	$H$ , м	$\alpha$ , °
1	18	3	15
2	19	4	30
3	20	5	45
4	21	5,5	60
5	22	6	0

Варианты 6 – 15

Цилиндрический резервуар 1 с полусферическими верхней и нижней крышками радиуса  $R$  имеет боковой люк диаметром  $d_0$ , закрытый плоской крышкой. Вода находится под напором  $H_1$  и давлением воздуха на свободной поверхности  $P_M$  (избыточное давление). Определить: силы давления на верхнюю, нижнюю и боковую крышки резервуара 1 и давление на входе в трубопровод при закрытом кране. Построить эпюры гидростатического давления на внутренние поверхности резервуара 1, графически определить точку приложения силы гидростатического давления на плоский боковой люк.

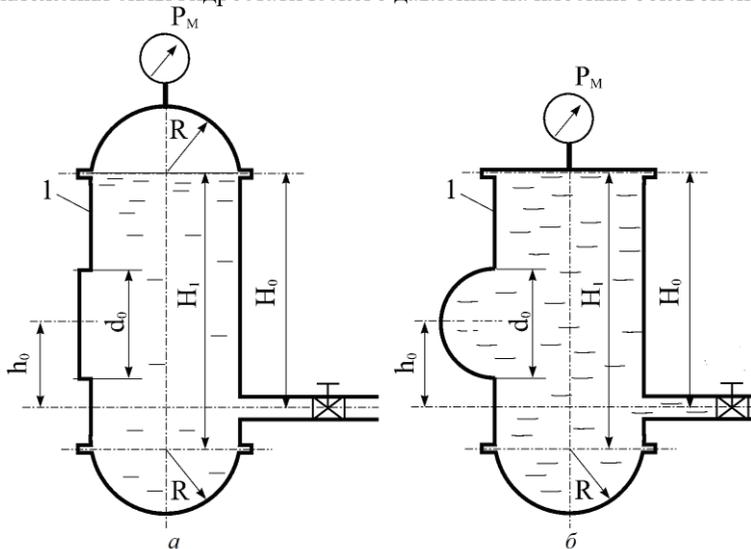


Таблица исходных данных

№ варианта	$P_M$ , МПа	$H_1$ , м	$H_0$ , м	$h_0$ , м	$R$ , м	$d_0$ , м	Схема
6	0,1	6,0	5,0	4,0	2,8	0,50	<i>a</i>
7	0,2	5,5	4,5	3,5	2,6	0,55	<i>б</i>
8	0,3	5,0	4,0	3,0	2,4	0,60	<i>a</i>
9	0,4	4,5	3,5	2,5	2,2	0,65	<i>б</i>
10	0,5	4,0	3,0	2,0	2,0	0,70	<i>a</i>
11	0,6	3,5	2,5	1,5	1,8	0,65	<i>б</i>
12	0,7	3,0	2,0	1,0	1,6	0,60	<i>a</i>
13	0,8	3,5	2,0	1,0	1,4	0,55	<i>б</i>
14	0,9	4,0	2,0	1,0	1,2	0,50	<i>a</i>
15	1,0	4,5	1,5	0,5	1,0	0,45	<i>б</i>

Варианты 16 – 25

Цилиндрический резервуар 1 с полусферическими верхней и нижней крышками радиуса  $R$  имеет боковой люк диаметра  $d_0$ , закрытый плоской крышкой. Вода находится под напором  $H_1$  и давлением воздуха на свободной поверхности  $P_M$  (избыточное давление). Определить: силы давления на верхнюю, нижнюю и боковую крышки резервуара 1 и давление на входе в трубопровод при закрытом кране. Построить эпюры гидростатического давления на внутренние поверхности резервуара 1, графически определить точку приложения силы гидростатического давления, действующего на плоский боковой люк.

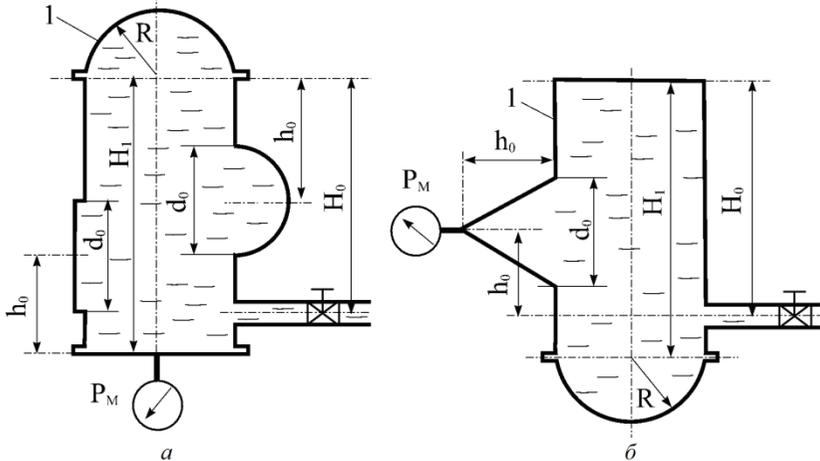


Таблица исходных данных

№ варианта	$P_M$ , МПа	$H_1$ , м	$H_0$ , м	$h_0$ , м	$R$ , м	$d_0$ , м	Схема
16	1,0	4,2	3,5	0,5	1,0	0,45	<i>a</i>
17	0,5	4,0	2,0	1,5	2,4	0,65	<i>б</i>
18	0,6	4,1	2,5	1,0	2,2	0,60	<i>a</i>
19	0,7	4,5	3,5	1,0	2,0	0,55	<i>б</i>
20	0,8	4,6	4,5	1,0	1,8	0,50	<i>a</i>
21	0,9	4,5	2,0	0,5	1,6	0,45	<i>б</i>
22	0,4	4,7	2,0	1,5	2,0	0,5	<i>a</i>
23	0,3	4,5	3,0	2,5	2,2	0,55	<i>б</i>
24	0,2	5,1	4,0	2,5	2,4	0,6	<i>a</i>
25	0,7	5,0	2,0	1,5	1,8	0,7	<i>б</i>

## ТЕМА 3. КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ЖИДКОСТИ

### 3.1 Методы описания движения жидкости, уравнение неразрывности

Как известно, движение материальной точки описывается уравнениями движения в конечном виде

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}(t) \text{ или } x = x(t), y = y(t), z = z(t) \quad (3.1)$$

где  $\mathbf{r}$  – радиус-вектор точки в выбранной системе координат, м;  $x, y, z$  – координаты точки, м.

Если часть сплошной среды рассматривать как материальную точку, то последние уравнения опишут ее движение. Сплошная среда, непрерывным образом заполняющая пространство или его часть, состоит из бесконечного числа точек, следовательно, чтобы описать движение всех точек среды с помощью уравнений (3.1), необходимо ввести в них параметры, характеризующие ту или иную точку среды. Пусть параметром, характеризующим отдельную точку среды, будет постоянный вектор

$$\vec{r}_0 = a\vec{i} + b\vec{j} + c\vec{k}.$$

Тогда уравнение движения точек сплошной среды запишется в виде

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= \mathbf{r}(r_0, t), \\ x &= x(a, b, c, t), y = y(a, b, c, t), z = z(a, b, c, t) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Функция будет непрерывной по времени  $t$  и будет иметь непрерывные первые и, как правило, вторые производные по времени. Кроме того, эта функция, поскольку она описывает упорядоченные движения сплошной среды, должна быть непрерывной по  $a, b, c$  и также иметь непрерывные частные производные по  $a, b, c$ . Чтобы найти скорость и ускорение какой-либо точки среды, нужно взять производные по времени от уравнений (3.2), учитывая, что  $a, b$  и  $c$  – константы. Запишем векторы скорости и ускорения в виде

$$\vec{v} = \frac{\partial \vec{r}(\vec{r}_0, t)}{\partial t} \quad \text{и} \quad \vec{a} = \frac{\partial^2 \vec{r}(\vec{r}_0, t)}{\partial t^2} \quad (3.3)$$

Соответственно, проекции этих векторов на координатные оси

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{\partial x(a, b, c, t)}{\partial t}, \quad v_y = \frac{\partial y(a, b, c, t)}{\partial t}, \quad v_z = \frac{\partial z(a, b, c, t)}{\partial t}; \\ a_x &= \frac{\partial^2 x(a, b, c, t)}{\partial t^2}, \quad a_y = \frac{\partial^2 y(a, b, c, t)}{\partial t^2}, \quad a_z = \frac{\partial^2 z(a, b, c, t)}{\partial t^2}. \end{aligned}$$

Способ представления движения (3.2) сплошной среды с помощью векторного параметра (скалярных параметров  $a, b$  и  $c$ ), характеризующего отдельные точки, носит название метода Лагранжа, а вектор  $\mathbf{r}$  и параметры  $a, b$  и  $c$  носят название *переменных Лагранжа*.

Вектор характеризует индивидуальность отдельных точек среды, этот вектор можно выбрать так, чтобы он определял исходное положение точек среды. Тогда при  $t = 0$  получим

$$\vec{r}_0 = \vec{r}(0, \vec{r}_0)$$

или

$$a = x(0, a, b, c); b = y(0, a, b, c); c = z(0, a, b, c).$$

С помощью переменных Лагранжа изучается движение сплошной среды, представляющий непрерывную совокупность точек, то есть движение отдельных точек среды.

Движение среды можно исследовать, рассматривая изменение во времени различных характеристик движения в разных точках системы координат. Тогда различные векторные и скалярные элементы движения рассматриваются как функции координат точки  $x, y, z$  и времени  $t$ . Эти четыре аргумента носят название *переменных Эйлера*. При изучении движения сплошной среды в переменных Эйлера приходится рассматривать перемещение частицы среды с фиксированной точки пространства в бесконечно близкую с тем, чтобы в дальнейшем предельным переходом перейти к характеристике того или иного элемента движения среды в этой точке. Решив уравнение движения в переменных Лагранжа

$$\vec{r} = \vec{r}(\vec{r}_0, t)$$

относительно  $\mathbf{r}$ , получаем

$$\vec{r}_0 = \vec{r}_0(\vec{r}, t) \quad (3.4)$$

или

$$a = a(x, y, z, t); b = b(x, y, z, t); c = c(x, y, z, t). \quad (3.5)$$

Пусть  $a, b$  и  $c$  определяют исходное положение точки среды, тогда последние уравнения указывают исходное положение точки среды, находящейся в момент времени  $t$  в точке пространства  $x, y$  и  $z$ .

Вектор смещения в переменных Лагранжа имеет вид

$$\vec{s} = \vec{s}(\vec{r}_0, t)$$

Подставив значения  $\mathbf{r}_0$  из (3.4), получим смещение в переменных Эйлера

$$\vec{s} = \vec{s}(\vec{r}, t).$$

Это вектор перемещения различных точек среды, попадающих в различные моменты времени  $t$  в фиксированную точку пространства, определяется радиус-вектором  $\mathbf{r}$ . Чтобы найти перемещение некоторой точки среды, занимающей положение в пространстве, определенное вектором  $\mathbf{r}$  в момент  $t_1$ , сообщим времени приращение  $\Delta t$ , тогда точка сместится на

$$\Delta \vec{s}_1 = \vec{s}(\vec{r}_1, t_1 + \Delta t) - \vec{s}(\vec{r}_1, t_1),$$

в общем же случае перемещение точек из произвольных положений можно записать в виде

$$\Delta \vec{s} = \vec{s}(\vec{r}, t + \Delta t) - \vec{s}(\vec{r}, t).$$

Определенные перемещения точек среды вновь возвращают нас к переменным Лагранжа, где исходное положение точек определяется неподвижным пространством переменных Эйлера. Однако перемещения в переменных Эйлера будут бесконечно малыми в отличие от вектора перемещения в переменных Лагранжа, который может быть конечной величиной. Таким образом, изучение перемещений точек среды можно вести только в переменных Лагранжа. Переменные Эйлера в этом случае фактически непригодны, и переход от них к переменным Лагранжа является формальной операцией, не меняющей подхода к изучению движения жидкости.

### 3.2 Параметры потока и уравнение неразрывности

Изучая движение сплошных сред в переменных Эйлера в части пространства, занятой жидкостью, в каждый заданный момент в каждой точке можно построить вектор скорости. Совокупность этих векторов образует так называемое *поле скоростей*. Поскольку вектор скорости  $\mathbf{v}$  зависит от координат  $x, y, z$  и времени  $t$ , то в общем случае поле скоростей будет меняться со временем. Однако в частном случае  $\mathbf{v}$  может быть функцией только координат, тогда поле скоростей называется стационарным, или постоянным.

Линии, касательная которых в любой точке совпадает с направлением вектора скорости, называются *линиями тока* (рис 3.1, а). Касательная к линии тока составляет с осями координат углы, косинусы которых соответственно определяются выражениями

$$\frac{dx}{ds}, \frac{dy}{ds}, \frac{dz}{ds}$$

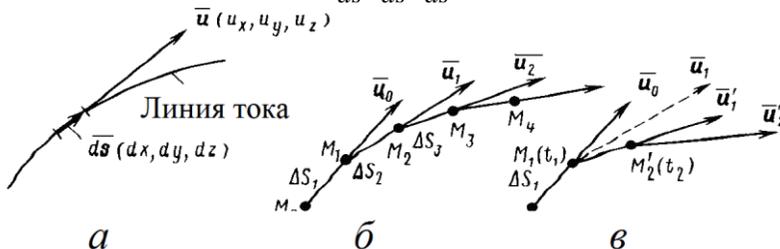


Рисунок 3.1 – К построению линий тока

Тогда дифференциальные уравнения линий тока будут иметь вид

$$\frac{dx}{v_x(x, y, z, t)} = \frac{dy}{v_y(x, y, z, t)} = \frac{dz}{v_z(x, y, z, t)} = \frac{ds}{v}, \quad (3.6)$$

где  $ds$  – элемент дуги линии тока, м;  $dx$ ,  $dy$  и  $dz$  – его проекции на оси декартовой системы координат, м;  $t$  – играет роль параметра, с. Уравнения (3.6) определяют семейство линий тока, при изменении  $t$  это семейство будет изменяться.

В частном случае стационарного поля скоростей в (3.6) отсутствует время  $t$ . Благодаря этому линии тока не меняются со временем и являются траекториями, вдоль которых перемещаются частицы сплошной среды. Уравнение семейства линий тока и траекторий в этом случае будут

$$\frac{dx}{v_x(x, y, z, t)} = \frac{dy}{v_y(x, y, z, t)} = \frac{dz}{v_z(x, y, z, t)}. \quad (3.7)$$

В общем случае линии тока и траектории точек сплошной среды не совпадают.

Одной из важных характеристик поля скоростей является понятие *потока скорости* – объема сплошной среды, протекающей через некоторое неподвижную поверхность  $\sigma$  в единицу времени. Обозначив поток скорости через  $Q$ , на основании определения запишем его в виде интеграла по поверхности

$$Q = \int_{\sigma} \vec{v} d\vec{\sigma} = \int_{\sigma} v_n d\sigma = \int_{\sigma} v_x dy dz + v_y dz dx + v_z dx dy,$$

где  $\vec{v}$  – вектор скорости, м/с;  $v_n$  – его проекция на данную поверхность.

Если поверхность  $\sigma$  замкнутая, то в качестве направления выбирается внешняя нормаль поверхности. При этом условно принято, что объем вытекающей среды положительный, а впадающей – отрицательный. Поверхностный интеграл на основании теоремы Гаусса можно записать в виде

$$Q = \int_{\sigma} \vec{v} d\vec{\sigma} = \int_V \text{div} \vec{v} dV. \quad (3.8)$$

Вместе с объемом сплошной среды, вытекающей через заданную поверхность, можно рассматривать массу среды, протекающей через поверхность и определяемую интегралом

$$z + \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} = C,$$

который называется *поток масс*. Если поверхность  $\sigma$  замкнутая, то

$$\int_{\sigma} \rho \vec{v} d\vec{\sigma} = \int_V \text{div}(\rho \vec{v}) dV. \quad (3.9)$$

Если жидкость несжимаема или течение стационарное, то из уравнения неразрывности следует, что последний интеграл равен нулю.

Понятие потока массы позволяет просто получить уравнение неразрывности, рассмотренное выше. Именно поток массы через некоторую неподвижную замкнутую поверхность  $\sigma$  определяет вытекающую в единицу времени массу сплошной среды. Это приведет к уменьшению плотности точек внутри  $\sigma$  за единицу времени и соответствующему уменьшению массы среды, находящейся в  $\sigma$ , то есть

$$\int_V \operatorname{div}(\rho \vec{v}) dV = - \int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV.$$

Поскольку объем  $V$  произвольный, то из последнего уравнения имеем

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div} \rho \vec{v} = 0. \quad (3.10)$$

Это и есть *уравнение неразрывности*.

Второй важной характеристикой поля является понятие *циркуляции скорости*, которое обозначается  $\Gamma$  и определяется как криволинейный интеграл по замкнутой кривой  $L$  с заданным направлением обхода

$$\Gamma = \oint_L \vec{v} d\vec{s} = \int_{\sigma} v_x dx + v_y dy + v_z dz, \quad (3.11)$$

где  $ds$  – элемент кривой  $L$ , м.

По теореме Стокса циркуляцию скорости можно записать как

$$\Gamma = \oint_L \vec{v} d\vec{s} = \int_{\sigma} \operatorname{rot} \vec{v} d\vec{\sigma}, \quad (3.12)$$

где  $\sigma$  – любая поверхность, ограниченная  $L$ , м<sup>2</sup>. Ранее было показано, что скорость вращения частиц сплошной среды определяется вектором

$$\omega = \frac{1}{2 \operatorname{rot} v}.$$

Вектор

$$\vec{\Omega} = 2\omega = \operatorname{rot} \vec{v}$$

называется вектором завихренности движения, или вектором завихренности скорости, этот вектор характеризует вращение частиц сплошной среды. Как следует из формулы (3.12), циркуляция скорости равна потоку завихренности сквозь любую поверхность, ограниченную контуром  $L$ .

Введенное понятие завихренности поля скоростей позволяет разбить движения сплошных сред на два класса. К первому отнесем движения, для которых выполняется условие

$$\vec{\Omega} = \operatorname{rot} \vec{v} = 0.$$

Такие движения называются *безвихревыми* или потенциальными. Но последнее соотношение является необходимым и достаточным условием того, что вектор скорости является градиентом некоторой функции, носящей название потенциала скорости, то есть

$$\vec{v} = \text{grad}\varphi.$$

Поскольку вектор  $\vec{v}$  является функцией  $x, y, z$  и  $t$ , то и потенциал скорости зависит от тех же переменных. Ко второму классу движений сплошных сред относятся такие, для которых

$$\text{rot}\vec{v} \neq 0.$$

Такие движения называются *вихревыми*.

### 3.3 Уравнения Бернулли и Эйлера для движения жидкости

Основной задачей гидродинамики является определение поля скоростей жидкости по заданным массовым силам, действующим в ней. Под полем скоростей понимается совокупность векторов скоростей отдельных точек жидкости, заполняющей пространство. Таким образом, задача гидродинамики в указанной постановке должна решаться в переменных Эйлера. Тогда уравнение движения идеальной жидкости получаем в виде

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad} p, \quad (3.13)$$

которое называется *уравнением Эйлера*.

Вместе с уравнением неразрывности (3.10) в случае сжимаемой жидкости уравнение (3.13) содержит пять неизвестных: плотность, давление и три компонента скорости, которые являются функциями координат и времени. Выражения (3.10) и (3.13) составляют систему четырех скалярных уравнений движения жидкости относительно пяти неизвестных:  $v_x, v_y, v_z, p$  и  $\rho$ , поэтому для их решения необходимо дополнительное уравнение, которым является условие несжимаемости жидкости

$$\rho = \text{const}.$$

Жидкость, соответствующая данному условию, называется несжимаемой. Тогда уравнение Эйлера можно переписать в виде

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \vec{F} - \text{grad} \frac{p}{\rho}, \quad (3.14)$$

и уравнение неразрывности в виде

$$\text{div}\vec{v} = 0 \quad (3.15)$$

Формулы (3.13) - (3.15) образуют систему уравнений, описывающих движение идеальной несжимаемой жидкости.

Основными параметрами, определяющими физическое состояние жидкости, является плотность  $\rho$ , давление  $p$  и абсолютная температура  $T$ , но эти параметры состояния не являются независимыми. Жидкости, плотность в которых является только функцией давления

$$\rho = f(p) \quad (3.16)$$

называются *баротропными*.

Движение жидкости, плотность и ее давление связаны уравнением

$$\rho = Cp^{1/n} \quad (3.17)$$

где  $C$  – постоянная движения;  $n$  – показатель политропы (при  $n = 1$  процесс является изотермическим).

### 3.4 Напряжения в движущейся жидкости

Шесть величин, зависящих от  $x$ ,  $y$  и  $z$ , образуют тензор деформации, который в каждой точке пространства характеризует деформацию части сплошной среды. Скорости различных точек бесконечно малого объема сплошной среды можно представить в виде

$$\vec{v} = \vec{v}_0 + \vec{v}_1 + \vec{v}_2,$$

где  $\vec{v}_0$  – скорость поступательного движения частицы, м/с;  $\vec{v}_1$  – скорость ее вращательного движения относительно центра  $O$ , м/с

$$\vec{v}_1 = \vec{\omega} \cdot R = \frac{R}{2 \operatorname{rot} \vec{v}} \text{ и}$$

$\vec{v}_2$  – скорость деформации части жидкости

$$\vec{v}_2 = \operatorname{grad} \frac{df}{dt} = \operatorname{grad} \dot{f}.$$

Проекции вектора скорости  $\vec{v}$  обозначаем соответственно  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$ , кроме этого также введем обозначения

$$\begin{aligned} \dot{e}_{xx} &= \frac{\partial v_x}{\partial x}, \quad \dot{e}_{yy} = \frac{\partial v_y}{\partial y}, \quad \dot{e}_{zz} = \frac{\partial v_z}{\partial z}, \\ \dot{e}_{xy} &= \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x}, \quad \dot{e}_{yz} = \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y}, \quad \dot{e}_{zx} = \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z}. \end{aligned}$$

Первые три величины являются скоростями относительного удлинения элементов, расположенных параллельно осям координат, три другие – скорости деформации прямых углов. Используя введенные обозначения, получаем

$$\dot{f} = \dot{e}_{xx} \xi^2 + \dot{e}_{yy} \eta^2 + \dot{e}_{zz} \zeta^2 + \dot{e}_{xy} \xi \eta + \dot{e}_{yz} \eta \zeta + \dot{e}_{zx} \zeta \xi$$

Шесть величин  $e_{xx}$ ,  $e_{yy}$ ,  $e_{zz}$ ,  $e_{xy}$ ,  $e_{yz}$  и  $e_{zx}$  носят название компонентов скоростей деформации, они образуют тензор скоростей деформации

$$\Phi = \begin{pmatrix} e_{xx} & \frac{e_{xy}}{2} & \frac{e_{xz}}{2} \\ \frac{e_{yx}}{2} & e_{yy} & \frac{e_{yz}}{2} \\ \frac{e_{zx}}{2} & \frac{e_{zy}}{2} & e_{zz} \end{pmatrix}$$

### 3.5 Теорема об изменении количества движения потока жидкости

При решении некоторых гидравлических задач использования уравнения Бернулли недостаточно, в таких случаях необходимо ввести понятие количества движения материальной точки, применив его для движения сплошной среды.

*Количество движения материальной точки* – векторная величина, равная произведению массы точки на скорость ее движения

$$\mathbf{q} = m \cdot \mathbf{v}. \quad (3.18)$$

Количество движения является одной из двух мер механического движения (вторая – кинетическая энергия). Вектор  $\mathbf{q}$  направлен по вектору скорости, то есть по касательной к траектории. Размерность количества движения – кг·м / с или Н·с.

Наряду с количеством движения в механике движения жидкости вводится понятие об элементарном *импульсе силы* – векторной величине, равной произведению силы на время ее действия

$$d\mathbf{S} = \mathbf{F}dt. \quad (3.19)$$

Тогда полный импульс постоянной силы равен произведению модуля силы на время ее действия

$$\mathbf{S} = \int_0^t d\mathbf{S} = \int_0^t \mathbf{F}dt = \mathbf{F}t. \quad (3.20)$$

Единица измерения импульса силы та же, что и в количестве движения. Проекции импульса силы на координатные оси определяются по формулам

$$S_x = \int_0^t F_x dt = F_x t, \quad S_y = \int_0^t F_y dt = F_y t, \quad S_z = \int_0^t F_z dt = F_z t. \quad (3.21)$$

Зная проекции вектора импульса силы на оси декартовой системы координат, всегда можно определить его модуль

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_y^2 + S_z^2} \quad (3.22)$$

и направление

$$\cos(S \wedge i) = \frac{S_x}{S}, \quad \cos(S \wedge j) = \frac{S_y}{S}, \quad \cos(S \wedge k) = \frac{S_z}{S}. \quad (3.23)$$

От понятия количества движения отдельной точки можно перейти к *количеству движения механической системы* – векторной величине, равной геометрической сумме количеств движения материальных точек, входящих в систему

$$\mathbf{Q} = \sum_{k=1}^n \mathbf{q}_k = \sum_{k=1}^n m_k \mathbf{v}_k = M \mathbf{v}_c, \quad (3.24)$$

где  $M$  – полная масса системы, кг,  $\mathbf{v}_c$  – скорость движения центра масс данной системы, м/с.

Проекция количества движения системы на координатные оси

$$Q_x = Mv_{cx}, \quad Q_y = Mv_{cy}, \quad Q_z = Mv_{cz}. \quad (3.25)$$

Зная проекции вектора количества движения механической системы на оси декартовой системы координат можно определить его модуль

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2 + Q_z^2} \quad (3.26)$$

и направление

$$\cos(\mathbf{Q} \wedge i) = \frac{Q_x}{Q}, \quad \cos(\mathbf{Q} \wedge j) = \frac{Q_y}{Q}, \quad \cos(\mathbf{Q} \wedge k) = \frac{Q_z}{Q}. \quad (3.27)$$

Запишем II закон Ньютона для механической системы

$$\sum_{k=1}^n \mathbf{F}_k = \sum_{k=1}^n m_k \mathbf{a}_k \Rightarrow \sum_{k=1}^n m_k \frac{d\mathbf{v}_k}{dt} = \sum_{k=1}^n (\mathbf{F}_k^e + \mathbf{F}_k^i).$$

Известно, что главный вектор внутренних сил равен нулю, поэтому

$$\sum_{k=1}^n \frac{d(m_k \mathbf{v}_k)}{dt} = \sum_{k=1}^n \mathbf{F}_k^e = \mathbf{R}^e \Rightarrow \frac{d\mathbf{Q}}{dt} = \mathbf{R}^e. \quad (3.28)$$

Формула (3.28) является *теоремой об изменении количества движения механической системы в дифференциальной форме*: производная по времени от количества движения системы равна главному вектору всех внешних сил, действующих на эту систему. Разделяем переменные и интегрируем полученное дифференциальное уравнение

$$d\mathbf{Q} = \mathbf{R}^e dt = \sum_{k=1}^n d\mathbf{S}_k^e \Rightarrow \int_{\mathbf{Q}_0}^{\mathbf{Q}} d\mathbf{Q} = \sum_{k=1}^n \int_0^{S_k^e} d\mathbf{S}_k^e \Rightarrow \mathbf{Q} - \mathbf{Q}_0 = \sum_{k=1}^n \mathbf{S}_k^e = \mathbf{S}^e. \quad (3.29)$$

Выражение (3.29) является *теоремой об изменении количества движения механической системы в интегральной форме*: изменение количества движения системы материальных точек за определенный промежуток времени  $t$  равно полному импульсу главного вектора всех внешних сил, действующих на точки системы за то же время. В проекциях на координатные оси последняя теорема имеет вид

$$Q_x - Q_{0x} = S_x^e, \quad Q_y - Q_{0y} = S_y^e, \quad Q_z - Q_{0z} = S_z^e. \quad (3.30)$$

Из теоремы (3.29) следует, что если главный вектор внешних сил, действующих на систему, равен нулю, то количество движения системы остается неизменным:

$$\mathbf{R}^e = 0 \Rightarrow \frac{d\mathbf{Q}}{dt} = 0 \Rightarrow \mathbf{Q} = \text{const}. \quad (3.31)$$

Если же проекция главного вектора внешних сил на какую-нибудь неподвижную ось системы координат равна нулю, то проекция количества движения системы на эту ось остается неизменной:

$$R_x^e = 0 \Rightarrow \frac{dQ_x}{dt} = 0 \Rightarrow Q_x = \text{const}. \quad (3.32)$$

Формулы (3.31) - (3.32) называются *законами сохранения количества движения механической системы*.

Теорема об изменении количества движения механической системы может быть использована при рассмотрении устойчивого движения сплошной среды. *Устойчивое движение* – движение, при котором в любом объеме скорость, давление и плотность частиц жидкости не изменяются с течением времени. При изучении устойчивого движения сплошной среды вместо массы используют понятие секундной массы.

*Секундная масса*  $m_c$  – количество массы жидкости, проходящей через некоторое сечение в единицу времени. Единица измерения секундной массы – кг/с. При установившемся движении среды через каждое сечение в единицу времени проходит одинаковое количество жидкости (рис. 4.2), то есть секундная масса остается постоянной

$$m_c = \rho_1 s_1 v_1 = \rho_2 s_2 v_2, \quad (3.33)$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – плотность жидкости в начальном и конечном сечениях;  $s_1$  и  $s_2$  – площади сечений;  $v_1$  и  $v_2$  – скорости жидкости в начальном и конечном сечениях.

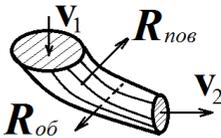


Рисунок 4.2 – Теорема Эйлера

Изменение количества движения массы среды за время  $dt$

$$d\mathbf{Q} = m_c dt \mathbf{v}_2 - m_c dt \mathbf{v}_1 \Rightarrow \frac{d\mathbf{Q}}{dt} = m_c \mathbf{v}_2 - m_c \mathbf{v}_1 = m_c (\mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1).$$

С другой стороны, по теореме об изменении количества движения механической системы, изменение количества движения равно главному вектору внешних сил

$$\frac{dQ}{dt} = \sum_{k=1}^n \mathbf{F}_k^e = \mathbf{R}^e \Rightarrow m_c(v_2 - v_1) = \mathbf{R}^e. \quad (3.34)$$

На сплошную среду действуют две группы сил:

- *объемные* (массовые) – силы, действующие на все частицы внутри выделенного объема независимо от их положения (силы тяжести, инерции);

- *поверхностные* – силы, действующие только на части на внешней поверхности объема (силы трения среды и стенок).

Расписав внешние силы, окончательно получаем **теорему Эйлера**: сумма главных векторов объемных, поверхностных сил и направленных внутрь определенного объема секундных количеств движений жидкости, протекающей через два поперечных сечения трубы, равна нулю. В проекции на координатные оси

$$\begin{aligned} m_c v_{1x} - m_c v_{2x} + R_{обx} + R_{новx} = 0, \quad m_c v_{1y} - m_c v_{2y} + R_{обy} + R_{новy} = 0, \\ m_c v_{1z} - m_c v_{2z} + R_{обz} + R_{новz} = 0. \end{aligned} \quad (3.35)$$

### 3.6 Режимы движения вязкой жидкости

Движение жидкости, которому соответствует устойчивый струящийся характер, называется *ламинарным движением*, оно характеризуется относительно малыми скоростями и слоистой структурой. Частицы жидкости не перемешиваются, поэтому линии тока параллельны оси движения потока.

*Ламинарное* – упорядоченное движение частиц жидкости, при котором их траектории мало отличаются друг от друга, поэтому жидкость можно рассматривать как совокупность отдельных слоев, движущихся с разными скоростями, не перемешиваясь друг с другом (рис. 4.3, а). Ламинарное движение может быть как постоянным, так и неустойчивым.

При увеличении скорости жидкости струя приобретает некоторый волновой характер, а местами может иметь разрывы. Нарушению струйного движения воды соответствует некоторая средняя скорость  $v_{кр1}$ , получившая название нижней критической скорости. При скорости  $v > v_{кр1}$  режим движения является неустойчивым (рис. 4.3, б).

При дальнейшем увеличении скорости потока в трубе поток исчезает, его частицы движутся в разных направлениях и при этом не наблюдается закономерности их движения. Переход движения потока в такое состояние происходит, когда скорость достигнет некоторой величины  $v_{кр2}$ , которая называется верхней критической скоростью.

Движение, при котором наблюдается хаотический характер движения частиц жидкости по очень сложным траекториям называется

турбулентным движением. *Турбулентное* – движение жидкости, при котором ее части осуществляют неурегулированные перемещения достаточно сложными траекториями, в результате чего происходит интенсивное перемешивание различных слоев жидкости (рис. 4.3, в). Турбулентное движение является неустойчивым, оно имеет место при выполнении соотношения  $v > v_{кр2}$ .

Меньшие возмущения потока (толчки, наличие в струе колеблющегося тела) приводят к переходу неустойчивого ламинарного режима в турбулентное. Возмущение может произойти в результате некоторого сотрясения в трубе.

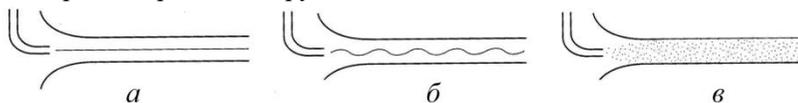


Рисунок 4.3 – Режимы движения жидкости: а – ламинарный, б – переходной, в – турбулентный

Рейнольдс установил, что величина критической скорости прямо пропорциональна динамической вязкости жидкости и обратно пропорциональна ее плотности и диаметру трубы

$$v_{кр} = \frac{\mu \cdot Re}{\rho \cdot d} = \frac{\nu \cdot Re}{d},$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $m^2/c$ ,  $Re$  – число Рейнольдса.

Нижней критической скорости  $v_{кр1}$  соответствует критическое число  $Re_1 = 1\,000 \dots 2\,300$ , а верхней критической скорости  $Re_2 = 4\,000$ . Число Рейнольдса характеризует режим движения потока в трубе.

В инженерных расчетах полагают, что ламинарный режим движения жидкости имеет место при  $Re < 2\,320$ , развитый турбулентный режим – при  $Re > 4\,000$ , а между ними находится переходная неустойчивая критическая область течения.

Таким образом, при определении режима движения жидкости в трубопроводе необходимо знать его диаметр, вязкость жидкости и ее среднюю скорость. Вычислив число Рейнольдса, сравнивают его с критическими значениями  $v_{кр1}$  и  $v_{кр2}$ . Установлено, что гидравлические потери напора зависят от режима движения жидкости.

#### Вопросы для самоконтроля:

1. Запишите уравнение движения жидкости в форме Лагранжа.
2. Запишите уравнение движения жидкости в форме Эйлера.
3. Какие напряжения возникают в процессе движения жидкости?
4. Как определяют количество движения механической системы?
5. Какие существуют режимы движения жидкости?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2  
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В  
КРУГЛОЙ ТРУБЕ**

**Цель работы:** изучение режимов движения жидкости в круглой трубе.

**Теоретические сведения**

Движение вязкой жидкости сопровождается потерями энергии на преодоление сил сопротивления движению, причем величина потерь зависит от режима движения. Принято различать два режима движения жидкости: ламинарный и турбулентный.

При *ламинарном режиме* частицы жидкости движутся отдельными параллельными струями или слоями, не смешиваются друг с другом, без пульсаций скорости и давления. Ламинарное течение вполне упорядочено и при постоянном напоре является строго установившимся.

При *турбулентном режиме* движение жидкости сопровождается ее интенсивным перемешиванием, пульсацией скорости и давления. Движение отдельных частиц жидкости в потоке подобно хаотическому беспорядочному движению молекул газа, векторы скоростей имеют осевые и нормальные составляющие, поэтому вместе с основным продольным перемешиванием жидкости вдоль русла происходит поперечное перемешивание и вращательные движения отдельных объемов жидкости.

При ламинарном движении энергия расходуется только на продольное перемещение частиц жидкости, а при турбулентном дополнительная энергия расходуется на поперечное перемещение частиц жидкости. Переход от ламинарного движения к турбулентному и обратно происходит при определенных величинах скоростей движения потока.

Если средняя скорость движения потока  $v < v_{кр1}$ , то режим ламинарный и преобладающее влияние имеют силы вязкости. При  $v > v_{кр2}$  режим турбулентный и преимущественное влияние оказывают инерционные силы. В интервале скоростей  $v_{кр1} < v < v_{кр2}$  (переходная зона) возможны оба режима движения, но они не являются устойчивыми. На устойчивость режима движения жидкости влияют, кроме значения средней скорости движения потока, ее физические свойства (вязкость, плотность) и поперечные размеры потока.

Количественная оценка режима движения жидкости производится при помощи числа Рейнольдса  $Re$  по формуле

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (Л1)$$

где  $v$  – скорость движения жидкости, м/с;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость исследуемой жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Значение числа Рейнольдса, при котором происходит изменение режима движения жидкости, называется *критическим числом Рейнольдса* и обозначается  $Re_{кр}$ . При  $Re < Re_{кр1}$  режим движения ламинарный, при  $Re > Re_{кр2}$  – турбулентный. Чаще всего критическое число Рейнольдса для труб круглого сечения принимает значение  $Re_{кр1} \approx 2320$ . Развитая турбулентная течение в трубах устанавливается при  $Re_{кр2} \approx 4000$ , а при  $Re \approx 2320 \dots 4000$  имеет место переходная область неустойчивого движения жидкости.

### Описание лабораторной установки

Схема установки представлена на рис. 1, она состоит из напорного резервуара 1, подвод воды в который осуществляется через вентиль 6. Постоянный уровень в резервуаре поддерживается сливной трубой 7, из резервуара выходит стеклянная труба 2. С помощью вентиля 3 регулируется расход жидкости и ее скорость в стеклянной трубе. В трубу 2 подведена тонкая трубка 8, которая соединена с небольшим сосудом 4 через кран 9. Установка комплектуется мерной емкостью 5, секундомером, термометром и колбой с красителем.

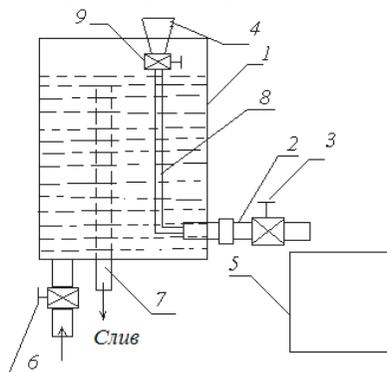


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки для определения режимов движения жидкости: 1 – напорный резервуар; 2 – стеклянная труба; 3, 6 – вентили; 4 – объем для красящей жидкости; 5 – мерная емкость; 7 – сливная труба

### Порядок выполнения работы

1. Открывают вентиль 6 и обеспечивают постоянный уровень воды в резервуаре. Заполняют емкость 4 красящей жидкостью.
2. Исследуют ламинарный режим движения жидкости в

стеклянной трубе. Для этого немного открывают кран 9 и вентиль 3, добиваясь, чтобы подкрашенная струя в тонкой трубе имела вид прямой линии, видимой по всей длине стеклянной трубы при постоянном уровне воды в напорном резервуаре, что свидетельствует о ламинарном режиме движения жидкости.

3. Заполняют мерный сосуд (1 л), фиксируя время начала и конца заполнения по секундомеру. После ее заполнения мерную емкость убирают, перекрывают кран 9 и вентиль 3. Измеряют температуру воды, результаты опыта записывают в табл.1.

4. Второй опыт проводят при турбулентном режиме. После заполнения сосуда 4 подкрашенной жидкостью сильно открывают кран 9 и вентиль 3, добиваясь полного перемешивания подкрашенной жидкости по всей видимой длине стеклянной трубы. Это и есть турбулентный режим движения жидкости.

5. Заполняют мерный сосуд (1 л), фиксируя время начала и конца заполнения по секундомеру. После заполнения перекрывают кран 9 и вентиль 3, измеряют температуру воды в мерной емкости. Результаты опыта записывают в табл. 1 отчета.

6. Третий опыт проводят в промежуточной области при переходе от турбулентного режима к ламинарному. Постепенно закрывая вентиль 3 при открытом кране 9 добиваются установления ламинарного режима. После этого набирают в мерный сосуд 3...5 л воды, отмечая время по секундомеру. После окончания опыта измеряют температуру в мерном сосуде. Результаты опыта записывают в табл. 1 отчета.

7. Определяют площадь сечения стеклянной трубы

$$S = \pi \cdot d^2 / 4.$$

8. Определяют расход воды и скорость воды в стеклянной трубе.

9. Кинематическая вязкость в зависимости от температуры берут из *Приложения А*.

10. По формуле (1) определяют число Рейнольдса для различных режимов движения воды в стеклянной трубе.

11. Зарисовывают структуры потока при всех трех режимах течения жидкости.

*Таблица 1 – Результаты измерений и расчетов*

№	Измеренные и расчетные величины	Един. измер.	Опыт		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
<b><i>1. Размер стеклянной трубы</i></b>					
1	Диаметр стеклянной трубы $d$	см			

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
2	Площадь поперечного сечения трубы $S$	см <sup>2</sup>			
<b>II. Определение расхода и средней скорости</b>					
1	Объем воды в мерной емкости в начале опыта $W_1$	см <sup>3</sup>			
2	Объем воды в мерной емкости в конце опыта $W_2$	см <sup>3</sup>			
3	Количество воды, поступившей в мерную емкость $W = W_2 - W_1$	см <sup>3</sup>			
4	Время заполнения мерной емкости $t$	с			
5	Расход воды $Q = W/t$	см <sup>3</sup> /с			
6	Средняя скорость воды в стеклянной трубе $V = Q/S$	см/с			
<b>III. Определение режима движения</b>					
1	Температура воды $t$	°С			
2	Кинематическая вязкость воды $\nu$	см <sup>2</sup> /с			
3	Число Рейнольдса $Re$	-			
4	Режим движения воды	-			

Структура потока

<i>Режимы движения жидкости</i>		
<i>ламинарный</i>	<i>переходной</i>	<i>турбулентный</i>

### Контрольные вопросы

1. Какие известны режимы движения жидкости, в чем их отличия?
2. Как определяется число Рейнольдса, каковы его значения для различных режимов движения жидкости?
3. Опишите принципиальную схему установки Рейнольдса.
4. Как измеряется объемный расход жидкости и определяется ее средняя скорость?
5. В чем состоит физический смысл верхней и нижней критических скоростей?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 3

**Пример решения задачи 1.** Определить горизонтальную составляющую  $N$  силы динамического давления воды на колено трубы (рис. 2) диаметром  $d = 0,5$  м, если скорость движения воды по трубе постоянна и равна  $v = 1,2$  м/с. Плотность воды принять равной  $\rho = 1\,000$  кг/м<sup>3</sup>.

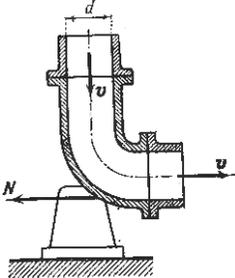


Рисунок 2 – К задаче 1

#### Решение

Поскольку в задаче определяется горизонтальная составляющая динамической реакции, то запишем теорему Эйлера в проекции на ось  $x$

$$m_c \cdot (v_{2x} - v_{1x}) = N.$$

Проекция начальной скорости на эту ось равна нулю, поэтому теорема Эйлера принимает вид

$$N = m_c v_{2x} = m_c v.$$

Подставив значения секундной массы из (17.20), получаем

$$N = m_c v = \rho S v \cdot v = \rho S v^2 = 1000 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} \cdot 1,2^2 = 282,6 \text{ (Н)}.$$

Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 3

#### Варианты 1 – 9

Определить горизонтальную составляющую дополнительной динамической реакции стенок диффузора, если за 1 с вытекает  $V$  м<sup>3</sup> жидкости. Диаметр входного отверстия  $D_1$ , а выходного –  $D_2$ .

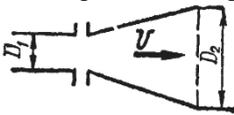


Таблица исходных данных

№	Тип жидкости	$V, \text{ м}^3$	$D_1, \text{ мм}$	$D_2, \text{ мм}$
1	вода	0,5	50	200
2	спирт	0,6	100	180
3	масло	0,7	150	350
4	бензин	0,8	175	280
5	керосин	0,9	180	300
6	нефть	1,0	185	400
7	скипидар	0,9	190	450
8	воздух	0,6	200	500
9	вода	1,0	80	480

Варианты 10 – 17

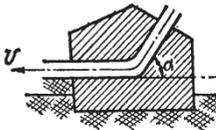
Определить динамическую реакцию трубопровода на участке внезапного сужения диаметра с  $D_1$  до  $D_2$ , если скорость жидкости на первом участке  $v_1$ .



Таблица исходных данных

№	Тип жидкости	$v$ , м/с	$D_1$ , мм	$D_2$ , мм
10	вода	3,5	200	50
11	спирт	4,6	180	100
12	масло	3,7	350	150
13	бензин	4,8	280	175
14	керосин	3,9	300	180
15	нефть	3,0	400	185
16	скипидар	4,9	450	190
17	воздух	2,6	500	200

Варианты 18 – 25



Определить дополнительную динамическую реакцию анкерной опоры трубопровода диаметром  $D$ , если скорость течения жидкости в нем  $v$  и угол  $\alpha$ .

Таблица исходных данных

№	Тип жидкости	$v$ , м/с	$D$ , мм	$\alpha$ , °
18	вода	3,5	200	15
19	спирт	4,6	180	30
20	масло	3,7	350	45
21	бензин	4,8	280	60
22	керосин	3,9	300	15
23	нефть	3,0	400	30
24	скипидар	4,9	450	45
25	воздух	2,6	500	60

Варианты 26 – 30

Определить критические скорости изменения режимов движения жидкости при ее течении в трубе диаметра  $d$  при температуре  $t = 20^\circ\text{C}$ .

№	Тип жидкости	$d$ , мм
26	вода	200
27	спирт	180
28	масло	350
29	бензин	280
30	керосин	300

## ТЕМА 4 ПОТЕРИ НАПОРА ПО ДЛИНЕ

### 4.1 Виды гидравлических сопротивлений

Вязкость жидкости является основной причиной возникновения сопротивления движению и тем самым вызывает потерю части механической энергии, которая является утраченной энергией.

*Гидравлическими сопротивлениями* называют силы вязкого трения, возникающие в реальной жидкости при ее движении. Сопротивления вызваны внутренним трением и способностью самой жидкости сопротивляться изменению и восстановлению формы потока. В случае движения идеальной жидкости силы трения отсутствуют, поэтому гидравлические сопротивления равны нулю. Существует два вида гидравлических сопротивлений:

– *сопротивления по длине потока жидкости* – для преодоления сил гидравлического трения, вектор которых направлен противоположно движению жидкости, необходимо затратить механическую энергию. Потери механической энергии обусловлены работой сил трения по длине потока и характеризуются касательным напряжением, которое на участке длины  $l$  распределяется практически равномерно;

– *местные сопротивления* – участки потока жидкости, в которых происходит достаточно резкая его деформация и средняя скорость меняется по величине и направлению. Эта деформация может быть связана с внезапным изменением сечения потока или направления движения жидкости в трубопроводе. В результате деформации потока на данном участке имеет место резко неравномерное, переменное движение жидкости, сопровождающееся вихреобразованием.

### 4.2 Классификация потерь напора

Потери удельной энергии (напора) на преодоление сопротивлений движению вязкой жидкости состоят из двух видов:

– *потерь напора по длине*, пропорциональных длине участков русла или трубы, по которым движется жидкость;

– *местных потерь напора* на преодоление гидравлических сопротивлений в пределах коротких участков в непосредственной близости к тем или иным местным конструктивным элементам (вход, выход, расширение, сужение, поворот, запорная арматура, фасонные части и т.д.). Общие потери напора в системе труб или русел принимают равными сумме потерь напора по длине отдельных участков и всех местных потерь напора

$$h = \sum h_{дл} + \sum h_{мес}. \quad (4.1)$$

Эти потери энергии обусловлены необратимым переходом механической энергии потока в тепловую. Наличие гидравлических

сопротивлений при движении вязкой жидкости связано с работой сил трения внутри жидкости, только благодаря им механическая энергия может перейти в теплоту.

Механизм действия сил сопротивления достаточно сложен, потери напора по длине различны для разных видов движения, поэтому при расчетах потерь напора используют эмпирические зависимости. Классификация движений жидкости по характеру поля скоростей имеет следующий вид:

- равномерное движение с постоянными по длине средней скоростью и эпюрой скоростей, которое может быть как ламинарным, так и турбулентным;

- неравномерное движение с постоянной по длине средней скоростью и эпюрой скоростей, изменяющейся по длине, также ламинарное или турбулентное;

- плавно изменяющееся ламинарное или турбулентное неравномерное движение;

- неравномерное ламинарное или турбулентное движение с резким изменением средней скорости и эпюры скоростей в пределах коротких участков, называемых местными, сопротивлениями.

Отличие кинематической структуры для каждого из названных видов движения определяет различие в расчетных зависимостях для потерь напора по длине. Для турбулентного движения в указанных ранее случаях рассматривают обычно эпюры средних скоростей.

При движении жидкости через конструктивные элементы труб и каналов (местные сопротивления) изменяются кинематические характеристики (как средние, так и мгновенные) по сравнению с движением, не возмущенным наличием местных сопротивлений. Если режим движения турбулентный, то у возмущающего элемента имеет место повышенная пульсация скоростей и интенсивное перемешивание частиц жидкости. Кроме того, может произойти отрыв потока от стенок и образоваться зона с циркуляционным движением жидкости. По мере удаления кинематическая структура потока постепенно стабилизируется и приходит к виду, характерному для невозмущенного равномерного движения. *Длина зоны влияния конструктивного элемента* – длина участка, за пределами которой кинематические характеристики потока (в том числе и пульсационные) принимают вид, характерный для невозмущенного потока.

#### **4.3 Потери напора по длине при ламинарном движении**

Ламинарное движение является упорядоченным течением слоев без перемешивания частиц жидкости в потоке. При этом векторы

скорости частиц всегда параллельны оси потока, а поперечные скорости, перпендикулярные оси движения, отсутствуют. Поскольку движение имеет слоистый характер, то между движущимися друг относительно друга слоями могут возникнуть силы внутреннего (вязкого) трения и касательные напряжения, которые определяются *законом трения Ньютона* при прямолинейном ламинарном движении

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dz}, \quad (4.2)$$

где  $du/dz$  – градиент скорости,  $c^{-1}$ .

Рассмотрим устойчивое ламинарное движение вязкой жидкости в круглой цилиндрической трубе радиуса  $r_0$  (рис. 4.1). Поскольку  $r_0 = \text{const}$ , то движение является равномерным. Считаем, что жидкость в трубе разделяется на бесконечно большое количество малых по толщине концентрически расположенных цилиндрических слоев. Скорость в цилиндрическом слое, касающемся стенок трубы, в результате его прилипания равна нулю, а касательные напряжения по поверхности рассматриваемого цилиндрического слоя толщины  $dr$

$$\tau = -\mu \cdot \frac{du}{dr}, \quad (4.3)$$

где знак «минус» указывает на уменьшение скорости при увеличении радиуса.

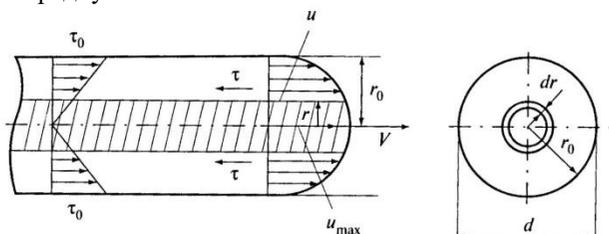


Рисунок 4.1 – Ламинарное движение жидкости в трубе

Средняя скорость в трубе при ламинарном течении в два раза меньше максимальной скорости

$$v = \frac{u_{\max}}{2},$$

а потери напора по длине определяются по формуле

$$h_{\text{дл}} = \frac{32\mu \cdot l \cdot v}{\gamma \cdot d^2}. \quad (4.4)$$

Учитывая, что динамическая вязкость

$$\mu = \nu \cdot \rho,$$

для потерь напора по длине получаем

$$h_{\text{дл}} = \frac{32\nu \cdot l \cdot v}{g \cdot d^2}. \quad (4.5)$$

Выражение (4.5) является *формулой Пуазеля-Гагена*, она используется при определении потерь напора на трении по длине трубы при ламинарном режиме движения жидкости.

Введя в формулу (4.5) число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu},$$

приведем ее к виду

$$h_{\text{дл}} = \frac{64l \cdot v^2}{2 \text{Re} \cdot g \cdot d}. \quad (4.6)$$

Введем в формулу (4.6) коэффициент гидравлического трения при ламинарном режиме движения жидкости

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

тогда окончательно формула для определения потерь напора по длине

$$h_{\text{дл}} = \lambda \cdot \frac{l \cdot v^2}{2g \cdot d}. \quad (4.7)$$

#### **4.4 Потери напора по длине при турбулентном движении**

Турбулентное движение жидкости часто встречается как в трубах, так и в различных открытых руслах. В связи с его сложностью механизм турбулентности потока еще недостаточно полно изучен. Для турбулентного движения характерно неупорядоченное перемещение частиц жидкости, движение которых происходит в продольном, вертикальном и поперечном направлениях, в результате чего наблюдается интенсивное перемешивание их в потоке. Частицы жидкости описывают очень сложные траектории движения, при столкновении турбулентного потока с шероховатой поверхностью русла они приходят во вращательное движение, в результате чего возникают местные вихри разного размера.

Скорость в точке турбулентного потока жидкости получила название местной (актуальной) мгновенной скорости, она может быть выражена через проекции на координатные оси

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2},$$

причем все составляющие мгновенной скорости изменяются во времени. Эти изменения называются пульсацией скорости по

координатным осям, поэтому турбулентное движение является неустойчивым (нестационарным).

Особенности сопротивлений при турбулентном движении объясняются образованием пограничного слоя с вязкостным подслоем. При достаточно малых числах  $Re$  толщина вязкостного подслоя  $\delta_v$  больше высоты выступов шероховатостей, поэтому шероховатость находится внутри пограничного слоя. Такое сопротивление называется гладким, оно не зависит от шероховатости трубы. При увеличении числа Рейнольдса (при повышении скорости в трубе) толщина  $\delta_v$  уменьшается в результате пульсации скоростей в пограничном слое и вне его. Вязкостный подслой находится в пределах выступов шероховатости ( $\delta_v \approx k$ ) и имеют место переходные сопротивления.

В случае больших скоростей и, соответственно, чисел  $Re$  вязкостный подслой практически исчезает, а в пограничном слое возникают малые вихри в результате отрыва частиц жидкости от выступов. Шероховатость поверхности труб влияет на сопротивление движению, такое сопротивление является квадратичным.

Для турбулентного режима движения было предложено достаточно большое число формул для нахождения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ . Они были чисто эмпирическими, основанными на результатах экспериментов, а также полученными в результате анализа размерностей и теории подобия при исследовании турбулентного режима. Для всех областей турбулентного движения применяется универсальная формула Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.8)$$

Для области гладкого сопротивления, в которой число Рейнольдса находится в пределах

$$4000 \leq Re \leq \frac{10d}{k},$$

формула Альтшуля имеет вид

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.9)$$

кроме нее также используется формула Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (4.10)$$

дающая практически идентичные результаты.

В области переходного сопротивления, в которой число Рейнольдса находится в пределах

$$\frac{10d}{k} \leq Re \leq \frac{500d}{k},$$

коэффициент  $\lambda$  обычно находится по универсальной формуле (4.8).

В области квадратичного сопротивления, в которой число Рейнольдса находится в пределах

$$Re \geq \frac{500d}{k},$$

формула Альтшуля принимает вид

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d} \right)^{0,25}, \quad (4.11)$$

а для стальных труб, находящихся в эксплуатации, коэффициент  $\lambda$  можно определить по формуле Шевелева (при  $Re \geq 920\,000$ )

$$\lambda = \frac{0,021}{Re^{0,3}}. \quad (4.12)$$

Следует отметить, что в процессе эксплуатации увеличивается шероховатость стенок труб. В последнее время все больше используются неметаллические трубы, для полиэтиленовых труб

$$\lambda = 0,288Re^{-0,226},$$

а для асбоцементных труб

$$\lambda = 0,206Re^{-0,21}.$$

#### 4.5 Гидравлически гладкие и шероховатые трубы

Шероховатость поверхности труб может быть разной, если они покрыты специально отсортированными зёрнами песка одной фракции, то шероховатость равнозернистая (рис. 4.2, *a*, сверху), такие трубы используют только в лабораторных исследованиях. Поверхности обычных труб и открытых потоков неравнозернистые, они могут быть волнистыми с разными высотами и длинами волн (рис. 4.2, *a*, посредине и снизу).

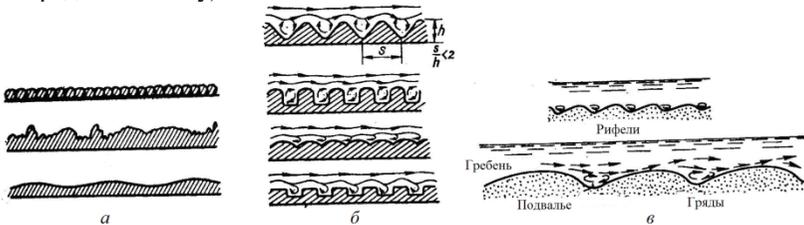


Рисунок 4.2 – Шероховатость поверхностей труб: *a* – профиль поверхности; *б* – периодические структуры; *в* – формы рельефа

В трубах кроме выступов с неодинаковыми размерами и формой может быть и регулярная шероховатость, обусловленная технологией изготовления и назначением труб, например, гофрированные трубы (рис. 4.2, б). Синтетические гофрированные дренажные трубы различают по формам гофр и относительному расстоянию между их вершинами. В синтетических негофрированных трубах отношение длины микроволн к их высоте составляет от 15 до 35.

В потоках, проходящих в песчаных грунтах, на дне образуются различные формы рельефа: гряды – большие образования, рифел – мелкие (рис. 4.2, в), поверхность которых покрыта зернами песка. Могут быть и другие виды шероховатости с выступлениями различных размеров по всем трем координатам, взаимное расположение элементов шероховатости также может быть различным. Учет конкретных особенностей шероховатости нужен в гидравлических исследованиях и расчетах, наиболее полное представление о шероховатости, размерах выступов и их взаимном расположении дает статистическое описание.

В качестве характеристики шероховатости выбирают некоторую среднюю высоту выступов  $\Delta$ . Соотношение между высотой выступов идеализированной шероховатости  $\Delta$  и толщиной вязкого подслоя  $\delta$  определяет структуру потока. Если  $\Delta < \delta$ , то все неровности полностью погружены в этот подслои и жидкость в его пределах плавно обтекает выступы шероховатости. В таком случае шероховатость стенок не влияет на особенности движения и потери напора не зависят от нее. Такие стенки и трубы принято называть *гидравлически гладкими* (рис. 4.3, а).

Если высота выступов шероховатости  $\Delta > \delta$ , неровности стенок выходят за пределы турбулентного ядра, поток обтекает выступы на расстоянии, что сопровождается интенсивным перемешиванием частиц. В этом случае потери напора зависят от шероховатости и такие трубы называют *гидравлически шероховатыми* (рис. 4.3, б). В третьем промежуточном случае абсолютная высота выступов шероховатости примерно равна толщине вязкостного подслоя  $\Delta \approx \delta$ .

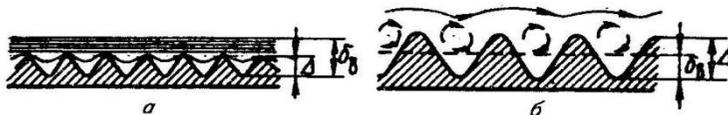


Рисунок 4.3 – Классификация труб: а – гидравлически гладкие; б – гидравлически шероховатые

Для определения толщины вязкостного подслоя  $\delta$  обычно используют формулу

$$\delta = \frac{30d}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}}. \quad (4.13)$$

Деление стенок на гидравлически гладкие и шероховатые достаточно условно, поскольку из (4.13) следует, что толщина  $\delta$  обратно пропорциональна числу  $\text{Re}$ . Таким образом, при движении жидкости вдоль одной и той же поверхности с постоянной высотой выступа шероховатости, в зависимости от числа Рейнольдса, толщина вязкостного подслоя может меняться. При увеличении  $\text{Re}$  толщина  $\delta$  уменьшается и стенка, бывшая гидравлически гладкой, может стать шероховатой, поскольку высота выступов шероховатости станет больше толщины вязкостного подслоя, из-за чего шероховатость станет влиять на характер движения и потери напора.

#### **Вопрос для самоконтроля:**

1. Приведите классификацию гидравлических сопротивлений.
2. Какие факторы влияют на величину потерь напора?
3. В каком из режимов движения жидкости потери напора по длине больше?
4. Назовите области турбулентного движения жидкости.
5. Приведите классификацию труб по состоянию внутренней поверхности.

### **ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ТРУБОПРОВОДА**

**Цель работы:** экспериментальное определение коэффициента сопротивления трения по длине трубопровода.

#### **Теоретические сведения**

При движении жидкости по трубопроводу часть энергии расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений, обусловленных силами внутреннего трения. Общие потери энергии складываются из потерь по длине трубопровода ( $h_{дл}$ ) и местных потерь ( $h_m$ ), величина которых определяется режимом движения жидкости в трубопроводе. Потери энергии (гидравлическое сопротивление) при ламинарном режиме меньше, чем при турбулентном, так как при турбулентности значительная часть энергии потока теряется на перемещение частиц жидкости в поперечном к оси потока направлении, то есть на перемешивание жидкости. При турбулентном режиме потери энергии пропорциональны квадрату средней скорости, а при ламинарном – средней скорости в первой степени. Потери

энергии (напора) по длине трубопровода при движении вязкой жидкости определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

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

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления (потерь) на трение (коэффициент Дарси;  $l, d$  – длина и диаметр трубопровода, м;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $v$  – средняя скорость жидкости в трубе, м/с.

Коэффициент  $\lambda$  – безразмерная величина, зависящая от диаметра и шероховатости трубы, скорости и вязкости жидкости. Влияние этих параметров на величину  $\lambda$  проявляется по-разному при различных режимах движения жидкости в трубе. При одном режиме коэффициент  $\lambda$  является функцией только числа Рейнольдса  $Re$ , а при другом – числа  $Re$  и относительной шероховатости стенок трубопроводов.

Для ламинарного режима  $Re < 2320$ , при этом  $\lambda$  является зависит только  $Re$  и не зависит от шероховатости трубопровода

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

Другая область – гидравлически гладкие трубы. Режим движения потока турбулентный, но у стенок сохраняется слой жидкости, движущийся ламинарно. Турбулентное ядро потока как бы скользит по ламинарного пленке. Трубы считаются гидравлически гладкими, если толщина ламинарного слоя больше высоты выступов шероховатости, то есть жидкость обтекает шероховатости без отрыва и образования вихрей. Благодаря влиянию вязкости жидкости для гидравлически гладких труб при значениях  $Re$  от 2320 до 4000 коэффициент  $\lambda$  может быть определен по формуле Н. С. Френкеля

$$\lambda = \frac{2,7}{Re^{0,53}}.$$

При от  $4000 \leq Re \leq 100000$  значение  $\lambda$  находят по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}},$$

если же  $Re > 100\,000$ , то для нахождения  $\lambda$  используют формулу П.Н. Конакова

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

Если толщина ламинарной пленки сравнима с выступами шероховатости, то коэффициент  $\lambda$  зависит как от числа  $Re$ , так и от

относительной шероховатости  $\kappa/d$ , то есть  $\lambda = f(\text{Re}, \kappa/d)$ . Эта область движения называется переходной областью, для вычисления  $\lambda$  в ней используется формула А.Д. Альтшуля

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

Для технически гладких труб величина  $\kappa/d$  очень мала и ею можно пренебречь. Тогда формула А.Д. Альтшуля примет вид

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}.$$

При высокой степени турбулентности ( $\text{Re} \rightarrow \infty$ ) формула А.Д. Альтшуля может быть записана в виде

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\kappa}{d} \right)^{0,25}.$$

При увеличении турбулентности ламинарный пограничный слой практически исчезает, а турбулентное ядро сталкивается со стенками трубы. Это область гидравлически шероховатых труб или квадратичного сопротивления. Труба в этом случае называется гидравлически шероховатой, а коэффициент  $\lambda$  в ней определяется по формуле Н. Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left( 1,14 + 21 \lg \frac{d}{\kappa} \right)^2}.$$

### Описание лабораторной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 4.4.

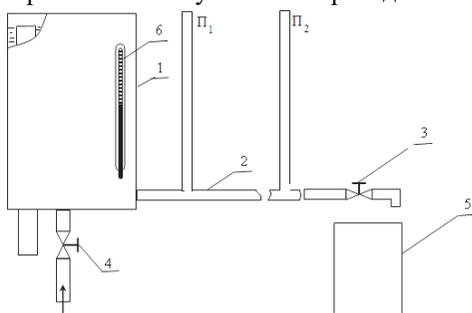


Рисунок 4.4 – Схема экспериментальной установки: 1 – напорный резервуар; 2 – исследуемый трубопровод; 3, 4 – вентили; 5 – мерная емкость; 6 – термометр

Установка состоит из напорного резервуара 1 и исследуемого трубопровода 2, на котором установлены два пьезометра П1 и П2. Уровень воды в напорном резервуаре контролируется сливной трубой, установка комплектуется мерной емкостью, секундомером и термометром.

### Порядок выполнения работы

1. Открыть входной вентиль 4 и заполнить напорный резервуар.
2. Открыть вентиль 3 и определить разницу уровней пьезометров. С помощью входного вентиля 4 отрегулировать постоянный уровень в напорном резервуаре.
3. Заполнить мерную емкость, отмечая время начала и конца заполнения по секундомеру, записать уровни пьезометров П1 и П2, а также температуру воды на выходе исследуемой трубы.
4. В указанной последовательности опыт повторить дважды, результаты измерений занести в табл. 1 отчета.
5. Определить расход и среднюю скорость  $v$  воды в исследуемом трубопроводе по результатам опытов.
6. Кинематическую вязкость  $\nu$  как функцию от температуры взять из *Приложения А*, после чего найти число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

и установить режим движения воды в трубе.

7. Определить экспериментальный коэффициент сопротивления  $\lambda_3$  по длине трубопровода

$$\lambda_3 = \frac{2ghd}{lV^2}.$$

8. Вычислить толщину ламинарной пленки  $\delta$

$$\delta = 32,8 \cdot \frac{d}{Re \cdot \sqrt{\lambda_3}}.$$

9. Определить расчетное значение коэффициента сопротивления  $\lambda_p$  по длине трубопровода по одной из формул:

– ламинарный режим

$$\lambda_p = \frac{64}{Re};$$

– турбулентный режим для  $\delta > k$

$$\lambda_p = \frac{0,316}{Re^{0,25}};$$

где  $k$  – абсолютная шероховатость трубопровода по *Приложению В*;

для  $\delta = k$

$$\lambda_p = 0,11 \cdot \left( \frac{\kappa}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25};$$

для  $\delta < k$

$$\lambda_p = \frac{1}{\left( 1,14 + 2 \lg \frac{d}{\kappa} \right)^2}.$$

10. Вычислить процент расхождения при определении коэффициента сопротивления по длине трубопровода

$$\Delta = \frac{|\lambda_p - \lambda_3|}{\lambda_3} \cdot 100 \% .$$

Таблица 1 – Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Измеренные и вычисленные величины	Единица измер.	Опыты	
			4	5
<b>I. Размеры исследуемого трубопровода</b>				
1	Диаметр стеклянной трубы $d$	см		
2	Площадь поперечного сечения трубы $S$	см <sup>2</sup>		
3	Расстояние между пьезометрами $\ell$	см		
<b>II. Определение потерь напора</b>				
1	Показания начального пьезометра $P_1$	см		
2	Показания конечного пьезометра $P_2$	см		
3	Потеря напора по длине $h_l = P_1 - P_2$	см		
<b>III. Определение расхода и средней скорости</b>				
1	Объем воды в мерной емкости в начале опыта $W_1$	см <sup>3</sup>		
2	Объем воды в мерной емкости в конце опыта $W_2$	см <sup>3</sup>		
3	Количество воды, поступившей в мерную емкость $W = W_2 - W_1$	см <sup>3</sup>		

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
4	Время заполнения мерной емкости $t$	с		
5	Расход воды $Q = W/t$	см <sup>3</sup> /с		
6	Средняя скорость воды в трубе $V = Q/S$	см/с		
<b>IV. Определение режима движения воды в трубе</b>				
1.	Температура воды $T$	°С		
2.	Кинематическая вязкость воды $\nu$	см <sup>2</sup> /с		
3.	Число Рейнольдса $Re$	-		
4.	Режим движения	-		
<b>V. Определение коэффициента трения по длине трубопровода</b>				
1.	Коэффициент $\lambda_s$ по результатам опыта			
2.	Толщина ламинарной пленки $\delta$	мм		
3.	Расчетный коэффициент $\lambda_p$			
4.	Процент расхождения	%		

#### Вопросы для самоконтроля:

1. Какими причинами вызваны потери напора по длине трубопровода?
2. Как в процессе эксперимента определяют потери напора по длине трубопровода и значение коэффициента сопротивления?
3. Как расчетным путем определить величину потерь напора по длине трубопровода?
4. Как установить режим движения жидкости в трубопроводе?
5. Как определяется коэффициент сопротивления  $\lambda$  при ламинарном режиме и от каких факторов он зависит?
6. Зачем в процессе эксперимента определяют толщину ламинарной пленки?
7. Как определяется коэффициент сопротивления при турбулентном режиме и от каких факторов он зависит?

## САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 4

**Пример решения задачи 1.** При движении гидравлического масла с температурой  $t = 20^\circ\text{C}$  в горизонтальном трубопроводе диаметром  $d = 0,15$  м его расход равен  $Q = 0,002$  м<sup>3</sup>/с. Разница пьезометрических уровней составляет  $h_{\text{уп}} = 0,013$  м на длине  $l = 4,0$  м. Определить режим движения масла и коэффициент гидравлического трения.

### Решение

Находим среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,15^2} = 0,11 \text{ м/с.}$$

По *Приложению Б* определяем коэффициент кинематической вязкости гидравлического масла при данной температуре

$$\nu = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Вычисляем число Рейнольдса для даного режима движения

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,11 \cdot 0,15}{30 \cdot 10^{-6}} = 550 < 2\,320,$$

поэтому имеет место *ламинарный режим* движения жидкости.

Из формулы (4.7) для определения потерь напора по длине при ламинарном режиме движения имеем

$$\lambda = \frac{2g \cdot d \cdot h_{\text{уп}}}{l \cdot v^2} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot 0,013}{4,0 \cdot 0,11^2} = 0,79.$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** При течении воды с температурой  $t = 21^\circ\text{C}$  в горизонтальном трубопроводе диаметром  $d = 0,22$  м ее расход равен  $Q = 0,02$  м<sup>3</sup>/с. Определить режим движения воды и коэффициент гидравлического трения.

### Решение

Находим среднюю скорость движения жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,22^2} = 0,53 \text{ м/с.}$$

По *Приложению Б* определяем коэффициент кинематической вязкости воды при данной температуре

$$\nu = 0,01 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Вычисляем число Рейнольдса для даного режима движения

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,53 \cdot 0,22}{10^{-6}} = 116\,600 > 4\,000,$$

поэтому имеет место турбулентный режим движения воды, находящийся в области квадратичного сопротивления.

Для области квадратичного сопротивления коэффициент  $\lambda$  определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,5}{0,22} \right)^{0,25} = 0,135,$$

где  $k = 0,5$  мм – абсолютная шероховатость эксплуатируемых труб.  
Задача решена.

#### Задания к самостоятельной работе № 4

При движении жидкости с температурой  $t = 20^\circ\text{C}$  в горизонтальном трубопроводе диаметром  $d$  ее расход равен  $Q$ . Определить режим движения данной жидкости и коэффициент гидравлического трения.

Таблица исходных данных

№ n/n	Тип жидкости	$d$ , мм	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	№	Тип жидкости	$d$ , мм	$Q$ , м <sup>3</sup> /с
1	Вода	50	0,024	16	Спирт этиловый	180	0,024
2	Спирт	100	0,043	17	Нефть	190	0,043
3	Масло	150	0,052	18	Бензин	200	0,052
4	Бензин	175	0,034	19	Керосин	210	0,034
5	Керосин	180	0,008	20	Масло веретенное	220	0,008
6	Нефть	185	0,007	21	Вода	230	0,007
7	Скипидар	190	0,009	22	Спирт этиловый	240	0,009
8	Вода	200	0,540	23	Масло гидравлическое	250	0,540
9	Бензин	250	0,630	24	Скипидар	260	0,630
10	Керосин	80	0,480	25	Спирт этиловый	270	0,480
11	Масло веретенное	100	0,097	26	Нефть	280	0,097
12	Вода	120	0,065	27	Вода	290	0,065
13	Масло трансформаторное	140	0,430	28	Нефть	300	0,430
14	Масло гидравлическое	160	0,075	29	Масло трансформаторное	310	0,075
15	Скипидар	160	0,055	30	Вода	325	0,055

## ТЕМА 5 МЕСТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

### 5.1 Простые и сложные местные гидравлические сопротивления

К местным гидравлическим сопротивлениям относятся разные устройства и элементы, устанавливаемые на трубопроводах, в которых происходит нарушение нормального движения потока в результате его деформации с изменением направления и значение средней скорости и возникновением вихрей. В результате деформации турбулентного потока имеет место интенсивное перемешивание частиц и обмен количеством движения между частицами жидкости. К подобным устройствам относится фасонная и трубопроводная арматура: отвод (колесо), переходники, тройники, крестовины, диафрагмы, сетки, запорные регулирующие вентили (краны), задвижки, затворы, предохранительные и регулирующие клапаны, всасывающие наконечники, устанавливаемые на входе в трубу насосов и т.д.

Простейшие местные гидравлические сопротивления можно разделить по направлению вектора средней скорости:

- скорость изменяется при неизменном направлении движения потока жидкости – плавные или внезапные расширения и сужения трубы (рис. 5.1, *a* и *б*);
- скорость постоянна при изменении направления движения потока – плавный или резкий поворот трубы (русла) в виде колена (рис. 5.1, *в* и *г*).

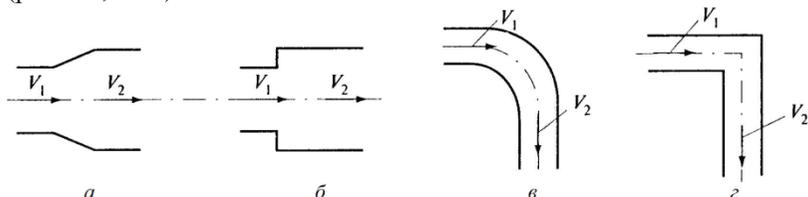


Рисунок 5.1 – Простейшие гидравлические сопротивления: *a* – плавное расширение; *б* – внезапное расширение; *в* – плавное колесо, *г* – резкое колесо

К сложным местным сопротивлениям относятся те, в которых вектор скорости изменяется как по величине, так и по направлению, а также случаи слияния или разделения потоков: задвижки, клапаны, вентили, а также тройники и крестовины (рис. 5.2). В таких сопротивлениях в результате внезапных изменений направления и величины скорости происходит значительная деформация потока, сопровождающаяся интенсивным вихреобразованием.

Наибольшее вихреобразование возникает в сопротивлениях, представляющих собой какое-либо препятствие. В результате обтекания потоком жидкости преграды в трубе происходит отрыв части потока от стенки трубы с образованием вихревой зоны, которую называют водоворотной областью. Между этой областью и основным потоком, благодаря поперечным пульсационным скоростям, происходит интенсивный обмен частицами жидкости на участке длиной  $l$ , по мере удаления от местного сопротивления эпюра скоростей выравнивается.

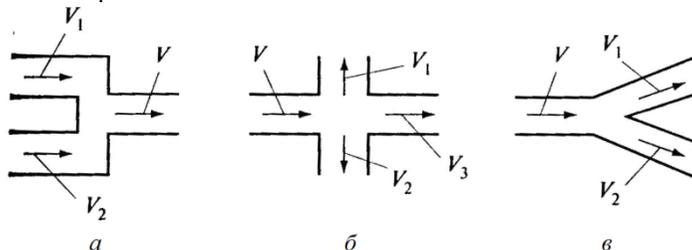


Рисунок 5.2 – Сложные гидравлические сопротивления: а – слияние потока; б – крестовина; в – тройник

*Местными потерями напора* называют потери удельной механической энергии, обусловленные работой сил трения и вихреобразования при преодолении потоком жидкости местного сопротивления. На поддержание вихрей в определенной зоне расходуется энергия потока. Местные потери напора связаны непосредственно с типом местного сопротивления, их качественные и количественные характеристики исследуются в лабораторной работе данного раздела.

### 5.2 Внезапное и постепенное расширения трубы

В случае внезапного расширения потока жидкости местные потери напора и коэффициент сопротивления можно определить теоретически. Пусть трубопровод малого поперечного сечения диаметра  $d_1$  резко переходит в большее сечение диаметром  $d_2$ , а ось  $x$  потока соответствует оси трубопровода. Выделим часть потока между сечениями 1-1 и 2-2 (рис. 5.3). Первое сечение находится на границе расширения трубопровода, и в этом сечении имеет место плавно изменяющееся движение. Второе сечение располагается на некотором расстоянии от первого, в нем не происходит возмущения движения в результате деформации. Эпюра скоростей в сечении 2-2 выравнивается, а поток жидкости будет также плавно изменяться.

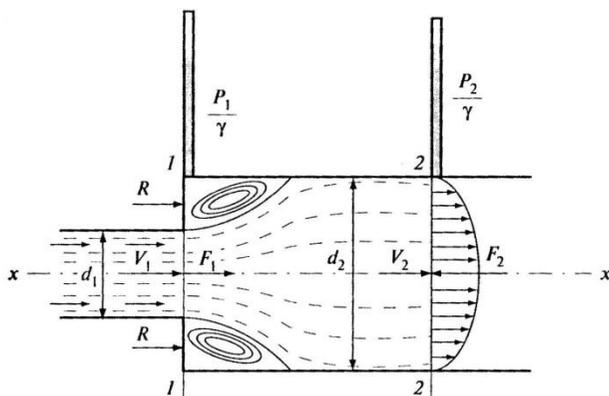


Рисунок 5.3 – Внезапное расширение трубы

Поток жидкости, выходящий из малого сечения, поступает в виде транзитной струи в большее сечение трубопровода. В месте внезапного расширения происходит отрыв потока от стенки и возникает вихревая водоворотная область, имеющая кольцевую форму и не участвующая в поступательном движении потока. Между вихревой областью и струей возникает неустойчивая поверхность раздела, в которой происходит интенсивное перемешивание частиц в результате пульсаций.

В результате вихреобразования на грани поверхности раздела происходит интенсивный обмен частями жидкости с транзитной струей, которая по длине водоворотной области приобретает вращательно-поступательное движение, то есть у нее появляется окружная составляющая скорости. За водоворотной областью вращательное движение прекращается.

Местные гидравлические потери напора возникают между выбранными сечениями в результате отрыва потока от стенок с образованием вихреобразования в виде водоворотной области.

Постепенно расширяющиеся конусные и прямоугольные переходные участки трубопроводов называют диффузорами (рис. 5.4). В результате движения жидкости в диффузоре в связи с увеличением диаметра средняя скорость потока уменьшается постепенно и при этом повышается давление.

Частицы жидкости вблизи стенок диффузора имеют значительно меньшую кинетическую энергию, поэтому они могут тормозиться или перемещаться в обратном направлении при увеличении давления. При столкновении частиц, движущихся в разных направлениях под влиянием пульсации скорости и давления, возникают

вихреобразования с отрывом потока от стенки диффузора. На вихреобразование и отрыв потока влияет угол расширения диффузора, от которого и зависят потери напора.

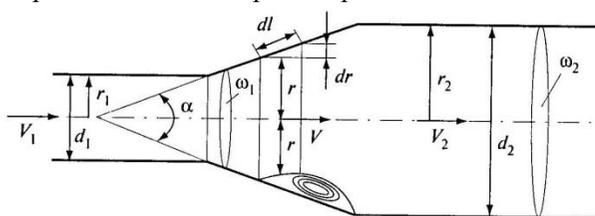


Рисунок 5.4 – Постепенное расширение трубы

Геометрическими параметрами диффузора является угол  $\alpha$  и диаметры  $d_1$  и  $d_2$ . Потери напора условно можно представить как сумму потерь, связанных с расширением и потерь на преодоление сил трения по поверхности диффузора

$$h = h_p + h_{mp}. \quad (5.1)$$

Потери напора на расширение аналогичны потерям при внезапном расширении, поскольку в обоих случаях они обусловлены вихреобразованием в результате отрыва потока от стенки. Коэффициент местных сопротивлений диффузора

$$\zeta_{\text{диф}} = k_n(1-n)^2 + \frac{\lambda(1-n^2)}{8 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (5.2)$$

где коэффициент  $n$

$$n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2. \quad (5.3)$$

### 5.3 Внезапное сужение трубы

Гидравлические потери напора, как и при внезапном расширении, связаны с отрывом потока от стенок как в широкой, так и в узкой части трубы с образованием вихрей (рис. 5.5). При достижении потоком жидкости острых кромок узкой части трубы происходит отрыв потока, в результате напор сужается (сечение С-С) и затем расширяется, а пространство в окрестности суженного потока является вихревой областью. Между водоворотной областью и транзитным потоком образуется поверхность раздела и происходит массообмен частями жидкости из-за пульсации скоростей и вихреобразования.

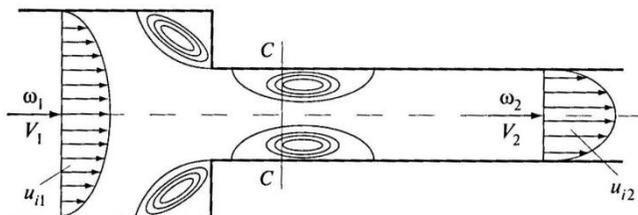


Рисунок 5.5 – Внезапное сужение трубы

Потери напора можно определить по формуле Борда

$$h_{pз} = \frac{(v_c - v_2)^2}{2g}, \quad (5.4)$$

считая, что в основном они будут за сжатым сечением, а до него потери напора незначительны. Скорость в сжатом сечении  $C-C$  с площадью  $\omega_c$

$$v_c = \frac{Q}{\omega_c} = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (5.5)$$

Отношение площадей сжатого сечения и узкой части трубы  $\omega_2$  называется коэффициентом сжатия  $\varepsilon$ , он определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_2}, \quad (5.6)$$

или из формулы Альтшуля

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n}. \quad (5.7)$$

Тогда коэффициент местного сопротивления для внезапного сужения

$$\zeta_{pз} = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \frac{1}{2} \cdot (1 - n). \quad (5.7)$$

Если  $\omega_1 \rightarrow \infty$  (труба выходит из большого резервуара), то  $n \rightarrow 0$  и при прямых углах соединения трубы  $\zeta_{pз} = 0,5$ .

#### 5.4 Простые местные сопротивления

Как было показано ранее, к простым местным сопротивлениям относят устройства, изменяющие скорость движения жидкости только по величине или только по направлению. Одним из них является диафрагма, которая устанавливается на трубопроводе для регулирования расхода воды в определенном месте. Трубопровод в месте установки диафрагмы имеет постоянное живое сечение  $d = \text{const}$  (рис. 5.6).

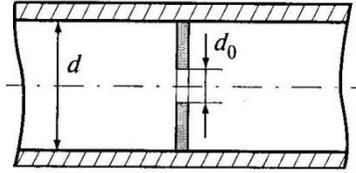


Рисунок 5.6 – Диафрагма в трубопроводе

Коэффициент местного сопротивления диафрагмы

$$\zeta_{diaф} = \left( \frac{1}{n\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (5.8)$$

где  $n$  – отношение площади отверстия диафрагмы к поперечной площади сечения трубы;  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия при прохождении потока через отверстие диафрагмы, который находят по (5.7).

Для уменьшения сопротивления на входе применяют входные наконечники конической формы с плавным входом (рис. 5.7). В случае наличия перед входом в трубу экрана (рис. 5.7, слева) потери увеличиваются, так как в таких наконечников сильно уменьшается отрыв потока от стенок. Для конусных наконечников с  $\varphi = 30...120^\circ$  коэффициент местного сопротивления составляет  $\zeta_{ex} = 0,15...0,30$ ; для наконечников с плавным входом –  $\zeta_{ex} = 0,03...0,12$ .

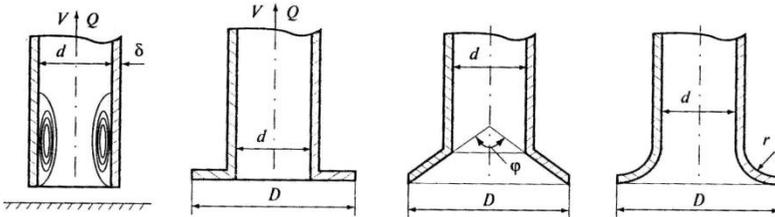


Рисунок 5.7 – Схемы реализации входа потока в трубу

Плавно закругленные трубы или поворот трубы называют отводом, его радиус кривизны  $R$  влияет на вихреобразования потока, то есть на сопротивление движению (рис. 5.8). Для определения коэффициента местного сопротивления отвода используют формулу Вейсбаха

$$\zeta_{om} = \left[ 0,31 + 0,16 \left( \frac{d}{R} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\beta}{90^\circ}, \quad (5.9)$$

где  $\beta$  – угол закругления.

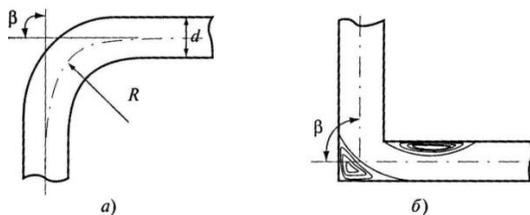


Рисунок 5.8 – Закругления труб: а – плавное (отвод); б – резкое

В случае резкого поворота трубы (рис. 5.8, б) возникают большие потери напора, поскольку в результате действия центробежных сил имеет место отрыв потока жидкости от стенок с вихреобразованием.

### 5.5 Сложные местные сопротивления

*Задвижка* (рис. 5.9, а) служит для одностороннего закрытия круглой трубы, ее сопротивление зависит от степени открытия, то есть от величины отношения  $x/d$ . В случае малого открытия имеет место отрыв потока от сегмента задвижки и стенок трубы, в результате чего

образуется турбулентная зона, а на поверхности ее контакта с потоком происходит пульсация скоростей с интенсивным вихреобразованием, которое приводит к массообмену частями жидкости. Значения коэффициентов сопротивления задвижки приведены в табл. 5.1.

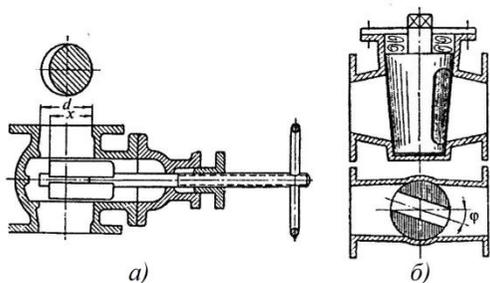


Рисунок 5.9 – Сложные местные сопротивления: а – задвижка; б – пробковый кран

Таблица 5.1 – Зависимость сопротивления задвижки от степени ее открытия

$x/d$	0	0,125	0,25	0,375	0,5	0,625	0,75	0,875	1
$\zeta_s$	0,05	0,07	0,26	0,8	2,1	5,5	17	98	-

Сопротивление пробкового крана (рис. 5.9, б) напрямую зависит от угла его открытия, значение коэффициента сопротивления приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2 – Зависимость сопротивления пробкового крана от степени его открытия

$\varphi$	10	20	30	40	50	60	65
$\zeta_{сп}$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486

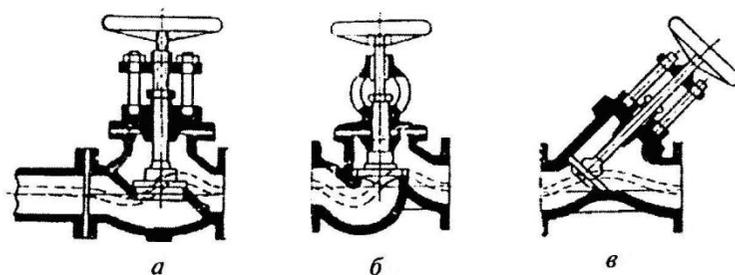


Рисунок 5.10 – Регулирующая арматура: *а* – прямоотчный вентиль; *б* – нормальный вентиль; *в* – вентиль типа Косва

Коэффициенты местных сопротивлений вентиляей различных конструкций (рис. 5.10) при их полном открытии имеют следующие значения: прямоотчный вентиль  $\zeta_k = 0,5...0,8$ ; нормальный вентиль  $\zeta_k = 3$  и вентиль типа Косва –  $\zeta_k = 1,4...2,5$ .

*Тройник* – деталь трубы, в которой имеет место разделение или соединение потоков жидкости (рис. 5.11). При определении гидравлических потерь принимают, что средняя скорость  $v_1$  соответствует расходу  $Q_1$  до разделения и  $Q_2 + Q_3 = Q_1$  – после разделения.

Гидравлические потери напора возникают как в результате соединения потоков, так и при их разделении. Коэффициенты местных сопротивлений зависят от геометрии тройника: угла  $\beta$  и диаметров  $d_1$ ,  $d_2$  и  $d_3$ ; их определяют экспериментально.

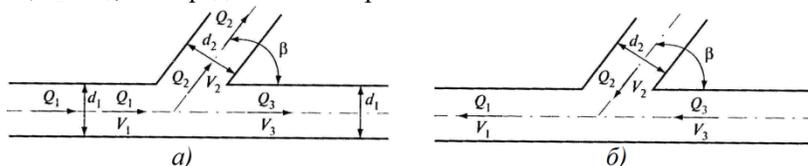


Рисунок 5.11 – Тройники: *а* – разделения потока; *б* – слияние потоков

## 5.6 Сопротивление трубопровода

При определении потерь напора в трубопроводе при движении потока жидкости используется принцип суперпозиции потерь: потери напора по длине не зависят от местных потерь, а последние не зависят друг от друга и все их можно складывать. При применении данного принципа следует учитывать влияние местных сопротивлений в случае их близкого расположения. В местных опорах в результате деформации потока возникает вихреобразование с образованием

водоворотов. При близком расположении сопротивлений происходит наложение вихревых областей, что приводит к увеличению потерь напора. Выравнивание поля скоростей за местным сопротивлением происходит на некотором расстоянии, зависящем от интенсивности вихреобразования. Наибольшие расстояния между сопротивлениями должны быть при наличии арматуры (вентили, задвижки, краны), используемой для регулирования расхода жидкости.

Установлено, что эпюра скоростей за вентилем выравнивается на расстоянии до  $50d$  ( $d$  – диаметр трубопровода), а за прямоугольным отводом – на расстоянии до  $40d$ . На практике расстояние между местными опорами следует выбирать:

- при значительной деформации потока  $l = (15...20) \cdot d$ ;
- при малой деформации потока  $l = (3...8) \cdot d$ .

Это объясняется тем, что изменение эпюры скоростей практически не влияет на потери напора без учета геометрической высоты ее подъема. Напор  $H$ , необходимый для обеспечения расхода жидкости в трубопроводе состоит из потерь напора по длине и местных потерь напора. Рассмотрим трубопровод длины  $l$  и постоянного диаметра  $d$ , на котором встречаются местные сопротивления с коэффициентами  $\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n$ . Тогда потери напора в трубопроводе будут состоять из местных потерь и потерь по длине

$$h_{mp} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n \right) \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (5.10)$$

Сумма всех коэффициентов сопротивлений характеризует потери напора по трубопроводу и называется коэффициентом сопротивления системы

$$\zeta_{cuc} = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n \right), \quad (5.11)$$

тогда (5.10) приобретает вид

$$h_{mp} = \zeta_{cuc} \cdot \frac{v^2}{2g} = H. \quad (5.12)$$

В случае, когда трубопровод состоит из нескольких участков различных диаметров, на каждом из которых имеются местные сопротивления, потери напора выражаются через скоростной напор на одном из участков. Определение скоростей на других участках трубопровода производится с помощью уравнения неразрывности

$$v_1 \cdot \omega_1 = v_2 \cdot \omega_2 = v_3 \cdot \omega_3,$$

а коэффициент сопротивления системы для трубопровода равен сумме сопротивлений его участков

$$\zeta_{сис} = \zeta_{сис1} + \zeta_{сис2} + \dots + \zeta_{сисn}. \quad (5.13)$$

В некоторых случаях более удобно представить потери напора в трубопроводе как функцию расхода. Средняя скорость жидкости в трубе диаметра  $d$  определяется по (5.5), тогда скоростной напор

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{8Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4}. \quad (5.14)$$

Подставив (5.14) в (5.12) получаем потери напора, выраженные через расход жидкости

$$h_{mp} = \frac{8\zeta_{сис}}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \cdot Q^2 = k \cdot Q^2. \quad (5.15)$$

Безразмерная величина  $k$  называется **сопротивлением трубопровода**.

#### Вопросы для самоконтроля:

1. Чем обусловлены потери напора на местных сопротивлениях?
2. Какие разновидности местных сопротивлений возможны в трубопроводах?
3. С помощью каких приборов можно определить потери напора на местных сопротивлениях?
4. Как экспериментально определяют расход и скорость движения жидкости в местных сопротивлениях?
5. Как зависит коэффициент местного сопротивления от режима движения жидкости в трубопроводе?

#### ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ В ТРУБОПРОВОДАХ

**Цель работы:** экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений в круглых трубопроводах.

#### Теоретические сведения

При движении реальной жидкости помимо потерь на трение по длине трубопровода возникают дополнительные местные потери давления (местные сопротивления). Местными сопротивлениями называют сопротивления, обусловленные местным препятствием свободному течению жидкости, из-за которого поток меняет свою конфигурацию или направление. В зонах местных сопротивлений обычно меняется скорость течения, возникают интенсивные вихреобразования, которые являются источниками рассеяния энергии.

В результате полная энергия на выходе из местных сопротивлений меньше, чем на входе.

Несмотря на огромное разнообразие местных сопротивлений, к основным простым следует отнести: внезапное расширение, внезапное сужение, плавное расширение, плавное сужение, резкий поворот (колена), плавный поворот и другие. Потери напора на преодоление местных сопротивлений вычисляются по формуле Вейсбаха:

$$h_M = \xi \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (Л1)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, зависящий от конструкции местного сопротивления;  $v$  – скорость движения жидкости за местным сопротивлением, м/с;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение силы тяжести.

Из формулы (Л1) находят коэффициент местного сопротивления

$$\xi = \frac{2g \cdot h_M}{v^2}. \quad (Л2)$$

Коэффициент местного сопротивления является безразмерной величиной, характеризующей потери напора и удельной кинетической энергии. Каждое местное сопротивление характеризуется своим значением коэффициента  $\xi$ , который обычно определяется опытным путем. Теоретическое определение местных потерь напора представляет значительные трудности и может быть выполнено только для некоторых случаев. Например, для случая внезапного расширения трубопровода потеря сопротивления используется формула Борда:

$$h = \frac{V_1^2}{2g} \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (Л3)$$

откуда

$$\xi_{BP} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \quad (Л4)$$

В формуле (Л3) площадь  $S_1$  и скорость  $v_1$  относятся к сечению трубы с меньшим диаметром.

В табл. 1 приведены значения  $\xi$  для *внезапного расширения* в зависимости от отношения площадей до расширения  $S_1$  и после него  $S_2$ .

Таблица 1

$S_1/S_2$	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
$\xi$	0,98	0,81	0,64	0,36	0,16	0,04

В табл. 2 приведены значения  $\xi$  для *внезапного сужения* трубы в зависимости от отношения площадей за сужением  $S_2$  и перед ним  $S_1$ .

Таблица 2

$S_1/S_2$	0,01	0,10	0,20	0,40	0,60	0,80
$\zeta$	0,45-0,5	0,39-0,45	0,35-0,4	0,28-0,3	0,2	0,09-0,1

Из сравнения коэффициентов  $\zeta$  в табл. 1 и 2 видно, что при одинаковых отношениях  $S_1/S_2$  они разные. Это результат различия структуры потока при внезапном сужении трубы. Потери напора при внезапном расширении трубы при турбулентном режиме можно определить по формуле:

$$h_m = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (Л5)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – средние скорости в сечениях до и после внезапного расширения, м/с. Коэффициент местных сопротивлений (потерь) вычисляют по формуле (Л2).

### Описание лабораторной установки

Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Установка состоит из напорного резервуара 1, панели пьезометрических трубок 2, исследуемого трубопровода 3 с вентилем 4. В рабочем режиме вода поступает в напорный резервуар с местного водопровода после открытия вентиля 6. Уровень воды в напорном резервуаре контролируется сливной трубой, по которой избыточная жидкость поступает в сливной трубопровод.

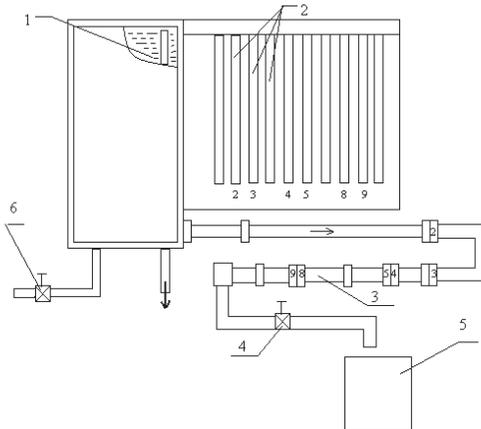


Рисунок 1 – Установка для определения местных сопротивлений: 1 – напорный резервуар; 2 – пьезометры; 3 – исследуемый трубопровод; 4, 6 – вентили; 5 – мерная емкость.

Установка предназначена для исследования потерь напора в крутом (двойном) колене, потерь напора при внезапном расширении и сжатии. Потери напора определяют по показаниям соответствующих пьезометров.

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией установки и местными сопротивлениями, подлежащими исследованию.

2. Открыть входной вентиль 6 для заполнения водой напорного резервуара, после установления в нем постоянного уровня воды открыть вентиль 4 для прохода воды по изучаемому трубопроводу.

3. В режиме постоянного движения жидкости по трубе (уровни пьезометров не колеблются), записать показания пьезометров для каждого исследуемого местного сопротивления (крутое колено, внезапное расширение, внезапный сужение). Одновременно следует измерить расход воды по трубе за время заполнения емкости 5.

4. Опыт повторить, изменив расход воды по трубе (изменение расхода фиксировать по пьезометрам), закрыть вентили 4 и 6, результаты опытов занести в табл. 1 отчета.

5. Вычислить площади живых сечений  $S_1$  и  $S_2$  в зонах местных сопротивлений.

6. Определить расход и скорость воды в исследуемых сечениях трубопровода, объем воды в мерном сосуде – 1 л.

7. Вычислить теоретический коэффициент потерь напора для внезапного расширения трубопровода по формуле (Л4) и занести в табл. 1.

8. Определить разницу показаний пьезометров для каждого из местных сопротивлений.

9. Найти экспериментальный коэффициент потерь напора при внезапном расширении и сужении трубы по формуле (Л2).

10. Определить теоретическое значение коэффициента местного сопротивления для внезапного сужения по формуле (Л4) и занести в табл. 2.

12. Определить процент расхождения в результатах расчетов коэффициентов местных сопротивлений, полученных теоретически и экспериментально

$$\Delta = \frac{\xi_m - \xi_e}{\xi_e} \cdot 100\% ,$$

результаты расчетов занести в табл. 1.

Таблица 1 – Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Измеряемые и расчетные величины	Единицы измерен.	Опыт	
			1	2
1	2	3	4	5
<b>I. Размеры исследуемого трубопровода</b>				
1	Диаметр трубы: до расширения, $d$ после расширения, $D$ до сужения, $D$ после сужения, $d$ в двойном колене, $d$	см см см см см		
2	Площадь поперечного сечения трубы: до расширения, $S_1$ после расширения, $S_2$ до сужения, $S_2$ после сужения, $S_1$ в двойном колене, $S_1$	см <sup>2</sup> см <sup>2</sup> см <sup>2</sup> см <sup>2</sup> см <sup>2</sup>		
<b>II. Определение потерь напора в двойном колене трубопровода</b>				
1	Показание пьезометра $\Pi_2$ до двойного колена	см		
2	Показание пьезометра $\Pi_3$ после двойного колена	см		
3	Потери напора на местном сопротивлении $h_{ml} = \Pi_2 - \Pi_3$	см		
4	Экспериментальный коэффициент местного сопротивления	-		
<b>III. Определение потерь напора при внезапном расширении</b>				
1	Объем воды в мерной емкости в начале опыта $W_1$	см <sup>3</sup>		
2	Время заполнения мерной емкости $t$	с		
3	Объем воды в мерной емкости в конце опыта $W_2$	см <sup>3</sup>		
4	Количество воды, поступившей в мерную емкость $W = W_2 - W_1$	см <sup>3</sup>		
5	Скорость воды в трубе до расширения	см/с		
6	Скорость воды в трубе после расширения $v$	см/с		

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
7	Показания пьезометра до расширения $P_4$	см		
8	Показания пьезометра после расширения $P_5$	см		
9	Потери напора на местном сопротивлении $h_{м2} = P_4 - P_5$	см		
10	Теоретический коэффициент местного сопротивления: – по формуле Борда – по табл. 1			
11	Экспериментальный коэффициент местного сопротивления			
12	Процент расхождения в результатах расчетов	%		
<b>IV. Определение потерь напора при внезапном сужении</b>				
1	Скорость воды в трубе до сужения	см/с		
2	Скорость воды в трубе после сужения	см/с		
3	Показания пьезометра до сужения $P_8$	см		
4	Показания пьезометра после сужения $P_9$	см		
5	Потери напора на местном сопротивлении $h_{м3} = P_8 - P_9$	см		
6	Теоретический коэффициент местного сопротивления: – по формуле 4 – по табл. 2			
7	Экспериментальный коэффициент местного сопротивления			
8	Процент расхождения в результатах расчетов	%		

## САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 5

**Пример решения задачи 1.** При внезапном расширении горизонтального трубопровода с диаметра  $d_1 = 0,15$  м до диаметра  $d_2 = 0,30$  м средняя скорость жидкости на большем участке равна  $v_2 = 1,2$  м/с. Определить разность показаний пьезометров, установленных до расширения и после него (рис. 5.3).

### Решение

Определяем отношение диаметров труб

$$k = \frac{d_2}{d_1} = \frac{0,30}{0,15} = 2,0.$$

Скорость на участке трубы меньшего диаметра определяем из уравнения неразрывности жидкости

$$v_1 = v_2 \cdot k^2 = 1,2 \cdot 2^2 = 4,8 \text{ м/с.}$$

По формуле (5.4) находим потери напора при внезапном расширении

$$h_{ep} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \frac{(4,8 - 1,2)^2}{2 \cdot 9,81} = 0,66 \text{ м.}$$

Разница показаний пьезометров

$$h = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} - h_{ep} = \frac{4,8^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{1,2^2}{2 \cdot 9,81} - 0,66 = 0,44 \text{ м.}$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** При внезапном сужении горизонтального трубопровода с диаметра  $d_1 = 0,20$  м до диаметра  $d_2 = 0,10$  м расход жидкости на выходе равен  $Q_2 = 0,02$  м<sup>3</sup>/с. Определить местные потери напора и коэффициент сопротивления трубопровода.

### Решение

Определяем отношение диаметров труб

$$n = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = \left(\frac{0,10}{0,20}\right)^2 = 0,25.$$

Коэффициент сопротивления трубопровода при внезапном сужении по формуле (5.7) равен

$$\zeta_{pз} = \frac{1}{2} \cdot (1 - n) = \frac{1}{2} \cdot (1 - 0,25) = 0,375.$$

Средняя скорость жидкости на выходном участке

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0,02}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,55 \quad \text{м/с.}$$

Потери напора при таких условиях

$$h = \zeta_{pз} \frac{v_2^2}{2g} = 0,375 \cdot \frac{2,55^2}{2 \cdot 9,81} = 0,124 \quad \text{м.}$$

Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 5

#### Варианты 1 – 10

При внезапном расширении горизонтального трубопровода с диаметра  $d_1$  до диаметра  $d_2$  средняя скорость жидкости на большем участке равна  $v_2$ . Определить разницу показаний пьезометров до и после расширения, данные для расчета взять из таблицы исходных данных.

Таблица исходных данных

№	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$v_2$ , м/с
1	50	250	2,4
2	100	200	4,3
3	150	350	5,2
4	175	275	3,4
5	180	380	8,0
6	185	385	7,0
7	190	490	0,9
8	200	500	5,4
9	250	550	6,3
10	80	280	0,5

#### Варианты 11 – 20

При внезапном сужении горизонтального трубопровода с диаметра  $d_1$  до диаметра  $d_2$  расход жидкости на выходе равен  $Q_2$ . Определить местные потери напора и коэффициент сопротивления трубопровода, данные для расчета взять из таблицы исходных данных.

Таблица исходных данных

№	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$Q$ , м <sup>3</sup> /с
11	250	50	0,024
12	200	100	0,043
13	350	150	0,052
14	275	175	0,034

15	380	180	0,008
16	385	185	0,007
17	490	190	0,009
18	500	200	0,540
19	550	250	0,630
10	280	80	0,480

*Варианты 21 – 30*

Для ограничения расхода жидкости в трубопроводе диаметром  $d_1$  установлена диафрагма. Избыточные давления до и после нее неизменны и равны  $P_1$  и  $P_2$ , соответственно. Определить диаметр отверстия диафрагмы  $d_2$ , если расход жидкости  $Q_2$ . Данные для расчета взять из таблицы исходных данных.

*Таблица исходных данных*

<i>№</i>	<i><math>P_1</math>, кПа</i>	<i><math>P_2</math>, кПа</i>	<i><math>d_1</math>, мм</i>	<i><math>Q</math>, м<sup>3</sup>/с</i>
21	70	20	250	0,024
22	75	25	100	0,043
23	80	20	150	0,052
24	85	25	175	0,034
25	90	30	180	0,008
26	95	35	185	0,007
27	100	30	190	0,009
28	90	30	200	0,540
29	80	30	250	0,630
30	70	30	180	0,480

## ТЕМА 6. ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

### 6.1 Гидравлический расчет трубопроводов

При расчете трубопроводов рассматривается устойчивое равномерное напорное движение любой жидкости, соответствующее турбулентному режиму в круглых цилиндрических трубах. В напорных трубопроводах жидкость находится под избыточным давлением, а их поперечные сечения полностью заполнены. Движение жидкости по трубопроводу происходит в результате разности напоров в начале и конце трубопровода.

Гидравлический расчет трубопровода сводится к решению трех основных задач:

– определение расходов трубопровода  $Q$ , если известны напор  $H$ , длина  $l$  и диаметр  $d$  трубопровода, с учетом наличия определенных местных сопротивлений или их отсутствия;

– определение нужного напора  $H$ , необходимого для обеспечения пропускания заданного расхода  $Q$  по трубопроводу длины  $l$  и диаметра  $d$ ;

– определение диаметра трубопровода  $d$  в случае известных величин напора  $H$ , расхода  $Q$  и длины  $l$ .

Трубопроводы в зависимости от длины и схемы их расположения подразделяются на простые и сложные. *Простые трубопроводы* – трубопроводы с постоянным одинаковым расходом. Трубопроводы состоят из труб одинакового диаметра по всей длине или участков труб различных диаметров и длин. Последний случай относится к последовательному соединению. Простые трубопроводы, в зависимости от длины с участком местных сопротивлений, делятся на короткие и длинные.

Короткими трубопроводами есть трубопроводы с малой длиной, в которых местные сопротивления составляют более 10% гидравлических потерь по длине. К ним относятся сифоновые трубопроводы, всасывающие трубы лопастных насосов, трубопроводы внутри зданий и сооружений.

*Длинными трубопроводами* называют трубопроводы достаточно большой длины, в которых потери напора по длине значительно превышают местные потери. Местные потери составляют менее 5...10% потерь по длине трубопровода и поэтому ими можно пренебречь или ввести при гидравлический расчет увеличивающий коэффициент 1,05...1,1. Длинные трубопроводы входят в систему водопроводных сетей, трубопроводов насосных станций и предприятий промышленного и сельскохозяйственного назначения.

Сложные трубопроводы имеют по разветвления по длине, то есть трубопровод состоит из сети труб определенных диаметров и длин. Сложные трубопроводы подразделяются на параллельные, тупиковые (разветвленные), кольцевые (замкнутые) трубопроводы, входящие в водопроводную сеть.

## 6.2 Расчет коротких трубопроводов

При расчете коротких трубопроводов учитываются как местные потери напора, так и потери по длине. Для определения пропускной способности трубопровода (расхода, проходящего через него) можно использовать уравнение

$$Q = \mu_c \cdot \omega \cdot \sqrt{2g\Delta H}, \quad (6.1)$$

где  $\Delta H$  – разность напоров в сечениях трубопровода, м;  $\omega$  – площадь поперечного сечения трубопровода, м<sup>2</sup>;  $\mu_c$  – коэффициент расхода системы, который определяется по формуле

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\zeta_{сис}}}. \quad (6.2)$$

В случае нахождения требуемого напора, необходимого для обеспечения заданной пропускной способности  $Q$ , следует применять формулу

$$H = \zeta_{сис} \cdot \frac{v^2}{2g}. \quad (6.3)$$

Задача определения диаметра трубопровода решается методом подбора. Задавая различные диаметры, определяют при известном расходе среднюю скорость и число Рейнольдса, по нему устанавливают область сопротивления, для которой находят коэффициент гидравлического трения. Определенному диаметру  $d$  будут соответствовать потери напора  $h_w = f(d)$ , которые равны требуемому напору. Задача будет решена при  $H = h_w$  для данного диаметра трубопровода.

На практике наиболее часто встречаются задачи расчета всасывающей трубы насоса и трубопроводов с насосной подачей жидкости. Всасывающая труба центробежного насоса представляет собой водовод от места забора до насоса (рис. 6.1, а), на входе в который устанавливается вакуумметр. При заданном расходе скорость воды рекомендуется принимать в пределах  $v = 0,7 \dots 1,2$  м/с, откуда по формуле (5.5) можно определить площадь сечения всасывающей трубы. Диаметр трубопровода при известном расходе жидкости  $Q$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}. \quad (6.4)$$

Суммарные гидравлические потери в трубопроводе

$$h_{\omega} = \left( \sum \zeta + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{v_g^2}{2g}, \quad (6.5)$$

где  $v_g$  – средняя скорость потока в трубе, м/с.

Высоту всасывания насоса определяют по формуле

$$h_g = H_{\text{эак}} - \left( 1 + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v_g^2}{2g}. \quad (6.6)$$

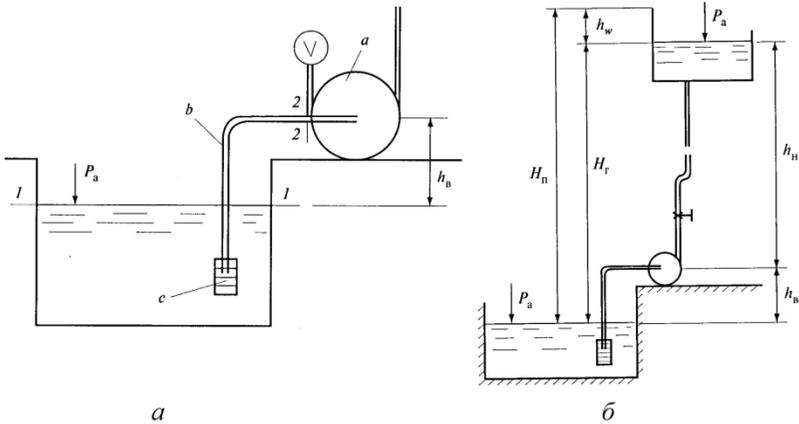


Рисунок 6.1 – К расчету коротких трубопроводов: а – всасывающая труба насоса; б – схема насосной установки

Насосная установка (рис. 6.1, б) включает центробежный насос, всасывающий и напорный трубопроводы, поставляет воду в открытый резервуар и должна осуществить ее подъем с расходом  $Q$  на геодезическую высоту  $H_z$  и, кроме того, обеспечить преодоление сопротивлений движению воды во всасывающей и напорной трубах с гидравлическими потерями  $h_w$ . В этом случае требуется напор

$$H_{\text{ном}} = H_z + h_w. \quad (6.7)$$

Суммарные гидравлические потери напора

$$h_w = \left( \sum \zeta_g + \lambda_g \cdot \frac{l_g}{d_g} \right) \cdot \frac{v_g^2}{2g} + \left( \sum \zeta_n + \lambda_n \cdot \frac{l_n}{d_n} \right) \cdot \frac{v_n^2}{2g}, \quad (6.8)$$

где  $\lambda_g$  и  $\lambda_n$  – коэффициенты трения всасывающего и напорного трубопроводов;  $\zeta_g$  и  $\zeta_n$  – суммы коэффициентов местных сопротивлений

всасывающего и напорного трубопроводов;  $l_в$ ,  $d_в$  и  $l_н$ ,  $d_н$  – длины и диаметры всасывающего и напорного трубопроводов, м;  $v_в$  и  $v_н$  – средние скорости в трубопроводах.

Гидравлические потери напора также могут быть определены через требуемый расход

$$h_w = \left[ \left( \sum \zeta_в + \lambda_в \frac{l_в}{d_в} \right) \frac{1}{d_в^4} + \left( \sum \zeta_н + \lambda_н \frac{l_н}{d_н} \right) \frac{1}{d_н^4} \right] \frac{8Q^2}{g\pi^2} = kQ^2 \quad (6.9)$$

Коэффициент  $k$  называется *сопротивлением трубопроводов насосной установки*.

### 6.3 Расчет длинных трубопроводов

При расчете длинных трубопроводов местные потери напора незначительны по сравнению с потерями по длине, поэтому их не учитывают. Длинными считают магистральные и другие трубопроводы большой протяженности, при их расчетах для получения оптимальных потерь напора по длине среднюю скорость  $v$  принимают в пределах 0,7...1,5 м/с. Такое допущение приводит к тому, что скоростной напор ( $v^2/2g$ ) изменяется в пределах до 0,11 м, что позволяет исключить его из полного напора, равного

$$H = z + h_w, \quad (6.10)$$

где  $z$  – геометрическая высота, м;  $h_w$  – гидравлические потери в трубопроводе.

Потери напора по длине трубопровода вычисляются по водопроводной формуле

$$h = \frac{8\lambda \cdot l \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \quad (6.11)$$

Коэффициент гидравлического трения в (6.11) равен

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (6.12)$$

для квадратичной области сопротивления. При вычислении удельного сопротивления в неквадратичной области вводится поправка  $\Psi$ , значение которой зависит от средней скорости потока в трубе.

Важно то, что при заданном расходе и длине водовода потери напора зависят от диаметра трубы и при увеличении диаметра потери напора уменьшаются. Для выбора наиболее выгодного диаметра  $d$  рассматривают функции двух экономических факторов, которые учитывают эксплуатационные затраты на создание нужного напора и капитальные затраты на строительство и стоимость трубопровода,

причем первый вид расходов уменьшается с увеличением диаметра, а второй увеличивается.

#### 6.4 Расчет сложных трубопроводов

*Разветвленный* – трубопровод, имеющий общее сечение, в котором расходятся или сходятся несколько ветвей труб. На рис. 6.2 показан разветвленный трубопровод, в сечении *B-B* которого расходятся три трубы. По каждой из труб осуществляется подача воды в резервуары на геодезические высоты  $H_{г1}$ ,  $H_{г2}$  и  $H_{г3}$ . Трубы имеют разные диаметры  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  и длины  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ . Общий расход в основном трубопроводе до разветвления –  $Q$ , в разветвленных трубах расходы соответственно равны  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ . Для разветвленного трубопровода можно записать следующее уравнение

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (6.13)$$

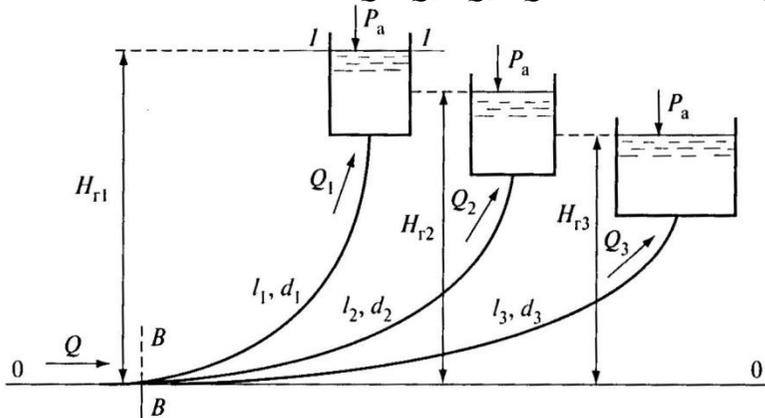


Рисунок 6.2 – Схема разветвленного трубопровода

Если считать трубопровод длинным, то учитываются только потери напора по длине, которые определяются согласно (6.11). Тогда напор в сечении *B-B*

$$\frac{P_{e1}}{\gamma} = H_{г1} + \frac{8\lambda_1 \cdot l_1 \cdot Q_1^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_1^5}. \quad (6.14)$$

Аналогично, для двух других трубопроводов можно записать

$$\frac{P_{e2}}{\gamma} = H_{г2} + \frac{8\lambda_2 \cdot l_2 \cdot Q_2^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_2^5}. \quad (6.15)$$

$$\frac{P_{63}}{\gamma} = H_{23} + \frac{8\lambda_3 \cdot l_3 \cdot Q_3^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d_3^5} \quad (6.16)$$

Совместное решение системы уравнений (6.14) – (6.16) позволяет определить расходы  $Q_1$ ,  $Q_2$  и  $Q_3$ .

### 6.5 Расчет водопроводных сетей

*Водопроводная сеть* является одной из главных частей системы водоснабжения, она состоит из магистральных и распределительных трубопроводов. Магистральные трубопроводы (линии) в основном осуществляют транспортировку воды, а распределительные – обеспечивают ее подачу из магистральных линий непосредственно на объекты водопотребления.

Магистральные линии водопроводных сетей по своей форме делятся на разветвленные (тупиковые) и кольцевые (замкнутые). Водопроводная сеть должна удовлетворять следующим основным требованиям: оптимальное обеспечение заданных расходов к местам водопотребления, надежность эксплуатации и экономичность. Выбор диаметров труб участков водопроводной сети выполняется с учетом скоростей в трубопроводе, соответствующих экономически выгодным диаметрам. Расход воды в определенной узловой точке магистрального трубопровода называется *узловым расходом*  $Q$ .

Расход, равномерно распределенный на участке сети между узловыми точками – это *путевой расход*  $Q_n$ . В начале участка сети путевой расход максимален, а в конце равен нулю. Путевой расход, приходящийся на единицу длины участка, называют *удельным расходом*  $q_0$  и определяют по формуле

$$q_0 = \frac{Q_n}{l}, \quad (6.17)$$

где  $l$  – длина участка, на котором происходит водозабор, м.

Величина удельных путевых расходов зависит от конкретных объектов, осуществляющих водопотребление, а также от различных моментов работы сети. Расход воды, проходящий через участок без водопотребления и направляемый на другой участок сети, называется *транзитным расходом*  $Q_m$ . Он остается неизменным по длине участка магистральной сети. При гидравлических расчетах определенного участка сети принимается расчетный расход  $Q_p$ , учитывающий постоянный транзитный и переменный путевой расходы и определяемый по формуле

$$Q_p = Q_m + \alpha \cdot Q_n, \quad (6.18)$$

где  $\alpha$  – коэффициент, зависящий от соотношения транзитного и путевого расходов, а также от равномерности распределения водозабора на участке сети длины  $l$ . Для упрощения гидравлического расчета трубопроводов сети обычно он принимается  $\alpha = 0,5$ .

Узловой расход в определенной точке равен половине путевых расходов участков, подходящих к узлу

$$Q = 0,5 \cdot \sum Q_n \quad (6.19)$$

В разветвленной тупиковой водопроводной сети расход, поступающий к каждой водозаборной точке, осуществляется с одной стороны. Разветвленная сеть состоит из главной магистральной линии и присоединенных к ней ответвленных участков трубопровода, обеспечивают подачу воды к конечным водозаборным точкам (рис. 6.3). Точками обозначаются узлы сети, участки длины  $l$  располагаются между ними. Точка 1 является началом разветвленной водопроводной сети, в ней чаще всего устанавливается насосная станция или водонапорная башня.

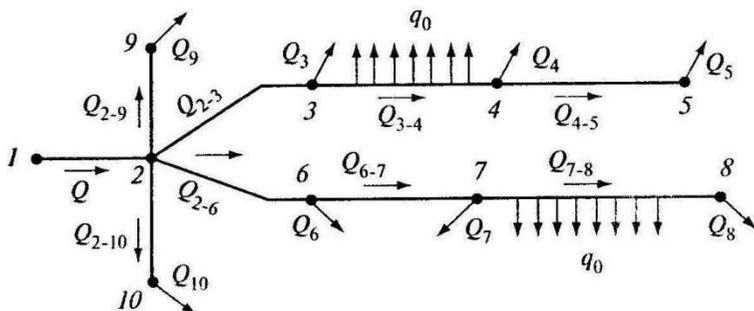


Рисунок 6.3 – Схема тупиковой водопроводной сети

При расчете разветвленных водопроводных сетей должны быть известны длины  $l_i$  участков между узловыми точками, расходы воды в узловых точках  $Q_i$ , удельные путевые расходы  $q_0$  на участках, геодезические отметки расположения узловых точек  $z_i$  и свободные напоры  $h_{св}$  в узловых конечных точках.

Расчет разветвленной сети начинается с выбора главной магистральной линии. Главная магистраль начинается в точке сети 1 и соединяется с самой отдаленной конечной точкой, например 8, имея наибольшую геодезическую высоту  $z_8$ . Магистраль должна обеспечить суммарный расход, необходимый для подачи воды в конечные узловые точки сети, находящиеся на геодезических отметках, и заданный свободный напор  $h_{св}$ . Вычислив расчетные расходы на участках

магистралей, далее определяются диаметры трубопроводов, гидравлические потери и уклоны каждого участка. Расчетный расход участка состоит из суммы расходов, которые будут в его конце и на других участках, находящихся за ним.

*Кольцевые водопроводные сети* являются системой смежных замкнутых колец (контуров). По надежности и бесперебойности эксплуатации кольцевые сети имеют существенное преимущество перед разветвленными. В случае аварии (разрыв трубопровода) на одном из участков разветвленной сети подача воды в узловые точки, находящиеся за участком, не может быть обеспечена. В кольцевой сети подача воды не прекращается, поскольку поврежденный участок сети выключается, а в узловые точки вода подается другими прилегающими к нему участками. В случае изменения водопотребления в узловых точках в течение суток можно осуществить подачу воды из другого кольца. В кольцевой сети при возникновении гидравлического удара повышение давления в трубопроводе будет значительно меньше, чем в разветвленной. Однако длина кольцевой сети существенно больше разветвленной, поэтому больше и ее стоимость. Кольцевая сеть обеспечивает гарантированное водопотребления в узлах сети, что очень важно при пожаротушении. Схема кольцевой водопроводной сети представлена на рис. 6.4.

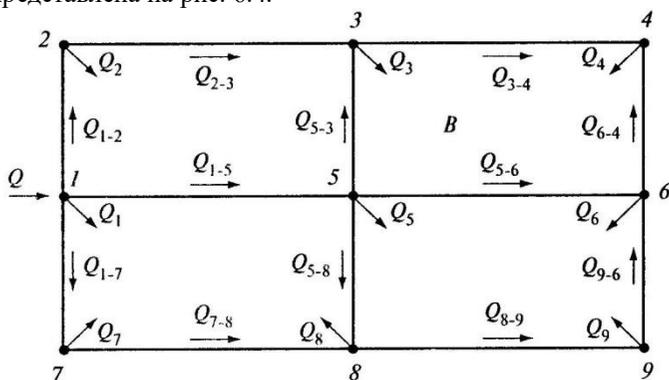


Рисунок 6.4 – Схема кольцевой сети

В кольцевых сетях, в отличие от разветвленных, неизвестными величинами являются диаметры участков, расходы на них и их направления, причем количество неизвестных соответствует числу участков кольцевой сети. Для определения диаметров и расходов на каждом участке сети необходимо составить соответствующее

количество уравнений. Последовательность гидравлического расчета кольцевой водопроводной сети следующая:

– определяются пути расходов на участках кольцевой сети, которые приводятся к узловым расходам

$$Q_{1-2} = (q_0 l)_{1-2}, Q_{2-3} = (q_0 l)_{2-3}, \dots, Q_{1-7} = (q_0 l)_{1-7};$$

– намечается оптимальное направление потоков воды при неизвестных диаметрах труб по отдельным участкам сети исходя из условия подачи воды в наиболее удаленные точки по кратчайшему пути следования потока;

– суммарный расход воды, приходящий в узловую точку, равен сумме расходов присоединенных к точке участков и узлового расхода;

– диаметры трубопроводов на участках определяются по расчетным путевым расходам из условия наиболее экономически выгодных диаметров;

– сумма гидравлических потерь в каждом замкнутом кольце при правильном выборе диаметров труб участков должен быть равна нулю. При этом считают, что потери напора на участках, в которых вода движется по часовой стрелке, равны потерям напора при движении против часовой стрелки. При соблюдении данного условия сумма потерь в любом кольце равна нулю, а гидравлические потери на участках будут минимальными.

### Вопросы для самоконтроля

1. Какие факторы приводят к потерям напора в трубопроводах?
2. Чем определяется величина потерь напора по длине?
3. В каких случаях можно пренебрегать местными потерями напора?
4. Какие трубопроводы называются короткими? В чем заключается специфика их расчета?
5. Приведите классификацию длинных трубопроводов.
6. В чем заключаются преимущества кольцевых водопроводных сетей перед разветвленными?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 6

**Пример решения задачи 1.** Из источника водоснабжения вода с напором  $Q = 25$  л/с подается в напорный резервуар, причем высота насосной установки составляет  $h_в = 3,5$  м, а высота подъема воды  $H_z = 25$  м (рис. 6.1, б). Длина всасывающего трубопровода составляет  $l_в = 15$  м, а нагнетательного  $l_н = 1500$  м; суммарный коэффициент местных сопротивлений всасывающего трубопровода составляет

$\zeta_e = 10$ , нагнетательного  $\zeta_n = 20$ , коэффициент гидравлического трения принять равным  $\lambda = 0,025$ . Определить требуемый напор и диаметры труб всасывающего и напорного трубопроводов.

### Решение

Данный трубопровод считаем большим из-за значительной протяженности нагнетательной участка, поэтому для получения оптимальных потерь напора принимаем среднюю скорость движения воды

$$v = 0,85 \text{ м/с.}$$

Определяем диаметр всасывающей трубы

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,85}} = 0,193 \text{ м.}$$

Принимаем ближайший больший стандартный диаметр всасывающей трубы

$$d_e = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$$

и находим фактическую скорость воды во всасывающем трубопроводе

$$v_e = \frac{4Q}{\pi \cdot d_e^2} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,2^2} = 0,80 \text{ м/с.}$$

Гидравлические потери напора во всасывающем трубопроводе

$$h_{о\text{в}} = \left( \lambda \frac{l_e}{d_e} + \zeta_e \right) \frac{v_e^2}{2g} = \left( \frac{0,025 \cdot 15}{0,2} + 10 \right) \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} = 0,39 \text{ м.}$$

Вакуумметрический напор на входе в насос

$$H_{\text{вак}} = h_e + h_{о\text{в}} + \frac{v_e^2}{2g} = 3,5 + 0,39 + \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} = 3,92 \text{ м.}$$

Диаметр напорного трубопровода принимаем таким же, как и для всасывающего

$$d_n = 0,2 \text{ м,}$$

тогда гидравлические потери в напорной линии

$$h_{о\text{н}} = \left( \lambda \cdot \frac{l_n}{d_n} + \zeta_n \right) \cdot \frac{v_n^2}{2g} = \left( \frac{0,025 \cdot 1500}{0,2} + 20 \right) \cdot \frac{0,8^2}{2 \cdot 9,81} = 6,79 \text{ м.}$$

Определяем требуемый напор

$$H_{\text{тп}} = H_z + h_{о\text{в}} + h_{о\text{н}} = 25 + 0,39 + 6,79 = 32,18 \text{ м.}$$

По известному расходу  $Q = 25$  л/с и требуемому напору  $H_{\text{тп}} = 32,18$  м по каталогу можно подобрать соответствующий насос.

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Выполнить гидравлический расчет тупиковой водопроводной сети по известным длинам участков  $l_1 = 500$  м,  $l_2 = 600$  м,  $l_3 = 800$  м,  $l_5 = 300$  м,  $l_6 = 500$  м и  $l_7 = 200$  м. Минимальный свободный напор  $h_6 = 3,5$  м, требуемые напоры в точках  $Q_4 = 25$  л/с,  $Q_5 = 20$  л/с,  $Q_6 = 15$  л/с и  $Q_7 = 15$  л/с. Материал труб – сталь.

### Решение

Главная магистраль водопроводной сети 1-2-4 (рис. 6.5).

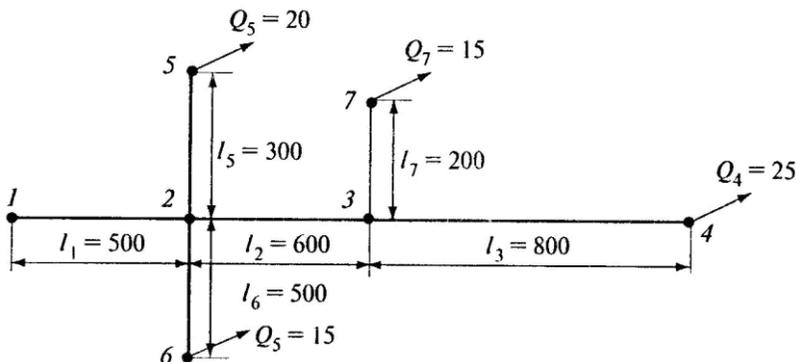


Рисунок 6.5 – Схема разветвленной водопроводной сети

Расход жидкости в начальной точке 1

$$Q_1 = Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 = 25 + 20 + 15 + 15 = 75 \text{ л/с.}$$

Транзитные расходы участков сети

$$Q_{2-3} = Q_1 - Q_5 - Q_6 = 75 - 20 - 15 = 40 \text{ л/с.}$$

$$Q_{3-4} = Q_{2-3} - Q_7 = 40 - 15 = 25 \text{ л/с.}$$

Принимаем среднюю скорость движения воды

$$v = 0,85 \text{ м/с}$$

и определяем диаметры трубопроводов

$$d_{1-2} = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 75 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,85}} = 0,335 \text{ м. Принимаем } d_{1-2} = 350 \text{ мм.}$$

$$d_{2-3} = \sqrt{\frac{4Q_{2-3}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,85}} = 0,244 \text{ м. Принимаем } d_{2-3} = 250 \text{ мм.}$$

$$d_{3-4} = \sqrt{\frac{4Q_{3-4}}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,85}} = 0,193 \text{ м. Принимаем } d_{3-4} = 200 \text{ мм.}$$

По найденным диаметрам и Приложению Д определяем удельное сопротивление трубопровода в квадратичной зоне.

Таблица 6.1 – Результаты расчетов

Участок	$Q$ , л/с	$d$ , м	$A$ , $\text{с}^2/\text{л}^6$
1-2	75	0,35	$2,25 \cdot 10^{-7}$
2-3	40	0,25	$1,32 \cdot 10^{-6}$
3-4	25	0,20	$4,21 \cdot 10^{-6}$

Далее определяем потери напора по длине на отдельных участках магистрали

$$h_{1-2} = A_{1-2} \cdot Q_{1-2}^2 \cdot l_{1-2} = 2,25 \cdot 10^{-7} \cdot 75^2 \cdot 500 = 0,63 \text{ м};$$

$$h_{2-3} = A_{2-3} \cdot Q_{2-3}^2 \cdot l_{2-3} = 1,32 \cdot 10^{-6} \cdot 40^2 \cdot 600 = 1,27 \text{ м};$$

$$h_{3-4} = A_{3-4} \cdot Q_{3-4}^2 \cdot l_{3-4} = 4,21 \cdot 10^{-6} \cdot 25^2 \cdot 800 = 2,11 \text{ м}.$$

Находим напоры в точках главной магистрали

$$H_3 = h_{\text{св}} + h_{3-4} = 3,5 + 2,11 = 5,61 \text{ м};$$

$$H_2 = H_3 + h_{2-3} = 5,65 + 1,27 = 6,92 \text{ м};$$

$$H_1 = H_2 + h_{1-2} = 6,92 + 0,63 = 7,55 \text{ м}.$$

Пьезометрическая линия сети представлена на рис. 6.6.

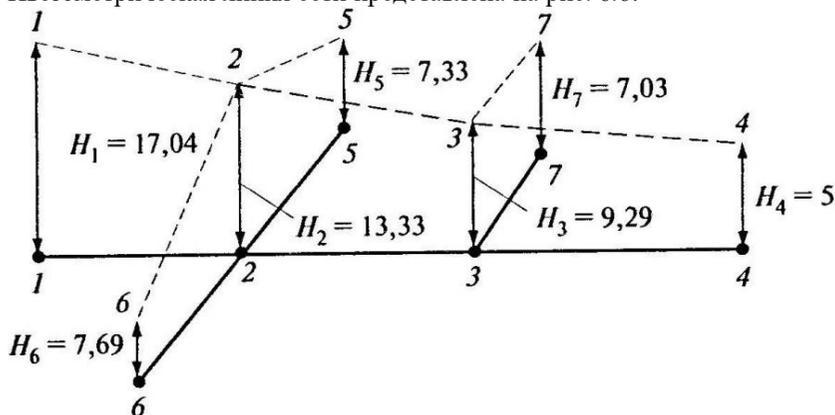


Рисунок 6.6 – Пьезометрическая линия сети

Далее выполняем расчет боковых отводов. Для того, чтобы в узле 5 получить напор  $H_5$ , на участке 2-5 гидравлические потери напора должны равняться

$$h_{2-5} = H_2 - h_6 = 6,92 - 3,5 = 3,42 \text{ м}.$$

По расходу определяем удельное сопротивление участка

$$A_{2-5} = \frac{h_{2-5}}{Q_{2-5}^2 \cdot l_{2-5}} = \frac{3,42}{20^2 \cdot 300} = 2,84 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2/\text{л}^6.$$

По *Приложению Д* выбираем диаметр трубы  $d_{2-5} = 150$  мм, для которой действительное значение коэффициента  $A = 1,92 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2/\text{л}^6$ . Тогда действительные потери напора

$$h_{2-5} = A_{2-5}^2 \cdot Q_{2-5}^2 \cdot l_{2-5} = 1,92 \cdot 10^{-5} \cdot 20^2 \cdot 300 = 2,30 \text{ м.}$$

Напор в узле 5

$$H_5 = H_2 - h_{2-5} = 6,92 - 2,30 = 4,62 \text{ м.}$$

Аналогичные расчеты следует выполнить для участков 2-6 и 3-7. Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 6

#### *Варианты 1 – 10*

Из источника водоснабжения вода с напором  $Q$  подается в напорный резервуар, причем высота насосной установки составляет  $h_e$ , а высота подъема воды  $H_z$  (рис. 6.1, б). Длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов составляют  $l_e$  и  $l_n$ , соответственно. Суммарные коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов  $\zeta_e$  и  $\zeta_n$ , коэффициент гидравлического трения  $\lambda$ . Определить требуемый напор и диаметры труб всасывающего и напорного трубопроводов.

*Таблица исходных данных*

$N_0$	$Q, \text{ л/с}$	$H_z, \text{ м}$	$h_e, \text{ м}$	$\zeta_e$	$\zeta_n$	$l_e, \text{ м}$	$l_n, \text{ м}$	$\lambda$
1	50	25	2,4	5	20	5	1500	0,021
2	70	20	4,3	6	21	5	1500	0,022
3	50	35	5,2	7	22	5	1500	0,023
4	75	27	3,4	8	23	5	1500	0,024
5	80	38	8,0	4	24	10	1000	0,025
6	85	38	7,0	5	25	10	1000	0,026
7	90	49	3,9	6	26	10	1000	0,027
8	80	50	5,4	7	27	15	1400	0,028
9	50	55	6,3	8	28	15	1400	0,029
10	80	28	4,5	4	29	15	1400	0,030

#### *Варианты 11 – 20*

Насосная установка с помощью центробежного насоса 1 через всасывающий трубопровод и клапан 4 подает воду по нагнетательному трубопроводу через обратный клапан 2 и засов 3 в водонапорную

башню высоты  $H_2$  (рис. 6.7). Необходимо определить диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, выполненных из стальных труб, и рабочие параметры центробежного насоса, который обеспечит требуемую подачу  $Q$  и напор  $H_{тр}$ . При расчете средние значения коэффициентов местных сопротивлений брать по Приложению Г.

Таблица исходных данных

№	$Q$ , л/с	$H_2$ , м	$h_в$ , м	$l_в$ , м	$l_н$ , м
11	25	15	0,4	15	150
12	26	20	0,3	15	150
13	27	15	0,2	15	150
14	28	17	0,4	15	150
15	29	18	1,0	10	110
16	30	18	2,0	10	120
17	31	19	0,9	10	130
18	32	20	0,4	15	140
19	33	15	0,3	15	140
20	34	18	0,5	15	140

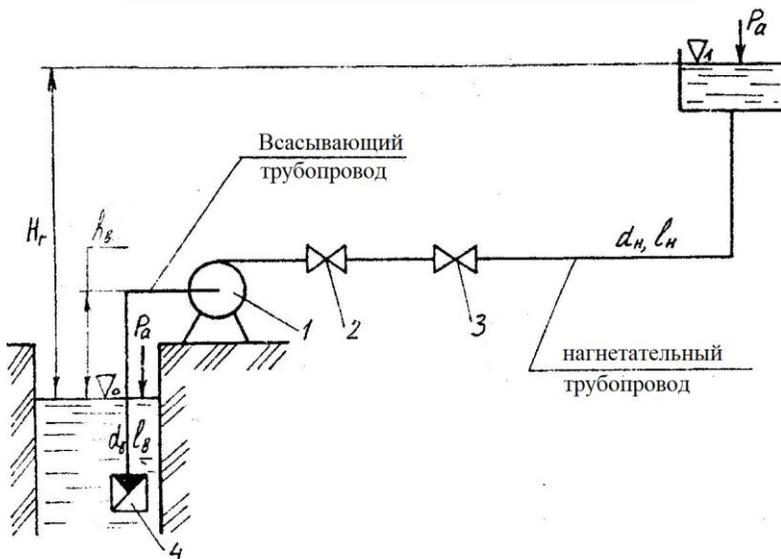


Рисунок 6.7 – Схема насосной установки

Варианты 21 – 30

Выполнить гидравлический расчет тупиковой водопроводной сети с известными длинами участков  $l_u$  и геодезическими отметками  $\nabla_1 = 15$  м,  $\nabla_3 = 10$  м и  $\nabla_4 = 15$  м, а также минимальным свободным напором  $h_{св} = 10$  м. Материал труб – сталь, схема сети представлена на рис. 6.8.

Таблица исходных данных

№	$Q_3$ , л/с	$Q_4$ , л/с	$q$ , л/с·м	$l_{1-2}$ , м	$l_{2-3}$ , м	$l_{2-4}$ , м
21	2,5	10,0	0,01	500	150	100
22	2,6	11,0	0,02	600	200	90
23	2,7	12,0	0,03	700	250	85
24	2,8	13,0	0,04	500	200	80
25	2,9	14,0	0,05	600	150	70
26	3,0	15,0	0,005	700	100	75
27	3,1	14,0	0,006	500	200	80
28	3,2	12,5	0,007	600	300	85
29	3,3	9,6	0,008	700	250	90
30	3,4	8,0	0,009	800	200	95

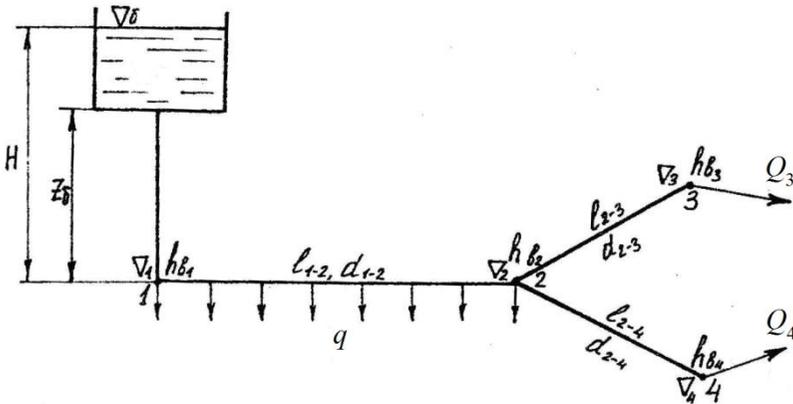


Рисунок 6.8 – Схема тупиковой водопроводной сети

## ТЕМА 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

### 7.1 Неустановившееся движение жидкости в трубах

*Неустановившееся* – движение, при котором скорость и давление в отдельных точках потока жидкости изменяются во времени. При этом скорость и давление являются функциями не только координат отдельной точки, но и времени, поэтому средняя скорость в живом сечении потока и расход жидкости меняются со временем. При эксплуатации систем водоснабжения и водоотведения часто встречаются случаи неустойчивого движения потоков, такое движение имеет место как в напорных трубах, так и в открытых руслах.

В напорных трубах поток жидкости ограничен жесткими стенками, а площадь живого сечения потока не зависит от времени и является функцией расстояния вдоль трубы

$$\omega = f_1(l),$$

на расход жидкости  $Q$  расстояние не влияет, он зависит только от времени

$$Q = f_2(t).$$

Средняя скорость связана с площадью поперечного сечения, поэтому для каждого момента времени  $t$

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{f_2(t)}{f_1(l)} = f(l, t)$$

Для получения уравнения, описывающего изменения гидродинамических характеристик потоков при неустановившемся движении, используется уравнение неустойчивого движения элементарной струи несжимаемой жидкости, которое записывается в виде уравнения Бернулли для двух живых сечений 1-1 и 2-2

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_{\partial l} + \frac{1}{n} \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial u}{\partial t} dl, \quad (7.1)$$

где  $h_{\partial l}$  – потери напора по длине струи между сечениями.

Интеграл в (7.1) называется инерционным напором  $h_{ин}$ , при ускоренном движении потока он положителен, а при замедленном – отрицателен. При неустановившемся движении жидкости в трубах на отдельном участке длины  $l$  также следует учитывать инерционный напор  $h_{ин}$ . В цилиндрической трубе постоянного сечения  $\omega = const$  потери напора по длине определяются по формуле Дарси -Вейсбаха

$$h_{\partial l} = \frac{\lambda \cdot l \cdot v^2}{2g \cdot d},$$

в свою очередь ускорение  $a = \partial u / \partial t$  постоянно по длине трубы, тогда инерционный напор

$$h_{\text{ин}} = \frac{a \cdot l}{g},$$

а уравнение Бернулли принимает вид

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\lambda v^2}{2gd} + \frac{al}{g}. \quad (7.2)$$

Формула (7.2) является основным уравнением неуставившегося движения жидкости в цилиндрической трубе.

## 7.2 Общие сведения о гидравлическом ударе

Явление резкого повышения давления в трубе при быстром изменении скорости движения жидкости называется *гидравлическим ударом*. Начало его исследований в конце XIX века связано с авариями на Московском водопроводе, причиной которых, как выяснил М. Жуковский, стало быстрое закрытие задвижек на трубопроводах.

Гидравлический удар в трубах является быстродействующим периодическим процессом, обусловленным упругими деформациями жидкости и стенок трубы. При резком закрытии задвижки (затвора) в слоях жидкости, находящихся у задвижки, повышается давление, это повышение передается от одного слоя к другому с большой скоростью от задвижки до начального сечения, образуя ударную волну. Упругая деформация жидкости и стенок связана непосредственно со скоростью распространения изменения давления по длине трубопровода. Скорость, с которой происходит повышение давления, называется скоростью распространения ударной волны  $C$  или скорости распространения упругой деформации жидкости.

Явление гидравлического удара можно представить в виде этапов развития процесса изменения давления в трубопроводе, схема гидравлического удара в трубопроводе показана на рис. 7.1.

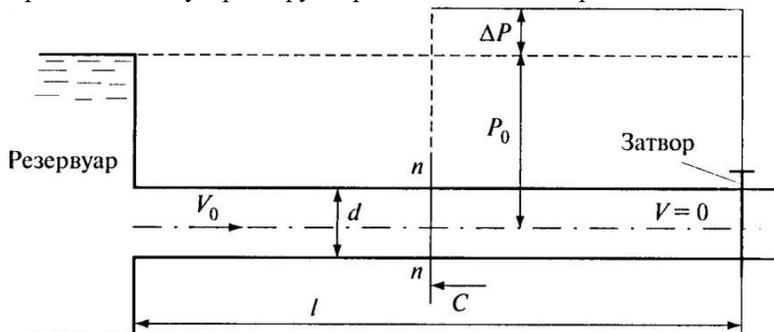


Рисунок 7.1 – Схема трубопровода при гидравлическом ударе

Жидкость в открытой трубе движется со скоростью  $v_0$  и имеет давление  $P_0$ . В результате резкого и полного закрытия затвора в конце трубопровода через некоторое время поперечные слои жидкости, расположенные у него, останавливаются, затем последовательно останавливаются другие слои на пути к резервуару. Жидкость имеет упругие свойства, начало сжатия ее слоев происходит у затвора. Сечение  $n-n$  характеризует торможение поперечных слоев жидкости в трубопроводе (фронт волны), он перемещается одновременно с повышением давления  $\Delta P$  со скоростью  $C$ , то есть со скоростью распространения ударной волны.

Деформация сжатия жидкости и повышение давления распространяются в обратную сторону и за время  $t$  достигают начала трубы в резервуаре. Первый этап гидравлического удара закончится, когда жидкость полностью будет сжата на величину  $\Delta d$ , а скорость движения жидкости снизится до нуля. Освобожденная часть объема трубы заполнится жидкостью из резервуара, плотность которой станет

$$\rho = \rho_0 + \Delta\rho.$$

Повышение давления, передаваемое между слоями к резервуару, называется *прямой ударной волной*, время ее перемещения

$$t_{np} = \frac{l}{C}. \quad (7.3)$$

В результате остановки жидкости и ее сжатия в трубопроводе давление увеличится на величину  $\Delta P$  и станет равным

$$P = P_0 + \Delta P,$$

а под действием избыточного давления  $\Delta P$  жидкость начнет двигаться из трубы в резервуар. При этом фронт ударной волны  $n-n$  переместится назад к затвору со скоростью  $C$ , что приведет к уменьшению давления. В конце второго этапа в результате упругости жидкости и стенок трубопровода жидкость движется в сторону резервуара со скоростью  $v_0$ , а давление станет равным исходному. Повышение давления в трубе по направлению к затвору называется *отраженной ударной волной*, время пробега которой

$$t_{om} = \frac{l}{C}.$$

Время пробега прямой и отраженной ударных волн называется фазой гидравлического удара

$$T = t_{np} + t_{om} = \frac{2l}{C}. \quad (7.4)$$

В начальный момент третьего этапа масса жидкости в трубе со скоростью  $v_0$  стремится оторваться от затвора. Поскольку отрыв массы не может иметь места, произойдет снижение давления в трубопроводе. Фронт ударной волны  $n-n$  перемещаться в сторону резервуара со скоростью  $C$ , при этом будет происходить сжатие стенок трубы и расширение жидкости. Снижение давления передается в направлении к затвору и жидкость в трубе в конце данного этапа окажется под пониженным давлением  $P = P_0 - \Delta P$ .

Поскольку давление на входе в резервуар больше пониженного давления в трубе, то жидкость начнет перемещаться от резервуара к затвору, далее развитие процесса гидравлического удара происходит в виде повторения этапов. Из-за вязкости жидкости и деформации стенок трубы процесс гидравлического удара будет затухающим и значение ударного давления постепенно уменьшается (рис. 7.2).

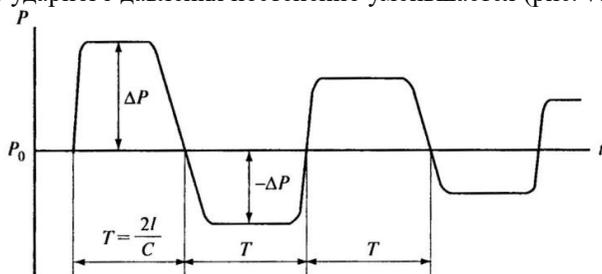


Рисунок 7.2 – Фазы гидравлического удара

### 7.3 Прямой гидравлический удар

В зависимости от соотношения фазы удара  $T$  и времени закрытия затвора  $t_3$  гидравлические удары подразделяют на прямые, со временем закрытия  $t_3 < T$  и не прямые, со временем закрытия  $t_3 > T$ .

Рассмотрим движение жидкости в трубе постоянного сечения площадью  $\omega$ , на конце которой находится запорное устройство – затвор. Средняя скорость жидкости в трубе  $v_0$  и давление  $P_0$  (рис. 7.3).

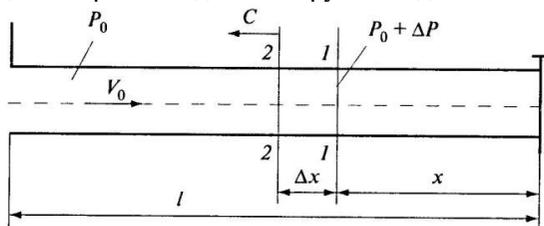


Рисунок 7.3 – Определение повышения давления в трубе при гидравлическом ударе

При резком закрытии затвора возникает гидравлический удар, динамика изменения давления при котором была рассмотрена в предыдущем пункте. Для определения величины повышения давления  $\Delta P$  рассмотрим объем жидкости массой

$$m = \rho \cdot \omega \cdot \Delta x. \quad (7.5)$$

в трубе между сечениями 1-1 и 2-2. Перед сечением 2-2 скорость жидкости равна скорости в трубе  $v_0$ , а давление –  $P_0$ . На выделенном участке  $\Delta x$  произойдет повышение давления на величину  $\Delta P$ , которую можно определить из теоремы об изменении количества движения для сплошной среды

$$\Delta P = \rho \cdot v_0 \cdot C. \quad (7.6)$$

Уравнение (7.6) является *формулой Жуковского* для определения повышения давления при прямом гидравлическом ударе. Формулу Жуковского можно представить не в виде повышения давления, а через дополнительный напор в трубопроводе

$$\Delta H = C \cdot \frac{v_0}{g}. \quad (7.7)$$

#### 7.4 Непрямой гидравлический удар

При непрямом гидравлическом ударе в момент возвращения ударной волны через неперекрытую часть сечения затвора успевает пройти определенный расход воды со скоростью  $v$ . Это приведет к снижению степени повышения давления при гидравлическом ударе, а формула Жуковского примет вид

$$\Delta P = \rho \cdot C \cdot (v_0 - v). \quad (7.8)$$

Если принять линейное изменение скорости при постепенном закрытии задвижки, то закон изменения скорости будет иметь вид

$$v = v_0 \cdot \left(1 - \frac{T}{t_3}\right), \quad (7.9)$$

что приведет к следующей формуле для определения степени сжатия

$$\Delta P = \frac{2\rho \cdot v_0 \cdot l}{t_3}. \quad (7.10)$$

Из (7.10) видно, что давление при непрямом ударе зависит от длины трубопроводов и не зависит от скорости распространения ударной волны  $C$ . Поэтому для уменьшения избыточного давления в трубе необходимо увеличивать время закрытия задвижек  $t_3$ .

Скорость распространения ударной волны по формуле Жуковского

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (7.11)$$

где  $E$  – модуль упругости жидкости, Па;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.  
 При плотности воды  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> и модуле упругости  $E = 2 \cdot 10^9$  Па скорость ударной волны (скорость звука) составляет  $C = 1425$  м/с.

При движении жидкости по трубопроводу на скорость распространения волны влияет упругость материала стенок трубы

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E_g}{E_{cm}}}}, \quad (7.12)$$

где  $E_{cm}$  – модуль упругости материала стенок.

В табл. 7.1 приведены соотношения упругости для наиболее распространенных материалов труб.

*Таблица 7.1 - Отношение модулей упругости воды и материала стенок*

<b>Материал стенок трубы</b>	<b><math>E_g/E_{cm}</math></b>
Сталь	0,01
Чугун	0,02
Асбоцемент	0,11
Винипласт	0,68...0,73
Полиэтилен	1...1,45

### **7.5 Способы борьбы с гидравлическим ударом**

Для обеспечения водоснабжения и водоотведения в соответствии с требованиями водопотребления используются насосные станции, главным элементом оборудования которых являются насосы. При внезапной остановке насоса за счет разницы давления в трубопроводе жидкость начнет двигаться в сторону насоса, в результате чего в трубопроводе возникнет гидравлический удар. Движение гидравлического удара имеет место от зоны повышенного давления (напорный водовод) в область пониженного давления (насос).

Повышение давления перед насосом может привести к его поломке в результате деформации и разрушения деталей. Для предотвращения негативного воздействия гидравлического удара на работу насоса, перед ним устанавливают обратные или предохранительные клапаны. При резком увеличении давления обратный клапан перекрывает сечение трубопровода и в результате гидравлического удара возможно разрушение корпуса клапана. Предохранительные клапаны автоматически отключаются при возникновении в трубопроводе избыточного давления,

соответствующего настройке клапана, и через клапан произойдет утечка жидкости. После снижения давления в трубопроводе клапан закрывается.

Для полного обеспечения безаварийной и надежной работы трубопровода при возможном возникновении прямого гидравлического удара проводятся специальные противоударные технические мероприятия. При непрямом ударе ударное повышение давления меньше, чем при прямом, поэтому необходимо увеличивать время срабатывания задвижек и других запорных устройств по сравнению со временем фазы гидравлического удара. Для этого применяются предохранительные клапаны и гасители гидравлического удара. На характер гидравлического удара большое влияние оказывает наличие воздуха в повышенных сечениях профиля водовода. Для выпуска воздуха из водовода в них устанавливаются воздушные колпаки (вантузы).

#### **Вопросы для самоконтроля:**

1. В чем причина возникновения гидравлического удара?
2. В каких водопроводных сетях возможно возникновение гидравлического удара?
3. Какие существуют виды гидравлического удара, какой из этих ударов является наиболее опасным?
4. Чем определяется скорость распространения ударной волны при гидравлическом ударе?
5. Какие методы и средства используются для защиты от гидравлического удара?

#### **САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 7**

**Пример решения задачи 1.** По чугунному трубопроводу диаметра  $d = 250$  мм и толщины  $\delta = 10$  мм подается вода с расходом  $Q = 80$  л/с. Начальное давление в затворе трубопровода составляет  $P_0 = 1,5$  ат, определить давление в затворе при его внезапном закрытии.

#### **Решение**

Средняя скорость движения воды в трубопроводе до закрытия затвора

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,25^2} = 0,41 \text{ м/с.}$$

По табл. 7.1 находим отношение модулей упругости для воды и материалов стенок

$$\frac{E_g}{E_{cm}} = 0,02 .$$

Скорость распространения ударной волны определим по (7.12), приняв плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и модуль ее упругости  $E = 2\,000 \text{ МПа}$

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E_g}{E_{cm}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{250}{10} \cdot 0,02}} = 1164 \text{ м/с}.$$

Повышение давления найдем по формуле Жуковского

$$\Delta P = \rho \cdot v_0 \cdot C = 1000 \cdot 0,41 \cdot 1164 = 0,48 \text{ МПа}.$$

Тогда давление у затвора при его мгновенном закрытии

$$P = P_0 + \Delta P = 1,5 \cdot 0,098 + 0,48 = 0,63 \text{ МПа}.$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Определить механическое напряжение в стенках стального трубопровода диаметром  $d = 400 \text{ мм}$  и толщиной  $\delta = 10 \text{ мм}$ , по которому подается вода с расходом  $Q = 100 \text{ л/с}$ . Длина трубопровода  $l = 1500 \text{ м}$ , время закрытия задвижки  $t_3 = 3 \text{ с}$ .

#### Решение

Средняя скорость движения воды в трубопроводе до закрытия затвора

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,4^2} = 0,32 \text{ м/с}.$$

По табл. 7.1 находим отношение модулей упругости воды и стали

$$\frac{E_g}{E_{cm}} = 0,01 .$$

Скорость распространения ударной определяем по (7.12), приняв плотность воды  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  и модуль ее упругости  $E = 2\,000 \text{ МПа}$

$$C = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{E_g}{E_{cm}}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{400}{10} \cdot 0,01}} = 1204 \text{ м/с}.$$

Продолжительность фазы гидравлического удара

$$T = \frac{2l}{C} = \frac{2 \cdot 1500}{1204} = 2,49 \text{ с}.$$

Поскольку  $t_3 > T$ , то имеет место не прямой гидравлический удар. Повышение давления при непрямом ударе

$$\Delta P = \rho \cdot v_0 \cdot C \cdot \frac{T}{t_3} = 1000 \cdot 0,32 \cdot 1204 \cdot \frac{2,49}{3} = 0,32 \text{ МПа}.$$

Механическое напряжение в стенках трубопровода под действием избыточного давления

$$\sigma = \frac{\Delta P \cdot d}{2\delta} = \frac{0,32 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,01} = 6,4 \text{ МПа.}$$

Обычно предел прочности материала труб на растяжение составляет  $[\sigma_+] = 100 \dots 140$  МПа, поэтому прочность данного трубопровода обеспечена.

Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 7

#### Варианты 1 – 15

Определить механическое напряжение в стенках стального трубопровода диаметром  $d$  и толщиной  $\delta$ , по которому подается вода с расходом  $Q$ . Длина трубопровода  $l$ , время закрытия задвижки  $t_3$ . Сделать вывод относительно прочности трубопровода при гидравлическом ударе.

Таблица исходных данных

№ варианта	$d$ , мм	$\delta$ , мм	$Q$ , л/с	$t_3$ , с	$l$ , м
1	100	7	20	5,5	1500
2	125	7	25	5,0	1700
3	150	7	30	4,5	2000
4	175	8	35	7,5	2250
5	200	8	40	4,0	3000
6	250	8	45	4,5	1500
7	300	9	50	5,5	1700
8	350	9	55	5,0	2000
9	100	9	60	5,5	2250
10	125	10	65	5,5	3000
11	150	10	70	5,0	1500
12	175	10	75	5,5	1700
13	200	15	80	5,5	2000
14	250	15	85	6,0	2250
15	300	15	90	7,5	3000

#### Варианты 16 – 30

По чугунному трубопроводу диаметра  $d$  и толщины  $\delta$  подается вода с расходом  $Q$ , начальное давление у затвора трубопровода составляет  $P_0$ . Определить увеличение давления у затвора при его внезапном закрытии.

*Таблица исходных данных*

<b>№ варианта</b>	<b><math>d</math>, мм</b>	<b><math>\delta</math>, мм</b>	<b><math>Q</math>, л/с</b>	<b><math>P_0</math>, МПа</b>
16	100	7	20	0,5
17	125	7	25	1,0
18	150	7	30	1,5
19	175	8	35	0,5
20	200	8	40	1,0
21	250	8	45	1,5
22	300	9	50	0,5
23	350	9	55	1,0
24	100	9	60	1,5
25	125	10	65	0,5
26	150	10	70	1,0
27	175	10	75	1,5
28	200	15	80	0,5
29	250	15	85	1,0
30	300	15	90	1,5

## ТЕМА 8. ИСТЕЧЕНИЕ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

### 8.1 Общие характеристики истечения

Истечение жидкости из какого-либо резервуара может происходить через отверстия различных размеров и форм, насадки или короткие трубы при различных условиях. Истечение из отверстия может иметь место при постоянном напоре  $H$  и давлении  $P_0$  на поверхности жидкости в резервуаре.

Струя из отверстия может вытекать в атмосферу или под уровень жидкости, когда она распространяется в любом другом резервуаре или сосуде, заполненном жидкостью. При истечении в атмосферу отверстие будет *незатопленным*, так же как и вытекающая струя, если же истечение происходит под уровень жидкости, отверстие является *затопленным*.

Отверстие в резервуаре называется *малым*, если во всех его точках давление можно считать практически постоянным. Поэтому и скорости в разных точках живого сечения струи будут одинаковыми. Обычно к малым отверстиям относят следующие диаметры

$$d \leq 0,15 \cdot \left( H + \frac{P_0}{\gamma} \right) . \quad (8.1)$$

*Отверстием в тонкой стенке* называется отверстие, толщина стенки которого  $\delta$  не влияет на условия истечения струи. При истечении жидкости потери напора в этом случае практически аналогичные местным потери в результате внезапного сужения потока. Обычно к отверстиям в тонкой стенке относят случаи, когда

$$\delta \leq 0,5d . \quad (8.2)$$

Струя жидкости при истечении из отверстия на расстоянии  $l_0$  от входа резко сжимается. На этом расстоянии возникает сжатое сечение  $C-C$ , сжатие струи происходит силами инерции, действующими на частицы жидкости, которые движутся к отверстию по разным траекториям. Части жидкости, обтекая кромки отверстия, имеют плавную траекторию движения и образуют поверхность струи, на которой имеет место резкое изменение течения. В сечении  $C-C$  происходит практически параллельно течение, при котором линии тока жидкости параллельные друг другу, а эпюра скоростей в этом сечении близка к прямоугольной форме. За сжатым сечением струя попадает под действие силы тяжести, а коэффициент сжатия струи

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega} . \quad (8.3)$$

На сжатие струи влияют границы стенок, находящиеся достаточно близко к отверстию. Так, если расстояние от кромок

$$a > (3,5...4) \cdot d \text{ и } b > (3,5...4) \cdot d,$$

то боковые стенки и дно резервуара не будут влиять на степень сжатия струи, вследствие чего имеет место совершенное сжатие. При истечении воды из малых отверстий в случае совершенного сжатия  $\varepsilon = 0,6...0,64$ . Несовременное сжатие имеет место при несоблюдении указанных условий, при этом сжатие струи уменьшается.

*Большие отверстия* – отверстия, в которых давление в точках сечения существенно отличается от давления на его границах, в связи с чем скорости в разных точках различны. *Насадками* называют короткие трубы, присоединенные к стенке в резервуаре, если их длина

$$l = (3...8) \cdot d,$$

где  $d$  – диаметр отверстия, мм.

## 8.2 Истечение через отверстия в тонкой стенке

Принимаем сечение 1-1 по свободной поверхности жидкости в резервуаре, а 2-2 – проходящим через сжатое сечение струи C-C. Плоскость сравнения 0-0 проходить через центр сжатого сечения параллельно свободной поверхности (рис. 8.1), а истечение жидкости происходит в атмосферу. Для определения скорости и расхода вытекающей из отверстия жидкости следует использовать уравнение Бернулли

$$H + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = (1 + \zeta) \cdot \frac{v_c^2}{2g} \quad (8.4)$$

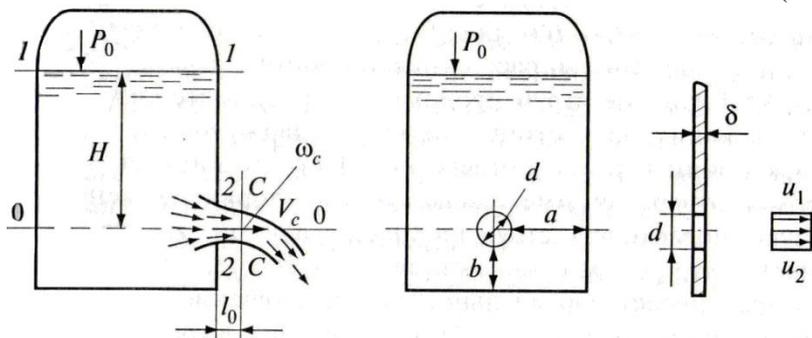


Рисунок 8.1 – Истечение жидкости из малого отверстия

Скорость в резервуаре можно принять равной нулю, поскольку  $\omega \gg \omega_c$ , тогда скорость в сжатом сечении

$$v_c = \sqrt{\frac{2g \cdot \left( H + \frac{P_0}{\gamma} \right)}{1 + \zeta}}.$$

Введем понятие коэффициента скорости истечения

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}, \quad (8.5)$$

тогда скорость в резервуаре

$$v_c = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot \left( H + \frac{P_0}{\gamma} \right)}. \quad (8.6)$$

Физический смысл коэффициента  $\varphi$  в том, что он показывает отношение действительной скорости в сечении к теоретической

$$v_m = \sqrt{2gH},$$

а произведение двух коэффициентов называется коэффициентом расхода отверстия

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi. \quad (8.7)$$

Окончательно, расход жидкости при истечении через отверстие

$$Q = \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot H}. \quad (8.8)$$

Коэффициент расхода учитывает как степень сжатия, так и потери напора, которые определяются коэффициентом местных сопротивлений. Коэффициент  $\mu$  определяют экспериментально, его значение лежит в диапазоне 0,59...0,64. Как правило, для предварительных расчетов принимают  $\mu = 0,62$ .

При истечении через малые отверстия в сжатом сечении происходит деформация поперечного сечения струи, и форма деформированного сечения отличается от формы сечения отверстия, из которого происходит истечение. Такое явление носит название инверсии струи и объясняется поверхностным натяжением жидкости. Например, при истечении из круглого отверстия поперечное сечение струи имеет форму эллипса, а для квадратного сечения приобретает крестообразную форму.

### 8.3 Истечение из больших отверстий

Отверстие можно считать большим, если давление в пределах его живого сечения является переменным, а скорость увеличивается по мере удаления от верхней кромки отверстия.

Рассмотрим большое отверстие произвольной формы в тонкой стенке (рис. 8.2, а), для которого напор за верхней кромкой  $H_1$ , а за

нижней –  $H_2$ . Выделим в большом отверстии горизонтальную область высоты  $dH$ , которая является площадью малого отверстия. Напор для такого отверстия считаем постоянным и равным  $H$ , тогда элементарный расход жидкости через данную область

$$dQ = \mu \cdot b(H) \cdot dH \sqrt{2g \cdot H}.$$

Считаем расход для малого отверстия постоянным ( $\mu = \text{const}$ ), тогда полный расход можно найти интегрированием предыдущей формулы

$$Q = \sqrt{2g} \mu \cdot \int_{H_1}^{H_2} b(H) \cdot \sqrt{H} dH. \quad (8.9)$$

При расчетах по формуле (8.9) необходимо знать зависимость ширины от высоты отверстия  $b(H)$ .

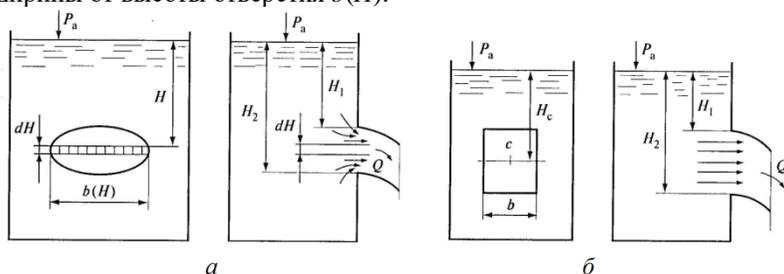


Рисунок 8.2 – Истечение жидкости из больших отверстий: *a* – произвольной формы, *б* – прямоугольной формы

В случае большого отверстия прямоугольной формы ширины  $b$  (рис. 8.2, б) расход жидкости

$$Q = \sqrt{2g} \cdot b \cdot \mu \int_{H_1}^{H_2} \sqrt{H} dH = \frac{2\mu \cdot b \sqrt{2g}}{3} \cdot (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}).$$

Расход жидкости также можно определить через напор на уровне центра тяжести большого отверстия  $H_c$  (рис. 8.2, б)

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot H_c}, \quad (8.10)$$

где  $H_c$  – расстояние от свободной поверхности жидкости в резервуаре до центра тяжести большого отверстия.

#### 8.4 Истечение жидкости через насадки

*Насадком* называют патрубок относительно небольшой длины, который может иметь различные формы поперечного сечения. Насадки принято делить на три основных типа: цилиндрические, конические и

коноидальные. Вопросы истечения жидкости из насадок различных типов подробно рассмотрены в лабораторной работе к данному разделу.

**Цилиндрические насадки** могут быть внешними (рис. 8.3, а) или внутренними (рис. 8.3, б). Внешний насадок присоединяется с внешней стороны резервуара к отверстию того же диаметра под прямым углом. Длина патрубка чаще всего составляет

$$l = (2 \dots 6) \cdot d.$$

В результате обтекания острых кромок на входе в насадок происходит сжатие струи, как это имеет место при истечении из малого отверстия. За сжатым сечением площадью  $\omega_c$  имеет место расширение струи до поперечного сечения самого насадка. Непосредственно в зоне сжатого сечения возникает вихреобразование в виде кольцевой области. Скорость струи в сжатом сечении значительно больше скорости на входе в насадок, в результате чего в данной области давление меньше атмосферного.

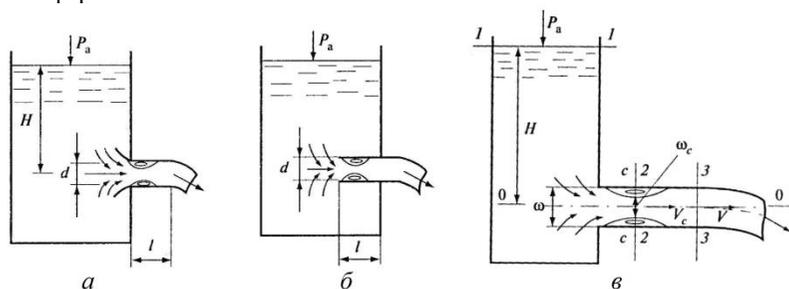


Рисунок 8.3 – Цилиндрические насадки: а – внешний, б – внутренний; в – процесс истечения из внешнего насадка

Скорость жидкости и ее расход выражаются теми же формулами, что и для отверстий

$$v_n = \varphi_n \cdot \sqrt{2g \cdot H}; \quad Q_n = \omega \cdot v_n = \varphi_n \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot H}.$$

Поскольку в цилиндрическом насадке отсутствует сжатие на выходе, то коэффициент расхода такого насадка

$$\mu_n = \varepsilon \cdot \varphi_n = \varphi_n = \sqrt{\frac{1}{1 + \sum \zeta}} = \sqrt{\frac{1}{1 + 0,5}} = 0,82.$$

В результате увеличения скорости  $v_c$  в сжатом сечении возникает вакуумметрическое давление. Из-за разности давлений воздух станет поступать в насадок, в результате чего поток полностью оторвется от стенок насадка и будет иметь место срыв вакуума. В

таким режиме расход жидкости через насадок уменьшится и станет равен расходу при истечении из отверстия в тонкой стенке.

Цилиндрический насадок внутри резервуара называется *внутренним насадком* (рис. 8.3, б). На входе в такой насадок поток испытывает большее сжатие, чем во внешнем насадке. Причиной этого является обтекание потоком входного отверстия насадка малой толщины  $\delta$ . Сопротивления на входе, связанные с деформацией потока, зависят от относительной толщины передней кромки насадка  $\delta/d$ .

Если выполняется условие  $l \leq 3d$ , то истечение происходит аналогично истечению из малого отверстия, то есть поток, отрываясь от кромок, не касается стенок насадка. При увеличении длины насадка ( $l > 3d$ ) внутренний насадок работает полным сечением.

**Конические насадки** делятся на сходящиеся и расходящиеся. *Сходящийся насадок* (рис. 8.4, а) имеет форму усеченного конуса, образующие которого направлены к выходному отверстию. В таких насадках деформация потока достаточно мала, вихревая область значительна и потери напора существенно меньше, чем в цилиндрическом насадке.

Коэффициент расхода для конических насадков достигает максимальных значений  $\mu_n = 0,94 \dots 0,95$  при угле конусности  $\beta = 12 \dots 14^\circ$ , а коэффициент сжатия на выходе  $\epsilon = 0,99$ . Увеличение угла приводит к уменьшению  $\mu_n$  и увеличению сжатия струи на выходе. Применение сужающихся насадков позволяет получить компактную струю с достаточно большой скоростью истечения. Насадки такого типа применяются в различных струйных аппаратах, гидромониторах пожарных наконечниках и т.д.

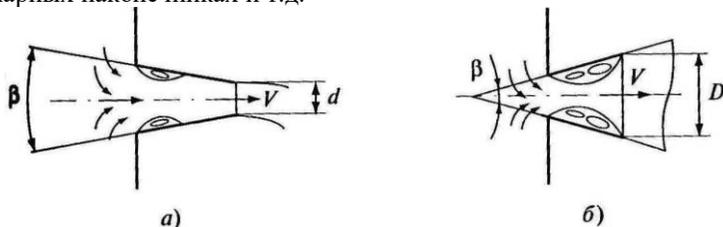


Рисунок 8.4 – Конические насадки: а – сходящийся; б – расходящийся

В *расходящихся насадках* (рис. 8.4, б) происходит расширение сечения под углом конусности  $\beta$ . В них наблюдается достаточно большой отрыв потока от входных кромок, в результате чего вихревая область увеличивается, а площадь сжатого сечения уменьшается. Вакуумметрический напор в сжатом сечении немного больше, чем у

внешнего цилиндрического насадка. Диаметр выходного отверстия насадка определяют через диаметр входного отверстия  $d$  по формуле

$$D = d + 2l \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}. \quad (8.11)$$

Увеличение длины  $l$  и диаметра  $D$  насадка обуславливает уменьшение коэффициента расхода  $\mu_n$ . Угол конусности следует устанавливать в пределах  $\beta = 10 \dots 12^\circ$ , расход через насадок определяется по формуле

$$Q = \mu_n \cdot \omega_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H}, \quad (8.12)$$

где  $\omega_0$  – площадь выходного отверстия,  $\text{м}^2$ .

При сравнении внешнего цилиндрического и конического насадков при одинаковых входных отверстиях расход последнего значительно больше. Конические насадки используются в пожарной технике для распыления с помощью пенных огнетушителей, увлажнения почв, в водоструйных насосах, гидроэлеваторах, городских и парковых фонтанах для создания струй различных видов и форм.

**Коноидальный насадок** (рис. 8.5) является более совершенным типом конического насадка, у которого форма входного отверстия имеет плавный контур, не вызывающий отрыва потока от стенок и устраняющий сжатие струи внутри насадка, в результате чего потери напора сводятся к минимуму. Значения коэффициентов  $\mu_n$  и  $\varphi_n$  зависят от формы скруления и шероховатости внутренней поверхности насадка, при расчетах обычно принимают  $\mu_n = \varphi_n = 0,95 \dots 0,98$ .

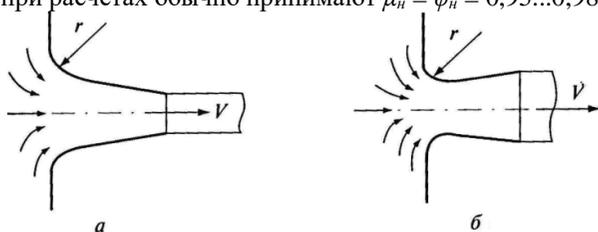


Рисунок 8.5 – Коноидальный насадок: *а* – сходящийся; *б* – расходящийся

### 8.5 Свободные струи жидкости

*Свободными струями* называют поток жидкости, не ограниченный жесткими стенками. Такие струи могут быть незатопленными или затопленными. *Затопленной свободной струей* называется поток, вытекающий в жидкость той же или очень близкой плотности, что и сама струя. К *незатопленным струям* относят струи жидкости, которые попадают в среду другой жидкости с существенно меньшей плотностью или в газовую среду.

Струя жидкости, вытекающая из насадки в жидкость одинаковой плотности, постепенно расширяется и быстро рассеивается в жидкости. Струя имеет поверхность раздела, которая отделяет окружающую жидкость от струи. Скорости истечения из насадков достаточно большие, поэтому струя является турбулентной с пульсацией скоростей и давления. За счет поперечных пульсаций осуществляется интенсивный обмен веществом между окружающей жидкостью и непосредственно струей, в его результате имеет место обмен количеством движения. При расширении струя увлекает за собой частицы жидкости из окружающей среды, увеличивая свою массу, при этом ее скорость уменьшается. Слой жидкости, в котором происходит перемешивание основной массы струи и окружающей неподвижной массы, называется турбулентным слоем (рис. 8.6).



Рисунок 8.6 – Схема свободной турбулентной струи: 1 – полюс струи; 2 – насадок; 3 – ядро струи; 4 – граничный турбулентный слой

За выходным сечением насадка расположен начальный участок струи с ее ядром, которое в пределах этого участка постепенно сужается. В ядре скорости во всех точках по длине постоянны и можно считать, что они равны скорости истечения из насадка  $v_0$ . На конце ядра струи находится переходное сечение, за которым начинается основной участок турбулентной струи. По мере увеличения поперечного сечения струи скорость при приближении к ее границе уменьшается, а на границе составляет  $u = 0$ .

Скорость на оси основного участка струи

$$u_{\max} = \frac{0,96v_0 \cdot r_0}{a_0 \cdot x + 0,29r_0}, \quad (8.13)$$

где  $x$  – расстояние от выходного отверстия насадка до рассматриваемого сечения струи. Расход на основном участке круглой струи равен

$$Q = 2,2Q_0 \cdot \left( \frac{a_0 \cdot x}{r_0} + 0,29 \right), \quad (8.14)$$

где  $Q_0$  – расход из насадка, л/с.

Скорость истечения из насадка в газовую среду достаточно велика, из-за чего струя делится на три структурные части: компактную, раздробленную и распыленную. Компактная часть возникает на сравнительно большом расстоянии от выходного отверстия насадка, в ней сохраняется близкая к цилиндрической форма струи при сохранении сплошности потока. Далее струя начинает расширяться и насыщаться воздухом, в результате чего происходит ее дробление на отдельные части. Этот участок относится к раздробленной части струи, а распыленная часть струи образуется в результате распада раздробленной части на капли (рис. 8.7).

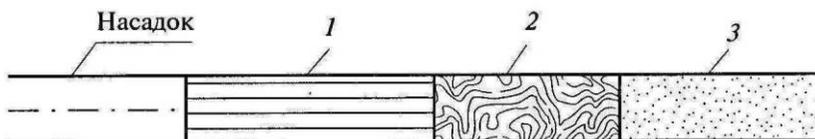


Рисунок 8.7 – Структурные части незатопленной струи: 1 – компактная; 2 – раздробленная; 3 – распыленная

В зависимости от назначения струи подразделяются на гидромониторные, пожарные, дождевальные и фонтаны, к каждому из этих типов предъявляются свои требования.

*Гидромониторные струи* предназначены для разрушения массива грунта, гидроотбоя угля и рыхления осадков сточных вод. Для формирования струи воды и управления ей служат гидромониторы, струя которых должен иметь компактную часть предельно возможной длины при создании максимального динамической воздействия на почву или другую поверхность. *Пожарные струи* должны обеспечить значительный радиус действия при пожаротушении с гораздо большим динамическим давлением на конце. Пожарные струи разделяют на вертикальные и наклонные.

#### Вопросы для самоконтроль:

1. Приведите классификацию отверстий и особенности истечения из них жидкости.
2. Что называется насадком? Для чего используют насадки?
3. Проведите сравнение существующих конструкций насадков.
4. Опишите структуру незатопленной струи.
5. Когда имеет место движение жидкости в виде свободной струи?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5  
**ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ  
ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ**

**Цель работы:** изучение методики определения коэффициентов истечения жидкости из малого отверстия в тонкой стенке и из насадков.

**Теоретическая часть**

На практике часто встречается истечение жидкости через отверстия и насадки, при котором необходимо знать скорости и расходы жидкости. В гидравлике различают малые отверстия, отверстия в тонкой стенке и большие отверстия. Малым называется отверстие, размер сечения которого по вертикали не превышает  $0,1H$  ( $H$  – напор над отверстием). Отверстием в тонкой стенке называют отверстие, края которого имеют острую кромку, причем толщина стенки не влияет на форму и условия истечения струи.

Жидкость, вытекающая из отверстия в тонкой стенке, имеет только местные потери энергии, аналогичные потерям при внезапном сужении потока. Она касается только внутренней кромки отверстия, при этом наблюдается сжатие струи. Наиболее сжатым является сечение, расположенное на расстоянии около  $0,5d$  от внутренней кромки отверстия. Величина сжатия зависит от расположения отверстия относительно стенок и дна сосуда, если отверстие достаточно далеко от стенок и дна, то сжатие струи будет совершенным. Оно наблюдается в том случае, если расстояние от отверстия до ближайшей стенки сосуда превышает  $3d$ . Если эти параметры выдерживаются, то уменьшается кривизна траектории частиц жидкости вблизи отверстия, уменьшается и сжатие с этой стороны. Такое сжатие называется несовершенным.

Если часть периметра отверстия непосредственно примыкает к одной или нескольким стенкам сосуда, то соответствующие траектории будут прямолинейными, и струя на этой части периметра отверстия не получит должного сжатия. Такое сжатие называется неполным, а отношение площади сжатого сечения  $\omega_c$  к площади отверстия  $\omega_0$  называют коэффициентом сжатия  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega_0} .$$

Коэффициент полного совершенного сжатия  $\varepsilon = 0,6 - 0,64$ .

Скорость истечения идеальной жидкости (теоретическая скорость) в сжатом сечении определяется по формуле Торричелли

$$V_m = \sqrt{2gH},$$

где  $H$  – напор над центром отверстия, м,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения.

Скорость истечения реальной жидкости меньше теоретической из-за наличия потерь энергии на местных гидравлических сопротивлениях, что учитывается коэффициентом скорости  $\varphi$

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H}.$$

Коэффициент скорости отражает влияние распределения скоростей в сжатом сечении

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \varepsilon}}.$$

Поскольку траектория истекающей из отверстия струи – парабола, то действительную скорость можно определить по координатам струи

$$v = \frac{x}{\sqrt{2y/g}}$$

где  $x$  и  $y$  – координаты точек, лежащих на оси струи. Тогда

$$\varphi = \frac{x}{2 \cdot \sqrt{y \cdot H}}.$$

Значение коэффициента скорости для малого отверстия в тонкой стенке принимают в пределах  $\varphi = 0,95 - 0,97$ . Теоретический расход идеальной жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

$$Q_m = \omega_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H}.$$

Действительный расход меньше теоретического, поскольку истечение сопровождается потерей энергии на преодоление местного сопротивления и на сжатие струи. Эти потери учитываются коэффициентом  $\mu$ , который называется коэффициентом расхода

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

Коэффициент расхода зависит от вида сжатия струи: он больше при неполном сжатии, меньше при несовершенном и еще меньше при совершенном ( $\mu = 0,6 \dots 0,62$ )

$$\mu = \frac{Q}{Q_m} = \varepsilon \cdot \varphi, \quad (Л1)$$

Если известен коэффициент скорости, то коэффициент сопротивления при входе в отверстие можно определить по формуле

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1. \quad (Л2)$$

Для практических расчетов принимают  $\zeta = 0,06$ .

Рассмотренные выше случаи относятся к истечению жидкости из отверстия в тонкой стенке. При значительной толщине стенок характер явления существенно изменяется из-за направляющего влияния стенки.

**Насадками** называют присоединенные к отверстиям короткие трубки определенной длины (3...4 диаметра), в которых имеет место напорное движение. При истечении в газовую среду насадок называется незатопленным. Насадки чаще всего используются для изменения расходов, они также характеризуются коэффициентами  $\mu$  и  $\varphi$ , а коэффициент сжатия струи  $\varepsilon$  для них равен единице. Поскольку сжатие происходит только внутри насадка (внутреннее сжатие), то выходное отверстие насадка работает полным сечением.

*Внешним цилиндрическим насадком* (насадком Вентури) называют прямую цилиндрическую трубку, присоединенную под прямым углом со внешней стороны резервуара к отверстию того же диаметра. Значения коэффициентов для цилиндрического насадка  $\varphi = 0,7...0,8$  и  $\mu = 0,73...0,82$ .

*Конический сходящийся насадок* – насадок, имеющий форму усеченного конуса, который сходится по направлению к выходному отверстию. Также применяются сходящиеся насадки с квадратным и прямоугольным поперечными сечениями. При изменении угла конуса изменяются и коэффициенты  $\mu$ ,  $\varphi$  и  $\varepsilon$ . Коэффициент  $\mu$  достигает максимального значения  $\mu = 0,946$  при  $\theta = 13,24^\circ$ , а затем уменьшается. Коэффициент скорости непрерывно растет и при угле  $\theta = 49^\circ$  равен  $\varphi = 0,984$ , сжатие струи на выходе из насадка –  $\varepsilon = 0,98$ .

*Конoidalные насадки* имеют сложную форму, их вход выполняют по форме струи, вытекающей через отверстие, а выходной участок – цилиндрическим. Сжатие струи на выходе из насадка отсутствует ( $\varepsilon = 1$ ), а коэффициенты  $\mu = \varphi = 0,97...0,98$ .

*Расходящиеся насадки* способствуют отрыву потока от стенок, для них принимают  $\theta = 5...7^\circ$ , их предельный напор для обеспечения работы насадка без срыва вакуума меньше, чем у внешнего цилиндрического насадка. Такие насадки применяют для пропуска относительно большого количества жидкости при малых скоростях на выходе или в устройствах, где нужно достичь значительного вакуума (водоструйные насосы, гидроэлеваторы). Сжатие струи в выходном сечении отсутствует, при угле  $\theta = 5...7^\circ$  коэффициенты  $\mu = \varphi = 0,45$ . При соединении входной части, выполненной по форме струи, с коническим расходящимся насадком можно получить наибольшее возможное увеличение расхода. Значения всех коэффициентов для отверстий и насадков приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1 – Расчетные коэффициенты для больших чисел  $Re$

Отверстие и насадок	$\varphi$	$\mu$	$\varepsilon$	$\zeta$
Отверстие в тонкой стенке	0,97	0,62	0,6 – 1	0,06
Внешний цилиндрический насадок	0,82	0,82	1	0,49
Конический сходящийся насадок	0,97	0,95	1	0,06
Конический расходящийся насадок	0,97	0,97	1	0,06
Конический расходящийся насадок	0,45	0,45	1	3,94

### Описание лабораторной установки

Установка для исследования истечения жидкости через отверстия и насадки представлена на рис. 1. Она содержит напорный резервуар 1 с водомерным стеклом, постоянный уровень воды в котором контролируется сливной трубой 2. В резервуар 1 вода, расход которой регулируется вентилем 6, поступает по напорному трубопроводу. В боковой стенке напорного резервуара имеется отверстие диаметром 10 мм, которое закрывается с помощью резиновой пробки, рядом с которым закреплено посадочное основание для установки насадков разной длины диаметром 10 мм. Между напорным баком и мерной емкостью находится измерительное устройство 4 для определения вертикальной координаты  $y$  и горизонтальной координаты  $x$  вытекающей струи 8. Истечения струи воды производится по наклонному желобу 9 в мерную емкость 5. Вода из мерной емкости сливается в общую емкость установки, которая снабжена сливной трубой с вентилем.

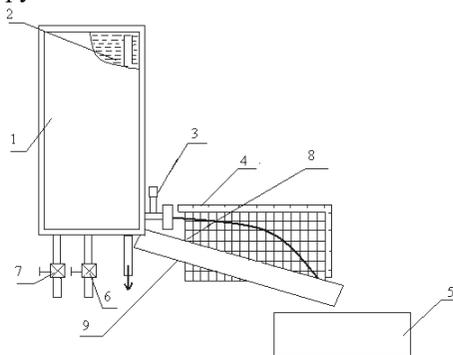
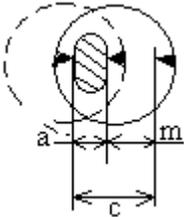


Рисунок 1 – Установка для исследования истечения жидкости через отверстия и насадки: 1 – напорный резервуар; 2 – сливная труба; 3 – микрометр; 4 – измерительное устройство; 5 – мерная емкость; 6 – напорный вентиль 7 – сливной вентиль 8 – исследуемый поток; 9 – наклонный желоб

## Порядок выполнения работы

### А. Исследование истечения из отверстия

1. Открыть вентиль 6 для установки постоянного уровня в напорном резервуаре.



2. Открыть отверстие в тонкой стенке и заполнить мерную емкость при постоянном уровне в напорном резервуаре, замерив время начала и окончания ее заполнения по секундомеру. При заполнении мерной емкости провести измерение осей эллипса сжатого сечения вытекающей струи:

– установить микрометр в горизонтальное положение;

– вращая микрометрический винт, коснуться струи сначала одним, а потом другим зубом кольца; записав при этом отсчеты по микрометру  $n_1$  и  $n_2$ , учитывая, что  $c = 11,5$  мм;

– повернуть микрометр вверх на  $90^\circ$  и в той же последовательности измерить длину вертикальной оси эллипса сжатого сечения.

3. Выполнить измерения координат оси струи в двух точках: для этого на измерительном устройстве принять произвольные значения  $x_1$  и  $x_2$ , для которых найти координаты  $y_1$  и  $y_2$ , записать результаты измерений в табл. 8.2.

4. При заполнении мерной емкости заданным объемом, выключить секундомер, записать объем в напорном резервуаре и измерить температуру воды.

5. Закрыть входной вентиль 6 и слить воду из мерной емкости и напорного резервуара.

6. Вычислить коэффициент сжатия струи отверстия

$$\varepsilon = \frac{a \cdot b}{d^2}$$

и определить среднее значение коэффициента скорости

$$\varphi_{cp} = \frac{(\varphi_1 + \varphi_2)}{2}.$$

7. Найти коэффициент сопротивления на входе в отверстие

$$\xi = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

и количество воды  $W$ , поступившей в мерную емкость

$$W = W_2 - W_1.$$

8. Вычислить теоретический расход

$$Q_m = S_0 \cdot \sqrt{2g \cdot H},$$

экспериментальный расход

$$Q = \frac{W}{t}$$

и фактическую скорость истечения воды

$$v_{\phi} = \varphi_{cp} \cdot \sqrt{2g \cdot H}.$$

9. Вычислить коэффициент расхода

$$\mu = \varepsilon \cdot \varphi_{cp}$$

и определить число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d_{cp}}{\nu}.$$

Таблица 8.2 – Результаты измерений и расчетов

№ n/n	Наименование измерений и расчетов	Единицы измерений	Результаты
1	2	3	4
<b>I. Определение коэффициента сжатия струи</b>			
1	Диаметр отверстия $d$	мм	
2	Расстояние от сжатого сечения до отверстия $l = d/2$	мм	
3	Расстояние между зубцами кольца микрометра $c$	мм	
4	Определение длины горизонтальной оси эллипса сжатого сечения:		
а)	отсчет по микрометру при касании струи правым зубом $n_1$	мм	
б)	отсчет по микрометру при касании струи левым зубом $n_2$	мм	
в)	Разность отсчетов $m_1$	мм	
г)	длина оси $a = c - m_1$	мм	
5	Определение длины вертикальной оси эллипса сжатого сечения:		
а)	отсчет по микрометру при касании струи верхним зубом $k_1$	мм	
б)	то же нижним зубом $k_2$	мм	
в)	Разница отсчетов $m_2$	мм	
г)	длина оси $b = c - m_2$	мм	

1	2	3	4
6	Коэффициент сжатия $\varepsilon$		
<b>II. Определение коэффициента скорости</b>			
1	Горизонтальная координата $x_1$	см	
2	Горизонтальная координата $x_2$	см	
3	Вертикальная координата $y_1$	см	
4	Вертикальная координата $y_2$	см	
5	Высота напора над центром отверстия $H$	см	
6	Коэффициент скорости $\varphi_1$		
7	Коэффициент скорости $\varphi_2$		
8	Среднее значение коэффициента скорости $\varphi_{cp}$		
<b>III. Определение коэффициента сопротивления на входе в отверстие</b>			
1	Определение коэффициента сопротивления $\zeta = 1/\varphi^2 - 1$		
2	Определение действительного расхода: а) объем воды в мерной емкости в начале опыта $W_1$ б) объем воды в мерной емкости в конце опыта $W_2$ в) количество воды, поступившей в мерную емкость $W = W_2 - W_1$ г) температура воды $T$ д) время наполнения мерной емкости $t$ е) расход воды $Q_e = W/t$ ж) скорость воды $v_e = Q/S$	см <sup>3</sup> см <sup>3</sup> см <sup>3</sup> °C с см <sup>3</sup> /с см/с	
3	Теоретический расход	см <sup>3</sup> /с	
4	Коэффициент расхода $\mu$		
5	Число Рейнольдса		

*Б. Исследование истечения из насадка*

1. Заполнить напорный резервуар до постоянного уровня, в табл. 8.3 записать объем начального уровня мерной емкости.

2. Открыть отверстие насадка одновременно с включением секундомера. При достижении в мерной емкости заданного объема

выключить секундомер и закрыть насадок пробкой. Записать объем верхнего уровня и температуру воды в табл. 8.3.

3. Закрывать вентиль 6 и слить воду из мерной емкости и напорного резервуара.

Таблица 8.3 – Результаты измерений и вычислений

<b>Истечение из насадки</b>			
1	Тип насадка		
	Диаметр отверстия насадка $d$	мм	
	Длина насадка $l$	мм	
	Высота напора над центром отверстия насадка $H$	см	
	Определение действительного расхода:		
	а) объем воды в мерной емкости в начале опыта $W_1$	см <sup>3</sup>	
	б) объем воды в мерной емкости в конце опыта $W_2$	см <sup>3</sup>	
	в) количество воды, поступившей в мерную емкость $W = W_1 - W_2$	см <sup>3</sup>	
	г) температура воды	°C	
	д) время заполнения мерной емкости $t$	с	
е) расход воды $Q_{экс}$	см <sup>3</sup> /с		
2	Скорость воды $v_{\phi}$	см/с	
3	Теоретическая скорость воды $v_m$	см/с	
4	Коэффициент скорости $\varphi$		
5	Коэффициент сопротивления насадка $\zeta$		
6	Коэффициент расхода $\mu$		
7	Число Рейнольдса $Re$		

4. Определить расход жидкости

$$Q_{экс} = \frac{W}{t},$$

после чего найти фактическую и теоретическую скорости ее истечения

$$v_{\phi} = \frac{Q_{экс}}{S}, \quad v_m = \sqrt{2g \cdot H}.$$

5. Вычислить коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{v_{\phi}}{v_m}$$

6. Вычисляют коэффициент сопротивления насадка по формуле (2).

7. Вычислить коэффициент расхода по формуле (1) и найти число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\phi} \cdot d}{\nu}$$

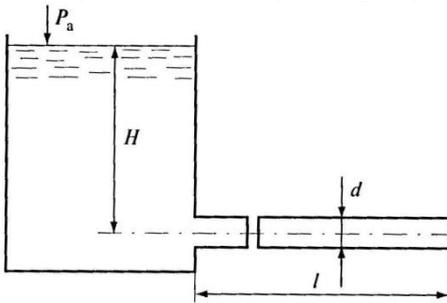
8. Сделать выводы по лабораторной работе, дать сравнение теоретических результатов с экспериментальными данными.

### Вопросы для самоконтроля:

1. Что понимают под малым отверстием в тонкой стенке?
2. Чем вызывается сжатие струи? Каково его расположение по длине струи?
3. Какие виды сжатия струи бывают? От чего они зависят?
4. Что называют коэффициентом сжатия струи, коэффициентом скорости, коэффициентом расхода? Как определяются данные величины?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 8

**Пример решения задачи 1.** Определить длину трубопровода диаметром  $d = 25$  мм, при которой расход воды будет такой же, как и из малого отверстия того же диаметра. Напоры воды для отверстия и трубы равны  $H_1 = 6$  м и  $H_2 = 12$  м, а коэффициент гидравлического трения трубы  $\lambda = 0,020$ .



из малого отверстия того же диаметра. Напоры воды для отверстия и трубы равны  $H_1 = 6$  м и  $H_2 = 12$  м, а коэффициент гидравлического трения трубы  $\lambda = 0,020$ .

#### Решение

Формулы для расхода жидкости:

– при истечении из отверстия

$$Q_o = \mu_o \cdot \omega_o \cdot \sqrt{2g \cdot H_1};$$

– при истечении из трубы

$$Q_m = \mu_m \omega_m \sqrt{2gH_2}.$$

По условию задачи диаметры и расходы в обоих случаях равны между собой, то есть

$$\mu_o \cdot \sqrt{H_1} = \mu_m \cdot \sqrt{H_2}.$$

В п. 8.1 показано, что при расчетах для малых отверстий коэффициент расхода принимают равным

$$\mu_o = 0,62.$$

Из предыдущего уравнения находим коэффициент расходов трубы

$$\mu_m = \mu_o \cdot \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = 0,62 \cdot \sqrt{\frac{6}{12}} = 0,44.$$

С другой стороны, коэффициент расхода для трубы

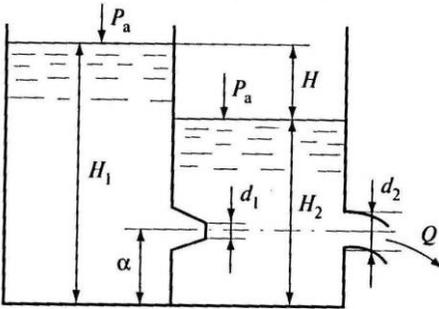
$$\mu_m = \sqrt{\frac{1}{\zeta_{вх} + \lambda \cdot \frac{l}{d} + \zeta_{вых}}} = \sqrt{\frac{1}{1,5 + \lambda \cdot \frac{l}{d}}},$$

где коэффициенты сопротивлений входа и выхода взяты из *Приложения Г*. Приравняв две последние формулы, находим необходимую длину трубопровода

$$0,44^2 = \frac{1}{1,5 + \lambda \frac{l}{d}}; \quad \lambda \frac{l}{d} = \frac{1}{0,44^2} - 1,5 = 3,66; \quad l = \frac{3,66d}{\lambda} = \frac{3,66 \cdot 0,025}{0,020} = 4,6 \text{ м.}$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Резервуар разделен на две части вертикальной стенкой, в которой находится круглый насадок диаметра  $d_1 = 100$  мм. Глубина воды в левой части резервуара  $H_1 = 6$  м, а расход составляет  $Q = 40$  л/с. Определить глубину воды  $H_2$  в правой части резервуара и диаметр малого отверстия  $d_2$ . Уровни воды в резервуарах считать постоянными, расстояние от дна до осей отверстия и насадка составляет  $a = 0,9$  м.



### Решение

По табл. 8.1 принимаем коэффициенты расхода для отверстия  $\mu_o = 0,62$ ; для конического сходящегося насадка  $\mu_n = 0,95$ .

Площадь поперечного сечения насадка

$$\omega = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 0,008 \text{ м}^2.$$

Расходы через насадок и отверстие постоянны

$$Q_n = Q_o = Q = 40 \text{ л/с} = 0,04 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Из формулы для расхода жидкости через насадок

$$Q_n = \mu_n \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot (H_1 - H_2)}$$

определяем глубину воды в правой части резервуара

$$H_2 = H_1 - \frac{Q^2}{2g\mu_n^2\omega^2} = 6 - \frac{0,04^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,95^2 \cdot 0,008^2} = 4,5 \text{ м}.$$

Напор при истечении из малого отверстия

$$H' = H_2 - a = 4,5 - 0,9 = 3,6 \text{ м}.$$

Из формулы расхода жидкости через малое отверстие находим необходимую площадь поперечного сечения отверстия

$$Q_o = \mu_o \cdot \omega \cdot \sqrt{2g \cdot H'} \Rightarrow \omega = \frac{Q_o}{\mu_o \cdot \sqrt{2g \cdot H'}} = \frac{0,04}{0,62 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,6}} = 0,008 \text{ м}^3/\text{с},$$

из которой, в свою очередь, определяем его диаметр

$$\omega = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \Rightarrow d_2 = \sqrt{\frac{4\omega}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,008}{3,14}} = 0,10 \text{ м} = 100 \text{ мм}.$$

Задача решена.

### Задания к самостоятельной работе № 8

#### Варианты 1 – 15

Определить эквивалентную длину трубопровода диаметра  $d$ , при которой расход воды будет аналогичен расходу из малого отверстия того же диаметра. Напоры воды для отверстия и трубы равны  $H_1$  и  $H_2$  соответственно, коэффициент гидравлического трения трубы  $\lambda$ .

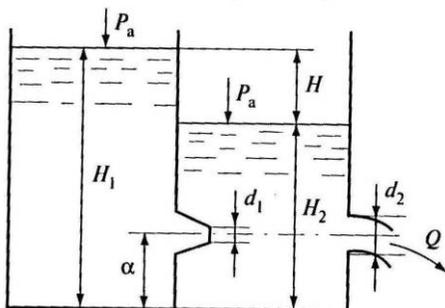
Таблица исходных данных

№ варианта	$H_1$ , мм	$H_2$ , мм	$\lambda$
1	7,0	10,0	0,020
2	8,5	12,5	0,025
3	9,0	15,0	0,030
4	10,5	17,5	0,035
5	11,0	20,0	0,040
6	12,0	25,0	0,045
7	13,0	30,0	0,050
8	15,0	35,0	0,055
9	3,0	10,0	0,060
10	2,5	12,5	0,065

11	3,0	10,5	0,025
12	3,5	11,0	0,025
13	4,0	9,0	0,025
14	4,5	8,0	0,025
15	5,0	7,5	0,025

*Варианты 16 – 30*

Резервуар разделен на две части вертикальной стенкой, в которой находится круглый насадок диаметра  $d_1$ . Глубина воды в левой части резервуара  $H_1$ , а расход составляет  $Q$ . Определить глубину воды  $H_2$  в правой части резервуара и диаметр малого отверстия  $d_2$ . Уровни воды в резервуарах считать постоянными, расстояние от дна до осей отверстия и насадка составляет  $a$ .



*Таблица исходных данных*

№ варианта	$H_1$ , мм	$d_1$ , мм	$Q$ , л/с	$a$ , м
1	7,0	100	30,0	0,20
2	8,5	125	32,5	0,25
3	9,0	150	35,0	0,30
4	10,5	175	37,5	0,35
5	11,0	100	20,0	0,40
6	12,0	125	25,0	0,45
7	13,0	150	30,0	0,50
8	15,0	175	35,0	0,55
9	3,0	100	40,0	0,60
10	2,5	125	42,5	0,65
11	3,0	150	40,5	0,25
12	3,5	175	41,0	0,25
13	4,0	100	59,0	0,25
14	4,5	125	58,0	0,25
15	5,0	150	55,5	0,25

## ЧАСТЬ II. ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

### ТЕМА 9. СОВРЕМЕННАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ АППАРАТУРА

#### 9.1 Конструкции современных насосов

Широкое распространение на производстве получили различные конструкции насосов, по конструктивным признакам и принципу действия их делят на объемные и динамические.

*В объемных насосах* вытеснение жидкости из рабочих камер осуществляется в результате вращательного, вращательно-поступательного или поступательного движения вытеснителей. К ним относятся поршневые, шестеренчатые, пластинчатые, винтовые и другие типы насосов.

*В динамических насосах* жидкость вытесняется из рабочей камеры под силовым воздействием рабочего колеса, вращающегося с большой скоростью. К динамическим насосам относятся центробежные, осевые, вихревые и струйные, наиболее распространенными разновидностями являются центробежные и осевые насосы. В центробежных насосах жидкость, подводится к центральной части рабочего колеса и поступает на его лопасти, вращающиеся с большой скоростью. Под действием центробежных сил жидкость скользит вдоль лопаток, отбрасывается к периферии в расширяющийся сборный канал и поступает в напорный трубопровод.

##### 1. Поршневые насосы

Схема поршневого насоса показана на рис. 9.1. Его рабочими органами являются: рабочая камера с клапанами 9 и 10, цилиндр с поршнем 5, всасывающий трубопровод 8 и напорный трубопровод 11. Цикл работы насоса состоит из двух тактов: всасывания и нагнетания. При движении поршня слева направо в цилиндре под поршнем создается вакуум, клапан 9 открыт, а клапан 10 – закрыт. Жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу и рабочая камера цилиндра заполняется водой.

При движении поршня справа налево в рабочей камере создается избыточное давление. Под его действием закрывается клапан 9 и открывается 10, а жидкость вытесняется в напорный трубопровод 11. Высота всасывания насоса не превышает 6...7 м. вод. ст.

Действительная подача поршневого насоса может быть объемной ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) или массовой ( $\text{кг}/\text{с}$ )

$$Q_{\text{д}} = \frac{S \cdot n \cdot l \cdot \eta_0}{60}$$

где  $S$  – площадь поршня,  $\text{м}^2$ ;  $l$  – длина хода поршня,  $\text{м}$ ;  $n$  – частота вращения приводного звена насосной установки,  $\text{об}/\text{мин}$ ;  $\eta_0$  – объемный коэффициент полезного действия  $\eta_0 = 0,85 \dots 0,99$ .

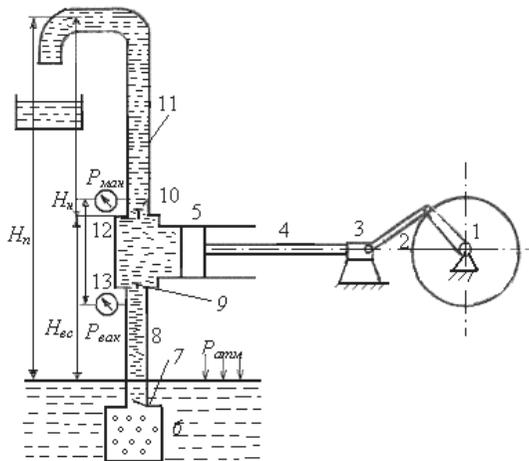


Рисунок 9.1 – Схема поршневого насоса

Существенным недостатком подобных конструкций является неравномерность подачи. Ее уменьшение достигается за счет увеличения числа цилиндров насоса, поршни которых располагаются на одном валу со смещением каждого из кривошипов на угол

$$\alpha = \frac{360^\circ}{Z}$$

друг относительно друга. Возможны и другие конструктивные решения, позволяющие уменьшать неравномерность подачи: установка воздушных клапанов, применение насосов дифференциального типа, двойного действия и т.д.

## 2. Роторно-поршневые насосы

Одноцилиндровые поршневые насосы характеризуются большой неравномерностью подачи.

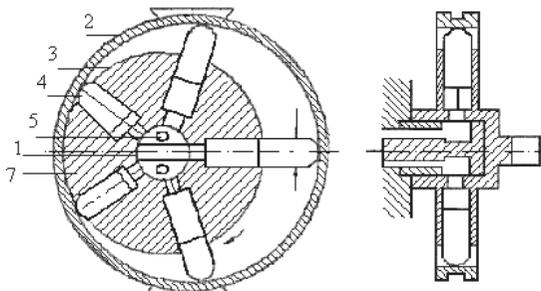


Рисунок 9.2 – Схема радиально-поршневого насоса

Более равномерную подачу жидкости можно получить путем применения многоцилиндровых поршневых машин, цилиндры которых объединены в один блок. Вытеснителем рабочей жидкости являются поршни, приводимые в движение непосредственно от двигателя.

*Роторно-поршневые насосы* (гидромашины) получили широкое применение в объемных гидropередачах и приводах. Их используют в качестве постоянной и переменной подачи и как гидромоторы с постоянным и переменным крутящим моментом. По расположению рабочих камер (цилиндров) относительно оси вращения ротора насосы делят на радиальные и аксиальные.

Радиально-поршневой насос схематично показан на рис. 9.2. В насосах этого типа ротор 1 расположен эксцентрично относительно статора 2. В роторе просверлены радиальные цилиндрические отверстия (цилиндры), поршни 4 при вращении ротора осуществляют в цилиндрах возвратно-поступательное движение, скользя своими сферическими головками по внутренней поверхности статора, а распределительным устройством служит полая ось с перегородкой 5. При вращении ротора рабочие камеры поочередно соединяются с отверстием 3, через которое всасывается жидкость, и с отверстием 7, через который происходит ее нагнетание.

Рабочий объем в соответствии с идеальной подачей насоса за один оборот ротора ( $m^3$ ):

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2l,$$

где  $d$  – диаметр поршня, м;  $2l$  – ход поршня по цилиндру, м.

*Аксиально-поршневые насосы* отличаются от радиальных тем, что поршни в них осуществляют возвратно-поступательные движения в направлении, параллельном оси блока цилиндров. Эти насосы выполняются с наклонным блоком цилиндров или наклонной шайбой.

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком цилиндров показан на рис. 9.3. Конструктивно ось вращения блока цилиндров наклонена к оси вращения приводного вала. Передача момента вращения от вала к блоку цилиндров осуществляется через штоки поршней или с помощью универсального шарнира (двойной кардан).

Основным элементом насоса является блок цилиндров (ротор) 2, поршни 3, штоки 5, шарнирно связанные с поршнями 3 и диском 4. В свою очередь, диск 4 жестко связан с ведущим валом 7. Подведение и отведение жидкости осуществляется через неподвижный распределитель 1.

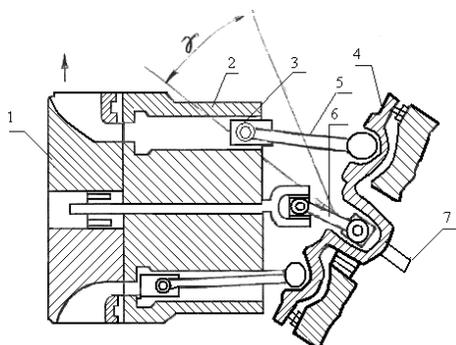


Рисунок 9.3 – Аксиально-поршневой насос

Схема простейшего насоса с наклонным диском изображена на рис. 9.4. В насосе отсутствует карданная или шатунная связь наклонного диска с блоком цилиндров. Поршни 2 прижаты пружинами 1 или непосредственно к наклонному диску 4 (как показано на рис. 9.4), либо через промежуточный ботинок.

Подвод и отведение жидкости осуществляется через неподвижный торцевой распределитель. Изменение рабочего объема, а следовательно регулирование подачи, производится автоматически или вручную путем изменения угла  $\beta$  наклона диска с помощью шарнирной тяги 3.

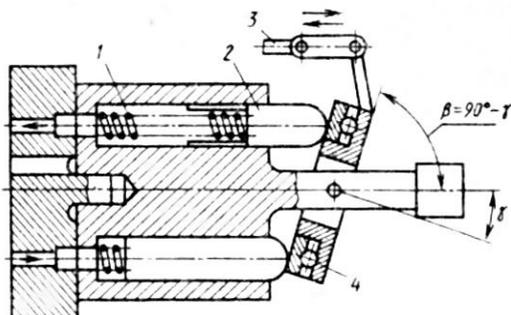


Рисунок 9.4 – Аксиально-поршневой насос с наклонным диском

Рассмотренные роторно-поршневые насосы обладают свойством оборотности; поэтому они применяются и как насосы, и как гидромоторы. Рабочий объем насоса при числе цилиндров  $Z$  и их диаметре  $d$  определяется из выражения:

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot \sin(\alpha Z),$$

где  $D$  – диаметр блока насоса, м;  $\alpha$  – угол наклона блока (шайбы).

Аксиальные роторно-поршневые насосы и гидромоторы имеют меньшие габариты по сравнению с радиальными гидромашинами и более высокий КПД, они пригодны для работы на высоких частотах вращения (до 20 000 об/мин) и давлении до 30 МПа. Среднюю подачу аксиально-поршневого насоса определяют по формуле

$$Q_0 = \eta_0 \cdot \frac{\pi d^2}{120} \cdot r_0 \cdot z \cdot n \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $r_0$  – радиус окружности осей цилиндров,  $\gamma$  – угол наклона шайбы.

### 3. Кулачковые насосы

Схема кулачкового насоса приведена на рис. 9.5. Основными элементами являются корпус 1, рабочие поршни 2 и приводной кулачковый вал 4. Ось вращения кулачкового вала смещена относительно геометрической оси корпуса на величину эксцентриситета  $e$ . При вращении кулачкового вала поршни осуществляют возвратно-поступательное движение на пути  $l = 2e$ .

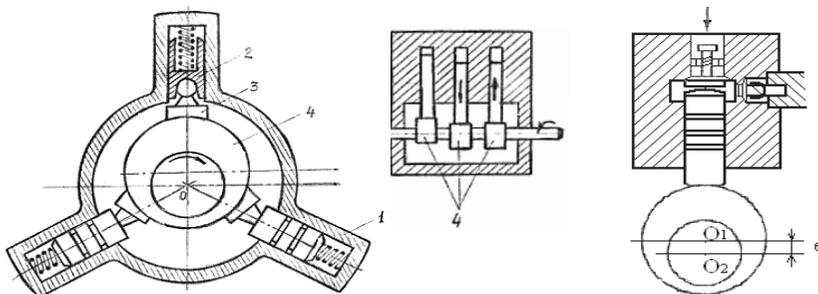


Рисунок 9.5 – Схемы кулачковых насосов

Основной недостаток поршневых кулачковых насосов – неравномерность подачи, для ее выравнивания применяют многопоршневые насосы с числом цилиндров  $Z = 3 \dots 11$  в одном ряду и со смещением фаз их рабочих циклов на угол  $\alpha = 360^\circ/Z$ .

В корпусе насоса цилиндры могут располагаться в один ряд. Компактность конструкции насоса достигается радиальным расположением цилиндров, оси которых пересекаются в центре симметрии корпуса. Рабочий объем насоса при числе цилиндров  $Z$  и их диаметре  $d$  определяется по формуле

$$V_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot e \cdot Z .$$

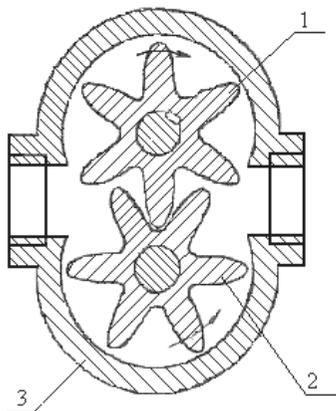
Подача кулачкового насоса

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{e \cdot Z \cdot n \cdot \eta_0}{60} ,$$

где  $\eta_0 = 0,75 \dots 0,95$  – объемный КПД насоса;  $n$  – частота вращения кулачкового вала, об/мин.

#### 4. Шестеренчатые насосы

Современные шестеренчатые насосы выполняются с шестернями внешнего или внутреннего зацепления, более распространены насосы с шестернями внешнего зацепления (рис. 9.6). Последние выполняются в виде пары одинаковых шестерен – ведущей и ведомой, находящихся в зацеплении и помещенных в корпусе насоса с малыми зазорами торцов. По обе стороны зоны зацепления в корпусе есть полости, сообщающиеся с напорной и всасывающей линиями. Со сторон торцов корпус закрывается боковыми дисками.



При вращении шестерен по всасывающей полости зубья выходят из зацепления, объем камеры всасывания увеличивается, а давление уменьшается.

Рисунок 9.6 – Схема шестеренчатого насоса

Рабочая жидкость, подведенная к всасывающему патрубку, поступает в камеру всасывания, заполняет высвободившиеся впадины (рабочую камеру) и далее переносится по периферии корпуса в полость нагнетания. Полость нагнетания образуется с противоположной стороны, где зубья входят в зацепление, вытесняя рабочую жидкость из впадин в нагнетательный патрубок. За один оборот шестерен рабочий объем насоса можно определить как сумму объемов впадин обеих шестерен, соответствующую объему кольца, которое имеет наружный диаметр, равный диаметру окружности выступов шестерен с толщиной высоты зуба  $h$  и шириной шестерни  $b$ . Объем этого кольца

$$V_0 = 2\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot b = 2\pi \cdot d \cdot m \cdot b ,$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;  $z$  – число зубьев шестерни.

Поскольку у шестерен объем впадин между зубьями немного больше объема самих зубьев, то уточненная формула для определения рабочего объема насоса имеет вид

$$V_0 = 7m^2 \cdot z \cdot b = 7d \cdot m \cdot b.$$

Теоретическая подача шестеренчатого насоса, м<sup>3</sup>/с

$$Q_m = \frac{b \cdot S \cdot Z \cdot n}{30},$$

где  $S$  – площадь рабочей части зубца, выдавливающей жидкость, приблизительно равная

$$S = \frac{\pi D^2}{Z^2},$$

где  $D$  – диаметр начальной окружности шестерни. Истечение жидкости учитывают объемным КПД  $\eta_0 = 0,8 \dots 0,95$ .

Действительная подача шестеренчатого насоса, м<sup>3</sup>/с

$$Q = \frac{\pi b \cdot D^2 \cdot n \cdot \eta_0}{30Z}.$$

Шестеренчатые насосы реверсивны, то есть при изменении направления вращения шестерни меняется направление движения жидкости в трубопроводе.

Шестеренчатые насосы с внутренним зацеплением компактнее, чем с внешним, они имеют лучшую способность к всасыванию, могут работать при больших частотах вращения, однако сложны в изготовлении. По этой причине они не получили широкого распространения в современном машиностроении.

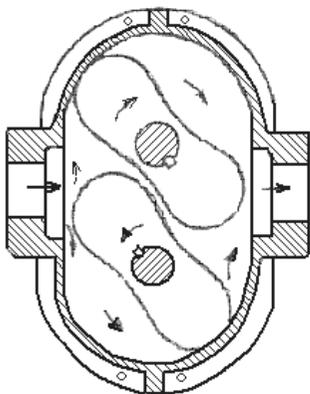


Рисунок 9.7 – Схема коловратного насоса

### 5. Коловратные насосы

Коловратные насосы (рис. 9.7) относятся к шестеренчатым, их основными рабочими органами являются подвижные роторы – ведущий и ведомый.

Конструктивно роторы могут быть с двумя или тремя зубьями, профили зубьев плотно смыкаются между собой и статором насоса. При вращении роторов в полости всасывания их зубья выходят из

зацепления, объем камеры всасывания увеличивается, давление уменьшается и жидкость поступает в камеру всасывания. При дальнейшем вращении роторов объем правой камеры уменьшается (зубья входят в зацепление) и жидкость вытесняется в нагнетательный трубопровод. Поскольку роторы не могут передавать крутящий момент внутри статора, то для этого они соединены между собой парой шестерен, расположенной за пределами корпуса насоса.

Коловратные насосы применяют для перекачки больших объемов очень вязких жидкостей (каменноугольных смол, битумов и т.п.) при небольшом давлении.

#### 6. Винтовые насосы

Винтовые насосы (рис. 9.8) отличаются равномерной подачей жидкости, высоким КПД, они компактны, бесшумны, надежны в работе, допускают высокое число оборотов и достаточно большое давление. Основными рабочими органами винтовых насосов являются винты, помещенные в корпус. Винтовые насосы изготавливаются в одно-, двух-, трех- и многовинтовом исполнении. Обычно один винт ведущий, остальные ведомые, выступы одного винта входят во впадины другого.

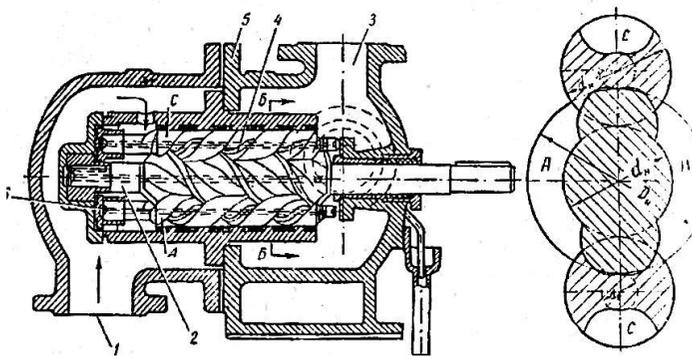


Рисунок 9.8 – Схема винтового насоса

Впадины между зубьями винтовой нарезки во время работы заполнены жидкостью и являются замкнутыми объемами, отделяющими полость всасывания от полости нагнетания. При вращении винтов в полости всасывания винтовые зубья раскрывают впадины, объем камеры всасывания увеличивается, давление уменьшается и жидкость поступает в камеру из всасывающего трубопровода. При дальнейшем вращении винтов жидкость, заполнившая впадины, переносится вдоль оси по винтовой нарезке из камеры всасывания в камеру нагнетания, где зубья винтов, входя в

впадины, вытесняют жидкость в камеру нагнетания и далее в напорный трубопровод. При подаче рабочей жидкости под давлением в камеру всасывания винтовая гидромашина работает как винтовой гидродвигатель.

Подача винтового насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{(S_k - S_g) \cdot t \cdot n \cdot \eta_0}{60},$$

где  $S_k$  – площадь поперечного сечения полости корпуса, в которой расположены винты, м<sup>2</sup>;  $S_g$  – площадь тела винтов, м<sup>2</sup>;  $t$  – шаг винтовой нарезки, м;  $\eta = 0,75 \dots 0,98$  – объемный КПД.

Начальной величиной при расчете площади тела винтов насосов принимают диаметр основной окружности ведущего винта  $d_n$ , через который выражаются остальные размеры:

$$D_n = \frac{5d_n}{3}, \quad d_g = \frac{d_n}{3}, \quad t = \frac{10d_n}{3},$$

где  $D_n$  – внешний диаметр винта, мм;  $d_g$  – внутренний диаметр нарезки ведомого винта, мм.

Внешний диаметр известных винтов равен диаметру основной окружности ведущего винта. С учетом необходимой герметичности теоретическая подача за один оборот винта

$$q_t = (S_k - S_g) \cdot t = 4,14d_n^3 \text{ – для трехвинтовых насосов;}$$

$$q_t = (S_k - S_g) \cdot t = \frac{3\pi \cdot (D_n^2 - d_n^2) \cdot t}{16} \text{ – для двухвинтовых насосов.}$$

Подача винтового насоса равномерная, без заметных пульсаций, достигает 10 000...15 000 л/мин. Винтовые насосы имеют большую способность к самовсасыванию (до 6...7 м. вод. ст.), возможность изменять давление в широком диапазоне, практически постоянный КПД, компактность. Однако сложность изготовления, требующая высокой точности, ограничивает их широкое применение на современном этапе. Винтовые насосы и гидромоторы применяются в объемных гидроприводах, гидравлических системах регулирования паровых и гидравлических турбин, в нефтяной промышленности.

### 7. Пластинчатые насосы

Основным рабочим органом пластинчатых насосов (рис. 9.9) является ротор 1, помещенный в цилиндрической расточке корпуса насоса между двумя плотно прижатыми к нему торцевыми дисками 2. В радиальных или слегка наклонных к радиусу пазах ротора помещены пластины-вытеснители. Ось вращения ротора располагается эксцентрично по отношению к статору 4.

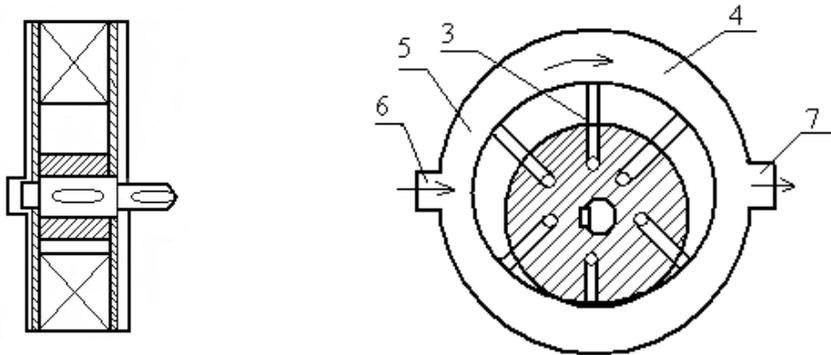


Рисунок 9.9 – Схема роторно-пластинчатого насоса разового действия

При вращении ротора пластины прижимаются к внутренней поверхности статора центробежными силами либо специальными пружинами, осуществляя одновременно возвратно-поступательное движение в его пазах. Объем между соседними пластинами по мере вращения ротора изменяется по величине. В зоне всасывания объем между пластинами увеличивается и заполняется жидкостью. В зоне нагнетания этот объем уменьшается и жидкость из него вытесняется в нагнетательную полость. Пластинчатые насосы изготавливаются с постоянной и регулируемой подачей. Регулирование подачи пластинчатых насосов осуществляется изменением эксцентриситета  $e$ . Подача пластинчатых насосов пульсирующая, для уменьшения пульсации подачи жидкости в насосах применяется от 4 до 12 пластин.

Пластинчатые насосы бывают однократного, двукратного и многократного действия. Существенным недостатком роторно-пластинчатых насосов и гидромашин однократного действия является наличие большой односторонней нагрузки на подшипники. Для устранения этого недостатка применяют вакуумные насосы гидромашин двукратного действия. В пластинчатом насосе двукратной действия подача жидкости из каждой рабочей камеры в нагнетательный трубопровод за один оборот ротора производится дважды. Рабочий объем пластинчатого насоса однократного действия

$$V = 2b \cdot e \cdot (2\pi \cdot r - z \cdot \sigma),$$

где  $b$  – ширина ротора, мм;  $e$  – эксцентриситет, мм;  $r$  – радиус статора, мм;  $z$  – число пластин;  $\sigma$  – толщина пластины, мм.

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия

$$V = 2b \cdot \left[ \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) - \frac{(r_2 - r_1) \cdot z \cdot \sigma}{\cos \alpha} \right],$$

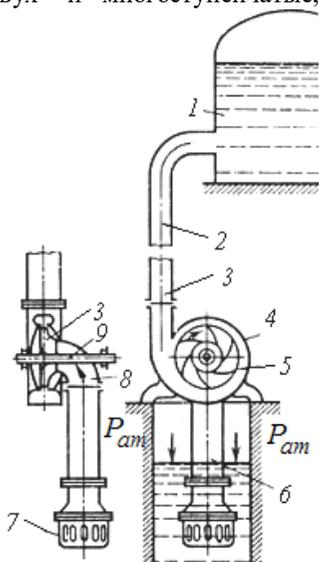
где  $r_1$  и  $r_2$  – большой и малый радиусы статора, мм;  $\alpha$  – угол наклона пластин (для радиальных пластин  $\cos\alpha = 1$ ), для нереверсивных насосов  $\alpha = 7 \dots 15^\circ$ , КПД пластинчатого насоса  $\eta = 0,75 \dots 0,98$ .

Пластинчатые гидромашины рассчитаны на работу при небольшой подаче (5 - 200 л/мин) и достаточно высоком давлении (до 7 МПа). Благодаря малым габаритам, надежности в работе и высокому КПД пластинчатые насосы широко применяются в гидроприводах машин.

### 8. Центробежные насосы

В современной технике широкое распространение получили центробежные насосы различных типов, отличающихся друг от друга конструктивно и эксплуатационными характеристиками. Центробежные насосы различаются по числу степеней давления, по расположению вала, условиям движения жидкости из рабочего колеса в корпус насоса и другим признакам.

По числу ступеней давления насосы подразделяются на одно-, двух- и многоступенчатые, в которых жидкость проходит через



последовательно соединенные рабочие колеса, постепенно увеличивающие напор до требуемого уровня. Для увеличения производительности применяются насосы с двусторонним входом. Для таких насосов характерна большая производительность при том же напоре.

В зависимости от расположения вала рабочего колеса, различают насосы с горизонтальным и вертикальным валом. Для улучшения условий входа жидкости, в корпус насоса вводят направляющий аппарат, хотя целый ряд насосов работают без него.

Рисунок 9.10 – Схема одноступенчатого центробежного насоса с односторонним входом

Центробежные насосы делят на тихоходные, нормальной быстроходности и быстроходные. Наиболее распространенный тип современного центробежного насоса – насос с горизонтальным валом, соединенный с двигателем и имеющий спиральную камеру.

Схема одноступенчатого центробежного насоса с односторонним входом приведена на рис. 9.10. В корпусе 4, выполненном в виде улитки, на валу 9 вращается рабочее колесо 5 с криволинейными лопатками. Вал с колесом приводится во вращение от электродвигателя, корпус насоса состоит из рабочей камеры и двух патрубков: всасывающего 8 и нагнетательного 3. Всасывающий патрубок подходит к центру корпуса насоса, а нагнетатель расположен на периферии и является как бы продолжением улитки. Патрубок 8 соединен с всасывающим трубопроводом 6, на конце которого установлен фильтр грубой очистки 7. Внутри расположен обратный клапан, предупреждающий обратное движение жидкости. Патрубок 3 присоединен к напорному трубопроводу 2, подающему жидкость от насоса к месту назначения, например в резервуар 1.

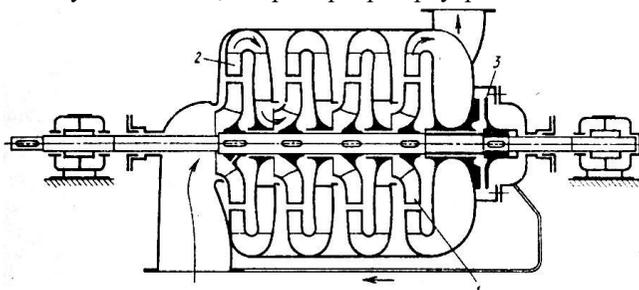


Рисунок 9.11 – Схема многоступенчатого центробежного насоса с односторонним входом

Центробежные насосы не обладают свойством самовсасывания, поэтому перед пуском насос и всасывающий трубопровод заполняются жидкостью, обратный клапан при этом должен быть закрыт. В крупных центробежных насосах для этих целей служат специальные вакуумные насосы, отсасывающие воздух из всасывающего трубопровода. В насосе создается вакуум, обеспечивающий поступление в него жидкости перед запуском. После заполнения насоса жидкостью включают двигатель, вращающий рабочее колесо с большой частотой. При этом жидкость, заполняющая рабочее колесо, перемещается по профилю лопаток от центра насоса к периферии, в нагнетательный трубопровод. В результате такого перемещения в центре насоса образуется вакуум, под действием атмосферного

давления, действующего на свободную поверхность жидкости, открывается обратный клапан и жидкость по всасывающему трубопроводу поступает в насос. Таким образом, во всей системе создается непрерывное движение жидкости, которое при постоянной частоте вращения рабочего колеса можно считать постоянными.

Одноколесные насосы с односторонним входом применяют при небольших подачах и мощностях. При увеличении подачи растут усилия, смещающие рабочее колесо в направлении всасывания. Одноколесные насосы относят к группе низконапорных, они создают давление не выше 1,0 МПа. Для увеличения напора обычно на валу устанавливают два, три и более колеса. Жидкость, проходя последовательно через каждое колесо, увеличивает давление примерно на одинаковую величину. Такие насосы называются многоступенчатыми (рис. 9.11). Основными частями насоса являются рабочее колесо 1, направляющий аппарат 2 и гидравлическая пята 3. Число колес на одном валу центробежного насоса не превышает 12.

Значение КПД центробежных насосов изменяется в широких пределах в зависимости от размеров насоса и совершенства его проточной части: для малых насосов  $\eta = 0,27 \dots 0,8$ ; в больших насосах КПД достигает величины  $\eta = 0,9$ , что свидетельствует о совершенстве центробежного насоса как гидравлической машины.

### 9. Вихревой насос

Рабочим органом вихревого насоса (рис. 9.12) является рабочее колесо 1 с радиальными или наклонными лопатками, заключенное в цилиндрическом корпусе с малыми зазорами торцов. В боковых или периферийных стенках корпуса выполнен концентрический канал 2, соединенный с входным 5 и напорным 3 патрубками. Пространство между входной и напорной полостями разделено глухой перемычкой 4.

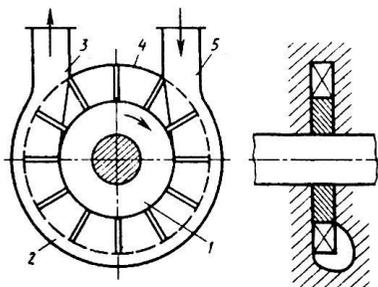


Рисунок 9.12 – Схема вихревого насоса

В процессе работы вихревого насоса жидкость перемещается вдоль лопаток рабочего колеса от периферии к центру, то есть в обратном по сравнению с центробежным насосом направлении. Попадая на лопатки и вращаясь вместе с ними, жидкость под

действием центробежной силы получает значительную кинетическую энергию и выбрасывается этой силой в концентрический канал между рабочим колесом и корпусом, где кинетическая энергия преобразуется в энергию давления.

Под действием повышенного давления жидкость перемещается в соседнее пространство между лопастями внутрь колеса, затем снова отбрасывается центробежной силой в канал и так далее, при этом частицы жидкости описывают вихреобразные спиральные траектории. За один оборот рабочего колеса одно и то же количество жидкости многократным действием центробежной силы отбрасывается от центра к периферии, в результате чего последовательно наращивается запас энергии жидкости. Это прирост энергии может быть сравним с увеличением напора в многоступенчатом центробежном насосе. Поэтому при одинаковых размерах и равных окружных скоростях рабочих колес вихревые насосы создают напор, что в 4...9 раз больше напора центробежных насосов.

Работа вихревых насосов характеризуется самовсасыванием, что также выгодно отличает их от центробежных. Для запуска вихревого насоса достаточно количества воды, оставшегося в насосе после предыдущего пуска. Недостатком вихревых насосов является относительно низкий КПД, не превышающий 45%, что объясняется значительными потерями напора в процессе вихреобразования на преодоление гидравлических сопротивлений колеса и трение о стенки канала. Эти потери учитываются гидравлическим КПД  $\eta_h$ . КПД насоса снижается также в результате утечек жидкости через зазоры торцов между рабочим колесом и корпусом насоса и через зазор между колесом и перемычкой, такие потери учитываются объемным КПД  $\eta_o$ .

Низкий КПД препятствует применению вихревых насосов на больших мощностях. Они развивают подачу до 12 л/с, напор насосов достигает 250 м, мощности 20 кВт, коэффициент быстроходности  $n_s = 10...25$ . Область применения этих насосов по подаче и давлению близка к области применения объемных насосов (поршневых и роторных). Особенно перспективно их использование для перекачки смесей жидкостей и газов, их применяют для подачи легколетучих жидкостей (бензин, спирт и т.п.), жидкостей, насыщенных парами кислот, щелочей, а также сжиженных газов.

### *10. Осевые насосы*

В последнее время широкое распространение получают осевые (пропеллерные) насосы малого напора и большой производительности.

Преимущество этих насосов – простота, компактность конструкции, а также возможность перекачки загрязненных жидкостей.

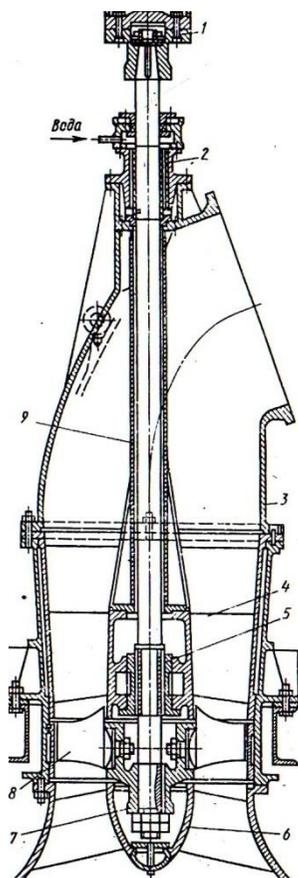


Рисунок 9.13 – Схема осевого насоса

Осевой насос (рис. 9.13) состоит из рабочего колеса, образованного ступицей 7 с закрепленными на ней лопатками 8. Обтекатель 6 обеспечивает плавный подвод жидкости к лопаткам, число которых колеблется от 3 до 6. За рабочим колесом размещается направляющий аппарат 4 с неподвижными лопатками. Отвод жидкости в напорный трубопровод выполнен в виде колена 3. Вал 9 вращается в двух подшипниках 2 и 5 и соединен муфтой 1 с валом электродвигателя.

В крупных осевых насосах лопатки рабочего колеса поворотные, угол их поворота регулируется специальным механизмом. Рабочее колесо осевого насоса придает жидкости поступательное и вращательное движение в направлении, противоположном вращению рабочего колеса.

Для устранения вращательного движения жидкости и уменьшения потерь напора в проточной полости насоса служит направляющий аппарат, через который жидкость проходит перед выходом в напорный трубопровод.

Теоретическая подача осевого насоса, м<sup>3</sup>/с

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot v_z}{4},$$

где  $D$  – внешний диаметр рабочего колеса, м;  $d$  – диаметр ступицы, м;  $K_v = 0,55n_s^{3/4}$  – коэффициент скорости;  $v_z$  – осевая скорость, определяемая по формуле

$$v_z = K_v \cdot \sqrt{2g \cdot H}.$$

Осевые насосы, выпускаемые промышленностью, могут быть использованы для перекачивания пресной и морской воды, они успешно работают в оросительных системах, а также на станциях перекачки каналов с принудительным подъемом воды. Вертикальные осевые насосы серий ОВ и ОПВ (О – жестко-лопастной, ОП – поворотной-лопастной) применяются на мощных тепловых электростанциях. Они входят в системы прямого и обратного водоснабжения с прудом-охладителем и устанавливаются на береговых насосных станциях. Такие насосы перекачивают от 170 до 165 000 м<sup>3</sup>/ч жидкости при напоре от 1,3 до 28 м.

### 11. Струйные насосы

Струйный насос (рис. 9.14) не имеет движущихся частей, а рабочим органом является сама жидкость. Насос состоит из трубопровода 1, по которому подводится жидкость под давлением, сопла 2, камер смешивания 3, 4 и диффузора 5. Жидкость из сопла 2 выбрасывается с большой скоростью в камеру смешивания 4 и захватывает всасываемую в нее жидкость, передавая ей часть энергии. Расход перекачиваемой жидкости обозначен  $Q$ , а жидкости, создающей напор –  $Q_c$ . Эти жидкости могут быть разными, например  $Q_c$  – чистая вода, а  $Q$  – загрязненная.

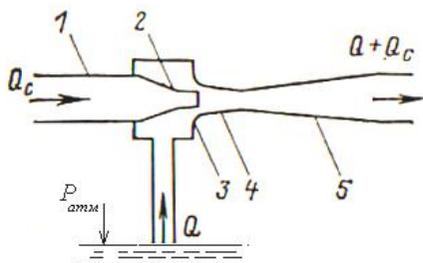


Рисунок 9.14 – Схема струйного насоса

## 9.2 Приборы измерения расхода жидкости

Измерение расхода производится при помощи сужающих устройств, к которым относятся стандартные диафрагмы, сегментные диафрагмы, сопла и водомеры Вентури. Измерение расхода жидкости осуществляется по перепаду (разнице) давлений на сужающем устройстве. Перепад давления возникает в результате увеличения средней скорости в сужающей части устройства, то есть увеличения кинетической энергии. Гидростатическое давление в пределах сжатого сечения устанавливается меньше давления перед сужающим устройством. Перепад давлений (напоров) будет тем больше, чем

больше будет расход жидкости. Зависимость между расходом несжимаемого потока жидкости и разницей давлений устанавливается с помощью уравнения Бернулли.

Разница давлений в сужающем устройстве определяется с помощью дифференциальных манометров поплавкового, кольцевого сильфонного и мембранного типов. При измерении перепадов давления наиболее совершенным устройством является измерительный преобразователь «Сапфир», который позволяет определить перепад давлений в диапазоне от 60 Па до 16 МПа. Перепаду давлений соответствует электрический сигнал в микроамперах (мкА), передаваемый прибору, который переводит его в величину расхода жидкости и фиксирует текущий расход на шкале прибора.

Принцип работы электромагнитного расходомера заключается в использовании явления электромагнитной индукции. Сам прибор состоит из первичного блока, расположенного в трубопроводе, измерительного передающего и индикаторного блоков. Первичный блок создает магнитное поле по контуру трубы, по которой движется поток жидкости. При изменении средней скорости (расхода) потока изменяется электродвижущая сила индукции, величина которой преобразуется в электрический сигнал, соответствующий определенному расходу жидкости. Сам сигнал передается на измерительный блок, который показывает расход жидкости. Показания прибора не зависят от плотности и вязкости жидкости, наличия твердых частиц в потоке и давления в трубопроводе.

В корпус турбинного расходомера встроена осевая турбина. Поток воды проходит по трубопроводу, в который встроенный расходомер, и передает кинетическую энергию рабочему колесу турбины. В результате передачи энергии колесо вращается с определенной угловой скоростью, а частота вращения вала колеса турбины соответствует расходу жидкости в трубопроводе. Вращения турбинного колеса через червячную передачу, находящуюся в корпусе, передается счетному устройству, расположенном снаружи. Данное устройство фиксирует расход за интервал времени (час, сутки, месяц). Расходомеры такого типа предназначены для измерения расхода чистой воды.

Тахометрические расходомеры могут быть оснащены тангенциальными или шнековыми преобразователями. В тангенциальном преобразователе имеется камера закручивания потока жидкости, который, проходя по ней, получает винтовое движение. В камере находится шарик, который за счет центробежных сил при винтовом движении потока прижимается к наружной поверхности

камеры при вращении ее относительно оси. Частота вращения шарика пропорциональна расходу жидкости, расходомер оснащен магнитоиндукционные преобразователем, который преобразует угловую скорость шарика в электрический сигнал. Сигнал попадает на измерительно-показывающий блок, фиксирующий расход жидкости.

В шнековом преобразователе закручивания потока жидкости осуществляется при обтекании лопастей шнека. В результате винтового движения жидкости шарик получает вращательное движение относительно оси потока. Угловая скорость его вращения соответствует расходу воды. Такие расходомеры предназначены для измерения расхода неагрессивных и чистых жидкостей без содержания взвешенных частиц.

Принцип работы ультразвуковых расходомеров заключается в фиксации ультразвуковой волны в потоке жидкости. Расходомеры принципиально различаются в зависимости от метода распространения ультразвукового луча. Первый тип основан на определении сноса потоком ультразвукового луча, направленного нормально к оси движущейся жидкости, второй – на измерении скорости прохождения ультразвуковых импульсов в направлении потока жидкости и навстречу ему.

Ультразвуковые расходомеры могут быть переносными или стационарными. Расходомер включает датчики, излучающие ультразвуковые волны, и регистрирующие устройства с таймером. Датчики устанавливаются непосредственно на прямом участке трубопровода друг напротив друга, причем участок должен иметь длину, равную 5...8 диаметрам трубы. Датчики присоединяются к переносному или стационарного регистрирующему устройству, фиксирующему расход за определенный промежуток времени. Главным преимуществом расходомера является возможность бесконтактного измерения расхода любых жидкостей с большой точностью в трубопроводах с диаметром от 30 до 1600 мм.

Расходомер Вентури представляет собой цилиндрическую вставку, которая плавно сужается, а затем расширяется (рис. 9.15). Для измерения давления жидкости используются два пьезометра: один в расширенной части, второй – в сужении. При изменении расхода жидкости, проходящей по трубопроводу, изменяется разность показаний пьезометра  $\Delta h$ . Уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (9.1)$$

Поскольку вторая скорость больше, то показания пьезометра в первом сечении будут больше, а разница показаний пьезометров

$$\Delta h = \left( z_1 + \frac{P_1}{\gamma} \right) - \left( z_2 + \frac{P_2}{\gamma} \right) = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (9.2)$$

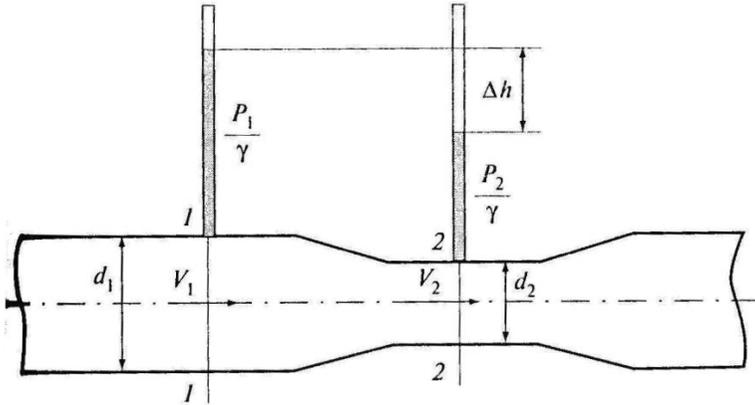


Рисунок 9.15 – Расходомер Вентури

Теоретический расход жидкости в трубопроводе составляет

$$Q_m = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta h}{\left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1}}. \quad (9.3)$$

По данной формуле можно определить расход жидкости, если известны диаметры трубы и сужения, а также измеренная разница пьезометрических высот.

Формулы (9.1) - (9.3) справедливы для идеальной жидкости, при движении же через расходомер вязкой жидкости возникают потери напора, поэтому необходимо ввести в конечную формулу соответствующую поправку на сопротивление в виде коэффициента расхода водомера

$$Q = \mu \cdot Q_m. \quad (9.4)$$

Коэффициент расхода водомера Вентури, изготовленного в соответствии со стандартом измерения расхода жидкостей, составляет  $\mu = 0,97...0,99$ .

### 9.3 Приборы измерения напора

*Трубка Пито* служит для измерения полного напора. Пусть жидкость движется в напорном трубопроводе, в который опущена согнутая под прямым углом трубка с наконечником. Трубка

устанавливается отверстием наконечника навстречу движению потока жидкости (рис. 9.16)

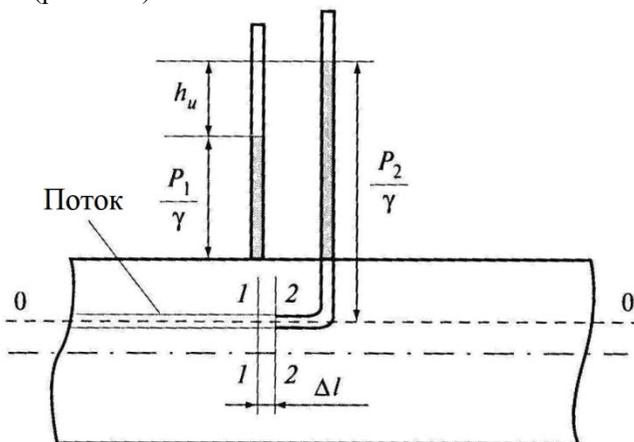


Рисунок 9.16 – Трубка Пито

Скорость движения жидкости внутри трубки после ее заполнения равна нулю. Если поток жидкости обтекает какое-либо препятствие, то вблизи препятствия скорость потока замедляется и в центре области обтекания образуется критическая точка, в которой скорость равна нулю. В данном случае критическая точка находится на оси входного отверстия наконечника трубки и скорость на выходе отверстия  $u = 0$ .

Рассмотрим движение элементарной струи жидкости, ось которой совпадает с осью трубки Пито. Сечение 1-1 струи будет находиться на расстоянии  $\Delta l$  от отверстия наконечника трубки, а сечение 2-2 – в плоскости отверстия трубки. В плоскости поперечного сечения трубки устанавливается обычная пьезометрическая трубка, диаметр которой достаточно мал и поэтому можно принять давление в сечении отверстия равномерным. Это давление будет соответствовать давлению в точке 2. Уравнение Бернулли для струи на участке 1-2

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} \quad (9.5)$$

В пьезометрической трубке жидкость за счет гидростатического давления поднимется на высоту  $P_1/\gamma$ , в трубке Пито – на высоту  $P_2/\gamma$ , а скорость в точке 2 равна нулю. Таким образом

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g}, \quad (9.6)$$

и разница пьезометрических высот

$$h_u = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{u_1^2}{2g}. \quad (9.7)$$

Зная измеренное значение  $h_u$ , можно определить скорость в точке, где установлена трубка Пито:

$$u = \sqrt{2g \cdot h_u}. \quad (9.8)$$

#### 9.4 Приборы измерения скорости жидкости

Измерение скорости происходит с помощью трубки Пито-Прандтля, которая в отличие от трубки Пито, представляет собой трубку в трубке (рис. 9.17). Центральная трубка с плавным наконечником на входе диаметром  $d$  направлена навстречу набегающему потоку жидкости и измеряет полное давление  $P_2$  с учетом динамического давления  $\rho u^2/2$ .

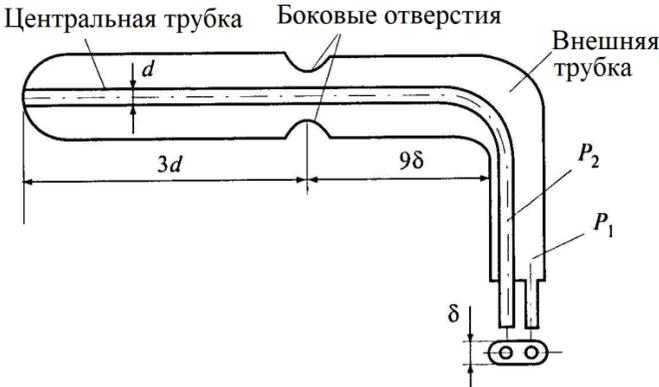


Рисунок 9.17 – Трубка Пито-Прандтля

Внешняя трубка имеет на боковой поверхности отверстия, расположенные на расстоянии  $3d$  от входного отверстия трубки, в плоскости сечений центральной и внешней трубок не сообщаются между собой. В торцевой части внешняя трубка заглушена, ее отверстия служат для определения гидростатического давления  $P_1$ . Концы трубок чаще всего подключаются к дифференциальному манометру, при использовании манометра, заполненного жидкостью,

плотность  $\rho_{жид}$  должна быть больше плотности жидкости  $\rho$ . Это обстоятельство учитывается при определении скорости  $u$  в точке установки трубки Пито-Прандтля

$$u = \sqrt{2g \cdot \left( \frac{\rho_{жид}}{\rho} - 1 \right) \cdot h_u} .$$

С учетом погрешности измерений скорости трубкой можно записать

$$u = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot \left( \frac{\rho_{жид}}{\rho} - 1 \right) \cdot h_u}, \quad (9.9)$$

где  $\varphi$  – коэффициент трубки, определяемый при ее тарировке.

Достаточно перспективен оптический метод измерения скорости потока, связанный с использованием лазеров. При применении лазера не происходит возмущения потока, поскольку в нем отсутствуют любые инородные тела. Измерение скорости основано на использовании доплеровского смещения частоты света, рассеянного в потоке жидкости, содержащей неоднородности.

Установлено, что применение водопроводной воды соответствует требованиям неоднородности жидкости. Метод измеряет составляющие скорости в точке ( $u_x$ ,  $u_y$ , и  $u_z$ ) в определенном направлении потока с очень высокой степенью турбулентности. Общее название установок – лазерный измеритель скорости.

Точность фиксации измеряемой точки в измерительном поле составляет менее 0,1 мм, что позволяет исследовать граничный слой при обтекании любых тел потоком жидкости или газа с очень большой точностью. Следует отметить, что применение лазерных измерителей скорости при исследовании распределения скоростей в потоке жидкости требует наличия специальных гидравлических стендов и оборудования.

#### **Вопросы для самоконтроля:**

1. Какие характеристики движения жидкостей требуют измерения?
2. Что называется расходом жидкости? Какие виды расходов бывают?
3. Какими методами измеряются расходы жидкости?
4. Опишите конструкцию и принцип действия трубки Пито.
5. В чем заключается отличие трубки Пито-Прандтля от трубки Пито?
6. Какие преимущества и недостатки оптических методов измерения скорости жидкости?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

**Цель работы:** знакомство с конструкцией насосной установки, принципом работы насоса и определение параметров работы насоса для различных режимов, построение основных характеристик  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  при постоянной скорости вращения рабочего колеса.

### Теоретическая часть

*Насосами* называют гидравлические машины, преобразующие механическую энергию двигателя в энергию движения жидкости. Простота конструкции и удобство в эксплуатации обеспечили центробежным насосам достаточно широкое распространение.

Схема одноколесного центробежного насоса с горизонтальным валом показана на рис. 1. Главной частью центробежного насоса является рабочее колесо 1, состоящее из согнутых лопастей,

закрепленных в дисках. Колесо заключено в неподвижную спиральную камеру 3. Жидкость к насосу подводится по всасывающей трубе 4, на конце которой закреплен обратный клапан 6 с фильтром грубой очистки воды 5. Обратный клапан необходим для заливки насоса перед его пуском. По нагнетательной трубе 7 жидкость из насоса поступает в напорный трубопровод. На одном валу с рабочим колесом находится двигатель, приводящий его в движение.

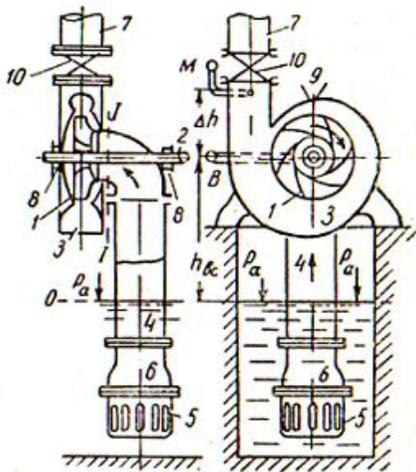


Рисунок 1 – Схема центробежного насоса

В местах пересечения рабочего вала с кожухом устанавливают сальники 8 с уплотнительными набивками для предотвращения утечки воды и попадания воздуха во всасывающую трубу. Насосы оборудованы вакуумметром, манометром и краном для заливки насоса 9, защелка 10 на нагнетательной трубе служит для регулирования расхода и отключения нагнетательной линии от насоса.

В нагнетательной трубе устанавливают обратный клапан, который автоматически закрывается при остановке насоса, отключая его от напорной линии. Перед пуском насос заливается жидкостью, всасывающий обратный клапан при этом закрыт.

После того, как весь насос, включая всасывающую трубу, заполнен жидкостью, запускается двигатель, который приводит во вращение рабочее колесо. Жидкость под действием центробежной силы перемещается от входа в насос к его выходу. В результате такого движения во всасывающем трубопроводе создается вакуум. При этом внешнее (атмосферное) давление, действующее на свободную поверхность жидкости, открывает нижний клапан б и жидкость начинает поступать в насос. При движении жидкости через рабочее колесо происходит преобразование механической энергии двигателя в кинетическую энергию движущейся жидкости.

При снятии характеристик центробежного насоса изменение режима его работы (при  $n = \text{const}$ ) производится изменением степени открытия задвижки, установленной на напорном трубопроводе. При этом определяются следующие величины: подача, напор, мощность и коэффициент полезного действия.

*Подача (производительность)* – количество жидкости, подаваемой насосом в сеть в единицу времени. Различают объемную ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ ) и массовую ( $\text{кг}/\text{ч}$ ,  $\text{кг}/\text{с}$ ) подачи.

*Напор* – приращение механической энергии единицы массы жидкости, прошедшей через рабочие органы насоса. Напор  $H$  обычно измеряется в метрах столба перекачиваемой жидкости или в Па. Манометрический напор насоса  $H$  определяют по формуле

$$H = H_{\Gamma} + \frac{v_n^2 - v_b^2}{2g} + h_n,$$

где  $v_n$  и  $v_b$  – средние скорости в нагнетательном и всасывающем трубопроводе,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $h_n$  – разность высот между манометром и вакуумметром,  $\text{м}$ .

Если диаметры всасывающего и нагнетающего трубопроводов равны, то

$$H = H_M + H_B + \Delta z. \quad (1)$$

*Мощность*  $N$ , потребляемая электродвигателем насоса, определяется по формуле

$$N = \eta_{\text{дв.}} \cdot I \cdot U, \quad (2)$$

где  $I$  – сила тока, А;  $U$  – напряжение, В;  $\eta_{\text{дв.}}$  – КПД двигателя.

*Полезная мощность* на валу центробежного насоса

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $H$  – создаваемый насосом напор, м;  $Q$  – подача,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

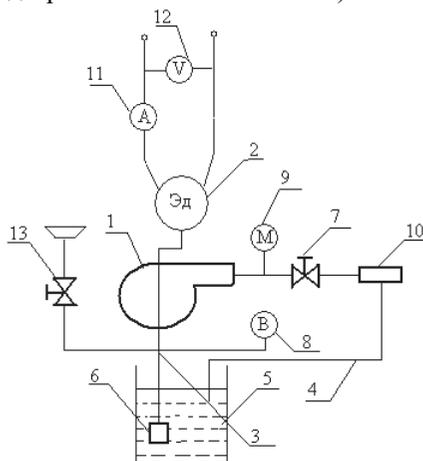
*Коэффициент полезного действия* – отношение полезной мощности к потребляемой

$$\eta = \frac{N_n}{N} \cdot 100\%. \quad (4)$$

Величина КПД насоса зависит от его размера и типа, качества изготовления и сборки его отдельных узлов, эксплуатационных условий и т.д. КПД лопастных насосов лежит в пределах 0,27...0,9, при этом высокие значения КПД соответствуют насосам больших размеров.

### Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки показана на рис. 2. Центробежный насос 1, работающий по замкнутому циклу, установлен на одном валу с электродвигателем 2. Вода всасывается насосом из бака 5, находящегося ниже центробежного насоса (установка работает с предварительным заполнением). Всасывание осуществляется через



всасывающий трубопровод 3, на котором установлен вакуумметр 8, который показывает уровень вакуума во всасывающей полости насоса в мм.рт.ст. Манометр 9 установлен на нагнетательном трубопроводе и показывает давление воды ( $\text{кг/см}^2$ ) в зависимости от режима работы насоса, который устанавливается путем открытия или закрытия вентилей 7.

Рисунок 2 – Схема насосной установки

Измерение расхода воды осуществляется с помощью счетчика воды 10, а измерение мощности, потребляемой электродвигателем, производится амперметром 11 и вольтметром 12.

Перед выполнением работы следует тщательно ознакомиться с конструкцией насоса и схемой лабораторной установки. Экспериментальная часть сводится к созданию устойчивых режимов работы насосной установки и одновременной регистрации показаний

контрольно-измерительных приборов, которые включены в схему. Поскольку число оборотов двигателя постоянно, то условия работы насоса изменяются при изменении сопротивления напорного трубопровода вентилем 7. Параметры давления в нагнетательном трубопроводе задаются преподавателем.

### Порядок выполнения работы

1. При закрытом вентиле 7 запустить электродвигатель насоса.  
2. Если показания манометра равны нулю, насос необходимо залить. Для этого открыть вентиль 13 и залить воду в воронку заливной трубы. При фиксации постоянного уровня в заливной воронке вентиль 13 закрыть и снова запустить электродвигатель насоса. Если стрелка переместилась от нуля шкалы вправо и фиксирует постоянное давление, приступить к испытанию насоса.

3. Первый опыт проводят при закрытой задвижке, то есть при  $Q = 0$ . При этом записывают показания манометра, вакуумметра, амперметра и вольтметра.

4. Для второго опыта открыть вентиль 7, установить первое положение стрелки вакуумметра 8 по рекомендации преподавателя. При постоянном положении стрелки вакуумметра записать показания манометра, вакуумметра, амперметра, вольтметра и показания стрелки счетчика 10, одновременно запуская секундомер. В ходе опыта происходит перемещение стрелки счетчика 10 на 5...20 делений, то есть перемещение определяемого во втором опыте объема воды  $W_2$ .

5. Остальные опыты проводятся в той же последовательности, что и второй опыт. При этом открывают вентиль 7 и устанавливают положение стрелки вакуумметра 8 (значение  $h_{pm}$ ) по рекомендации преподавателя. Всего необходимо провести 8...10 опытов, после чего закрыть вентиль 7 и выключить электродвигатель насосной установки.

6. Подача насоса определяется по формуле

$$Q = \frac{W}{t}.$$

7. Напор насоса находят по формуле (1). Манометр проградуирован в единицах  $\text{кгс}/\text{см}^2$ , а вакуумметр – в мм. рт. ст. Эти единицы перевести в метры водяного столба (м. вод. ст.)

$$1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 10 \text{ м. вод. ст.} = 735,6 \text{ мм. рт. ст.}$$

8. Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле (2), причем его КПД  $\eta_{\text{дв}} = 0,75...0,85$ .

9. Полезная мощность насоса определяется по формуле (3), а коэффициент полезного действия – по формуле (4).

10. Вычислив параметры насоса для каждого положения вентиля

на напорном трубопроводе, строят характеристики насоса (рис. 3).

Таблица 1 – Результаты измерений и вычислений

№ п/п	Измеряемые и расчетные величины	Един. измер.	Результаты измерений и вычислений							
<b>I. Определение подачи насоса</b>										
1	Показания счетчика в начале опыта $A_1$	м <sup>3</sup>								
2	Показания счетчика в конце опыта $A_2$	м <sup>3</sup>								
3	Время опыта $t$	с								
4	Объем перекачи- ваемой насосом воды $W = A_1 - A_2$	м <sup>3</sup>								
5	Подача насоса $Q = W/t$	м <sup>3</sup> /с								
<b>II. Определение рабочего напора насоса</b>										
1	Показания манометра	кгс/см <sup>2</sup> м. вод. ст.								
2	Показания вакуумметра	мм. рт. ст., м. вод. ст.								
3	Рабочий напор насоса, $H$	м. вод. ст.								
<b>III. Определение мощности и КПД</b>										
1	Показания амперметра $I$	А								
2	Показания вольтметра $U$	В								
3	Потребляемая насосом мощность, $N$	Вт								
4	Полезная мощность насоса $N_n$	Вт								
5	КПД насоса $\eta$	%								

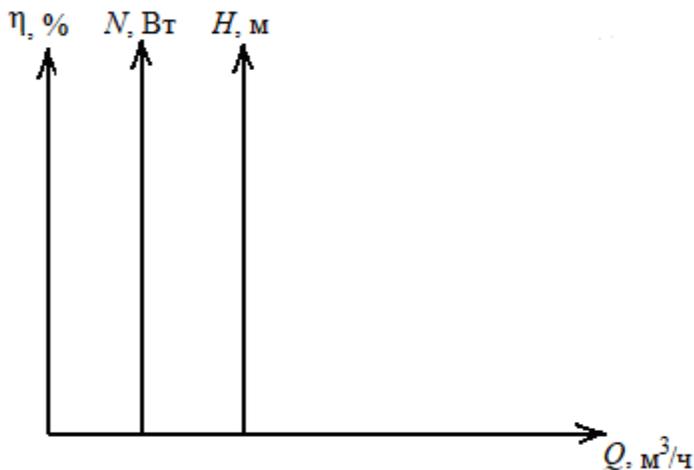


Рисунок 3 – График рабочих характеристик насоса

### Контрольные вопросы

1. Опишите назначение и особенности конструкции центробежного насоса.
2. Объясните принцип действия центробежного насоса и особенности его пуска.
3. Что называется напором и подачей насоса? Каким образом регулируется подача?
4. Какие зависимости называются характеристиками центробежного насоса?
5. Как определить расход, полезную мощность, КПД и мощность на валу насоса?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 9

**Пример решения задачи 1.** Центробежный насос с диаметром рабочего колеса  $D = 148$  мм при частоте вращения  $n = 2\,900$  об/мин имеет рабочую характеристику со следующими параметрами:

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	0,0167	0,0222	0,0278
$H$ , м	25,7	22,8	18,9
$\eta$	0,76	0,795	0,77

При оптимальном режиме ( $\eta = \eta_{max} = 0,795$ ) насос создает напор  $H = 22,8$  м при подаче  $Q = 2,22 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>/с. Определить диаметр  $D_1$

рабочего колеса нового насоса, подобного имеющемуся, у которого при работе в оптимальном режиме подача  $Q_1 = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $H_1 = 7,5 \text{ м}$ .

### Решение

Из равенства коэффициентов быстроходности подобных насосов  $n = n_1$

$$\frac{3,66n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,66n_1 \cdot \sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}}$$

имеем

$$n_1 = n \cdot \sqrt{\frac{Q}{Q_1}} \cdot \left(\frac{H_1}{H}\right)^{3/4} = 2900 \cdot \sqrt{\frac{2,22 \cdot 10^{-2}}{1,8 \cdot 10^{-2}}} \cdot \left(\frac{75}{22,8}\right) = 1\,400 \text{ об/мин.}$$

Из отношения подобия

$$\frac{Q_1}{Q} = \alpha_L^3 \cdot \frac{n_1}{n}$$

находим масштаб геометрического подобия

$$\alpha_L = \frac{D_1}{D} = \sqrt[3]{\frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{n}{n_1}} = \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 10^{-2}}{2,22 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{2900}{1400}} = 1,19.$$

Диаметр рабочего колеса нового насоса

$$D_1 = \alpha_L \cdot D = 1,19 \cdot 148 = 176 \text{ мм.}$$

Характеристику нового насоса получим путем пересчета характеристики имеющегося насоса по следующим формулам подобия:

$$\frac{Q_1}{Q} = \alpha_L^3 \cdot \frac{n_1}{n} = 1,19^3 \cdot \frac{1400}{2900} = 0,814 \text{ и}$$

$$\frac{H_1}{H} = \alpha_L^2 \cdot \frac{n_1}{n} = 1,19^2 \cdot \frac{1400}{2900} = 0,33.$$

В результате получаем параметры для построения рабочей характеристики нового насоса (с учетом равенства КПД):

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	0,0136	0,0180	0,0226
$H$ , м	8,48	7,50	6,24
$\eta$	0,76	0,795	0,77

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** Центробежный насос поднимает воду на высоту  $h = 6 \text{ м}$  по трубам длиной  $L_1 = 20 \text{ м}$ ,  $d_1 = 0,2 \text{ м}$  ( $\lambda_1 = 0,02$ ) и  $L_2 = 100 \text{ м}$ ,  $d_2 = 0,15 \text{ м}$  ( $\lambda_2 = 0,025$ ). Местные гидравлические сопротивления учтены эквивалентными длинами в общей длине

каждого участка сети. Параметры для построения рабочей характеристики насоса

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
$H, \text{ м}$	12,6	13,3	13,6	13,4	12,7	11,5
$\eta$	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81

Определить:

- 1) подачу насоса и потребляемую насосом мощность;
- 2) потребляемую насосом мощность при уменьшении подачи насоса на 25% путем изменения характеристики сети (дросселирование потока);
- 3) потребляемую насосом мощность при уменьшении подачи насоса на 25% путем изменения частоты вращения вала насоса.

### Решение

Характеристика сети определяется выражением

$$H = h + \left[ \lambda_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} + \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^4 \right] \cdot \frac{8Q^2}{g\pi^2 d_1^4} = 6 +$$

$$+ \left[ 0,02 \cdot \frac{20}{0,2} + 0,025 \cdot \frac{100}{0,15} \cdot \left( \frac{0,20}{0,15} \right)^4 \right] \cdot \frac{8Q^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,2^4} = 6 + 2,807 Q^2.$$

Построим характеристики насоса и сети в системе координат  $OHQ$ . Координаты точки  $A$  (рис. 1) пересечения этих характеристик определяют подачу и напор насоса:  $Q_A = 0,047 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $H_A = 12,2 \text{ м}$ ,  $\eta_A = 0,82$ . Потребляемая насосом мощность в точке  $A$

$$N_A = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_A \cdot H_A}{\eta_A} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,047 \cdot 12,2}{0,82 \cdot 1000} = 6,86 \text{ кВт.}$$



Рисунок 1 – К задаче 2

При уменьшении потребляемой сетью подачи насоса (точка В пересечения новой ожидаемой характеристики сети, обозначенной пунктиром, и характеристика насоса):

$$Q_B = 0,75; Q_B = 0,75 \cdot Q_A = 0,03525 \text{ м}^3/\text{с}; H_B = 13 \text{ м}, \eta_B = 0,80.$$

Напор  $H_B$  и КПД  $\eta_B$  определены графически по подаче в точке В на характеристике насоса. Потребляемая насосом мощность при работе в точке В

$$N_B = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_B \cdot H_B}{\eta_B} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,03525 \cdot 13}{0,8 \cdot 1000} = 5,62 \text{ кВт}.$$

При переходе на режим работы с уменьшением подачи путем изменения частоты вращения вала насоса режим работы сети будет определяться параметрами точки С с координатами:

$$Q_C = 0,75; Q_C = 0,75 \cdot Q_A = 0,03525 \text{ м}^3/\text{с}; \\ H_C = 6 + 2 \cdot 830 Q^2 = 6 + 2 \cdot 830 \cdot 0,03525^2 = 9,52 \text{ м}.$$

Для определения потребляемой мощности найдем КПД с помощью параболы подобия  $H = k \cdot Q^2$ , которую проведем через точку С до пересечения с характеристикой насоса в точке D (рис. 1). Уравнение параболы подобия имеет вид

$$H = 7 \,762 \cdot Q^2,$$

так как

$$k = \frac{H_C}{Q_C^2} = \frac{9,52}{0,03525^2} = 7 \,762.$$

Режимы, определяемые точками, расположенными на параболе подобных режимов, подобны, и поэтому  $\eta_C = \eta_0 = 0,81$ . Потребляемая насосом мощность при уменьшении его подачи на 25% путем изменения частоты вращения вала

$$N_C = \frac{g \cdot q \cdot Q_C \cdot H_C}{\eta_C} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,03525 \cdot 9,52}{0,81 \cdot 1000} = 4,06 \text{ кВт}.$$

Задача решена.

## Задания к самостоятельной работе № 9

### Вариант 1-15

Центробежный насос с диаметром рабочего колеса  $D = 15 \cdot N$  мм при частоте вращения  $n = 2\,900$  об/мин имеет рабочую характеристику со следующими параметрами:

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$0,005 \cdot N$	$0,0065 \cdot N$	$0,0072 \cdot N$
$H$ , м	$7 \cdot N$	$6,63 \cdot N$	$6,29 \cdot N$
$\eta$	0,76	0,79	0,77

Здесь  $N$  – номер варианта.

Определить диаметр  $D_1$  рабочего колеса нового насоса, подобного имеющемуся, у которого при работе в оптимальном режиме подача  $Q_1 = 1,6 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>/с,  $H_1 = 7,2$  м.

### Вариант 16-30

Центробежный насос поднимает воду на высоту  $h = N/2$  м по трубам длиной  $L_1 = 2 \cdot N$  м,  $d_1 = 0,2$  м ( $\lambda_1 = 0,02$ ) и  $L_2 = 5 \cdot N$  м,  $d_2 = 0,15$  м ( $\lambda_2 = 0,025$ ). Местные гидравлические сопротивления учтены эквивалентными длинами в общей длине каждого участка сети.

Параметры для построения рабочей характеристики насоса

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	0	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10
$H$ , м	12,3	12,6	12,9	13,1	12,7	11,9
$\eta$	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81

Здесь  $N$  – номер варианта.

Определить:

- 1) подачу насоса и потребляемую насосом мощность;
- 2) потребляемую насосом мощность при уменьшении подачи насоса на 25% путем изменения характеристики сети (дросселирование потока);
- 3) потребляемую насосом мощность при уменьшении подачи насоса на 20% путем изменения частоты вращения вала насоса.

## ТЕМА 10. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД

### 10.1 Общие сведения о гидравлических приводах

*Привод* – устройство или совокупность устройств, служащих для приведения в действие рабочих органов машин и механизмов. Привод включает источник энергии, устройство для ее преобразования и передачи, а также органы управления.

*Гидравлический привод* – устройство для приведения в движение механизмов и машин за счет преобразования и передачи энергии посредством рабочей жидкости. Основными элементами гидропривода являются приводной двигатель, насос, гидродвигатель и устройства управления (рис. 10.1). Передача энергии в гидроприводе осуществляется в два этапа: сначала механическая энергии приводящего двигателя преобразуется в механическую энергию потока жидкости, затем – энергия потока жидкости гидродвигателем преобразуется в механическую энергию рабочего органа.

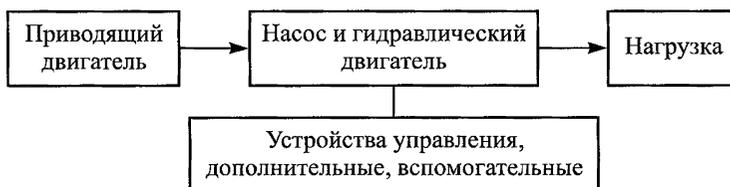


Рисунок 10.1 – Структурная схема гидропривода

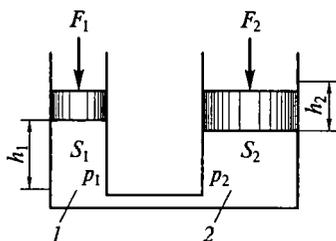
*Гидроаппаратура* – это устройства управления гидроприводом, при помощи которых он регулируется, а также средства его защиты от высоких и низких давлений жидкости. К гидроаппаратуре относятся дроссели, клапаны разного назначения и устройства для изменения направления потока (гидрораспределители). Вспомогательными устройствами служат кондиционеры рабочей жидкости, фильтры, теплообменники (нагреватели и охладители жидкости), гидробаки и гидроаккумуляторы. Перечисленные элементы связаны между собой гидролиниями, по которым движется рабочая жидкость. Рабочая жидкость, используемая в гидроприводах, представляет собой рабочую среду, при помощи которой энергия передается к гидродвигателю.

*Основные преимущества* гидроприводов – малые габариты и масса на единицу передаваемой мощности, позволяющая развивать большие силы и крутящие моменты; возможность получения больших передаточных чисел и бесступенчатого регулирования скорости; плавность, равномерность и устойчивость движения выходного звена;

эффективная защита от перегрузок и возможность удерживать груз долгое время в заданном положении; простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот; их самосмазываемость и малый момент инерции, обеспечивающий быстрый реверс.

К недостаткам гидроприводов следует отнести зависимость рабочих характеристик от температуры жидкости, необходимость обеспечения герметичности соединений, а также более низкий, чем у механических передач, коэффициент полезного действия.

Принцип действия *объемного гидропривода* основан на слабой сжимаемости капельных жидкостей и передаче в них давления по закону Паскаля. Простейший гидропривод (рис. 10.2) состоит из цилиндров 1 и 2, заполненных жидкостью и соединенных между собой трубопроводом. Поршень цилиндра 1 под действием силы  $F_1$  перемещается вниз, вытесняя жидкость в цилиндр 2. Поршень цилиндра 2 при этом перемещается вверх и преодолевает силу нагрузки  $F_2$ . Если пренебречь потерями давления в системе, по закону Паскаля давление в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым:



Если пренебречь потерями давления в системе, по закону Паскаля давление в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым:

$$p = p_1 = p_2 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}, \quad (10.1)$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – площади поршней цилиндров 1 и 2, м<sup>2</sup>.

Рисунок 10.2 – Схема простейшего гидропривода

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня в цилиндре 1, выражается формулой

$$N = F_1 \cdot v_1 = p_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = F_2 \cdot v_2 = p \cdot Q, \quad (10.2)$$

где  $Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$  – расход жидкости, м<sup>3</sup>/с.

*Насосный гидропривод* – гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в гидродвигатель объемным насосом, входящим в состав этого гидропривода. Данный тип гидропривода получил наиболее широкое распространение. По характеру циркуляции рабочей жидкости насосные гидроприводы разделяют на гидроприводы с замкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает во всасывающую гидролинию насоса) и гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости (жидкость от гидродвигателя поступает в гидробак).

Объемная гидropередача – основная часть насосного гидropривода, состоящая из насоса, гидродвигателя (одного или нескольких) и связывающих их гидрoлиний. Гидropередача – это силовая часть гидropривода, через которую протекает основной поток энергии.

Регулирование гидropривода может быть ручным, автоматическим и программным. Если в гидropриводе скорость выходного звена поддерживается постоянной при изменении внешних воздействий, то гидropривод называют *стабилизированным*. Следящим гидropриводом называют такой регулируемый гидropривод, в котором выходное звено повторяет движения звена управления. Регулируемые гидropриводы широко используют в качестве приводов станков, прокатных станов, прессового и литейного оборудования, дорожных и строительных машин, транспортных и сельскохозяйственных машин.

## 10.2 Принципиальные схемы объемных гидropриводов

По характеру движения выходного звена различают объемные гидropриводы *поступательного движения* (рис. 10.3, *а*) с возвратно-поступательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидроцилиндров), поворотного движения (рис. 10.3, *б*) с возвратно-поворотным движением выходного звена на угол менее  $360^\circ$  и с поворотными гидродвигателями) и вращательного движения (рис. 10.3, *в*) с вращательным движением выходного звена и с гидродвигателями в виде гидромоторов).

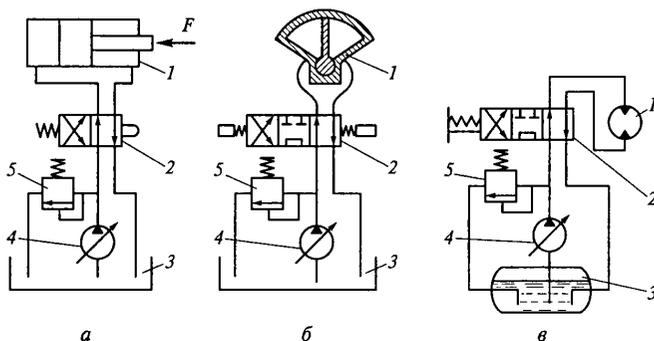


Рисунок 10.3 – Схемы объемного гидropривода: *а* – поступательного движения; *б* – поворотного движения; *в* – вращательного движения; 1 – гидродвигатель; 2 – гидрораспределитель; 3 – гидробак; 4 – насос регулируемый; 5 – клапан предохранительный; *F* – действующая сила

Насос 4 засасывает жидкость из гидробака 3 и нагнетает ее в гидродвигатель 1 через гидрораспределитель 2. Из гидродвигателя

жидкость движется через другой канал гидрораспределителя и сливается в гидробак. Предохранительный клапан 5 отрегулирован на предельно допустимое давление и предохраняет систему гидропривода с приводящим двигателем от перегрузок. Для улучшения условий всасывания жидкости из гидробака и предотвращения кавитации в насосе в гидроприводе вращательного движения (рис. 10.3, в) применен гидробак с наддувом, то есть давлением газа над поверхностью жидкости выше атмосферного.

Изменение направления движения выходного звена гидродвигателя (реверсирование) осуществляется изменением позиции гидрораспределителя, а регулирование скорости этого движения – увеличением или уменьшением рабочего объема насоса. Показанные на рис. 10.2 принципиальные схемы гидроприводов являются схемами гидроприводов с разомкнутой циркуляцией жидкости. Разрыв циркуляции происходит в гидробаке, при этом исключается возможность реверсирования гидродвигателей путем изменения направления подачи насоса (реверса подачи). Для этой цели обязательно применение гидрораспределителей.

На рис. 10.4 показана схема гидропривода вращательного движения с замкнутой циркуляцией жидкости, она включает регулируемый насос 7 с реверсом подачи; гидродвигатель 6 с реверсом вращения; предохранительные клапаны 5, защищающие гидролинии а и б от чрезмерно высоких давлений (каждая из них может оказаться напорной); система подпитки, состоящая из вспомогательного насоса 2, переливного клапана 3 и двух обратных клапанов 4 и 3 и предохраняющая гидролинии от чрезмерно низких давлений (в целях избежания кавитации в насосе).

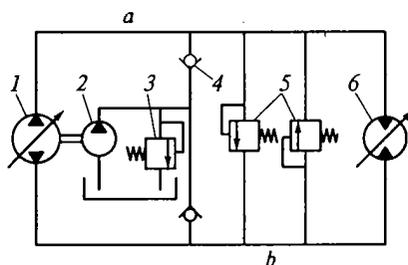


Рисунок 10.4 – Схема гидропривода с замкнутой циркуляцией жидкости: 1 – регулируемый насос; 2 – вспомогательный насос; 3 – переливной клапан; 4 – обратный клапан; 5 – предохранительные клапаны; 6 – гидродвигатель (регулируемый гидромотор); а, б – гидролинии

На рис. 10.3 и 10.4 изображены схемы гидроприводов раздельного исполнения, в которых гидродвигатели расположены на

расстоянии от насоса и соединены с ним трубопроводом, длина которого может составлять десятки метров. Часто в самоходных машинах (строительные, дорожные, сельскохозяйственные и др.) применяют гидроприводы в нераздельном исполнении, в которых насос, гидромоторы и гидроаппаратура расположены в общем корпусе и образуют компактную гидротрансмиссию, способную бесступенчато изменять частоту вращения ведомого вала и удобную для автоматизации управления приводимой машины. В таких трансмиссиях, заменяющих ступенчатые коробки передач, как правило, используют регулируемые аксиально-поршневые гидромашины.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода определяется потерями энергии в насосе, гидромоторе, а также в соединяющих их трубопроводах и гидроаппаратах, через которые движется жидкость от насоса к гидродвигателю и обратно. При закрытых предохранительных и обратных клапанах, а также при отсутствии циркуляции жидкости в целях охлаждения подача насоса равна расходу жидкости через гидродвигатель:

$$Q_n = Q_e .$$

В гидроприводе поступательного движения скорость поршня гидроцилиндра

$$v_n = \frac{Q \cdot \eta_{o2}}{S_n} = \frac{V_{он} \cdot n_n \cdot \eta_o}{S_n} , \quad (10.3)$$

где  $V_{он}$  – рабочий объем насоса, м<sup>3</sup>;  $n_n$  – частота вращения вала насоса, рад/с;  $\eta_{o2}$  – объемный КПД гидродвигателя;  $S_n$  – площадь поршня гидроцилиндра;  $\eta_o$  – объемный КПД гидропривода.

В гидроприводе вращательного движения частота вращения вала гидродвигателя

$$n_2 = \frac{Q \cdot \eta_{o2}}{V_{o2}} = \frac{V_{он}}{V_{o2}} \cdot \eta_o \cdot n_n , \quad (10.4)$$

где  $V_{o2}$  – рабочий объем гидродвигателя, м<sup>3</sup>.

Полезная мощность гидропривода поступательного движения

$$N_{2n} = F_2 \cdot v_n , \quad (10.5)$$

а гидропривода вращательного движения

$$N_{2n} = M_2 \cdot \omega_2 , \quad (10.6)$$

где  $F_2$  – сила, действующая на штока, Н;  $M_2$  – момент на валу гидродвигателя, Н·м;  $\omega_2$  – угловая скорость вала гидродвигателя, рад/с.

Коэффициент полезного действия нерегулируемого гидропривода, как и КПД объемных гидромашин, зависит от давления

в системе, которое определяется нагрузкой на выходном звене, частоты вращения ротора (скорости поршня), вязкости жидкости.

### 10.3 Гидравлические устройства объемного гидропривода

*Гидроаппарат* – гидроустройство, предназначенное для изменения или поддержания заданных значений давления или расхода, пуска, остановки или изменения направления потока рабочей жидкости. Гидроаппараты по принципу действия подразделяются на клапанные и неклапанные; по способу внешнего воздействия – на запорные и запорно-регулирующие элементы (регулируемые и настраиваемые); по конструкции запорных и запорно-регулирующих элементов – на золотниковые, крановые и клапанные; по характеру открытия рабочего проходного сечения – на направляющие и регулирующие.

Для конструкции любого гидроаппарата характерно наличие запорного или запорно-регулирующего элемента – подвижной детали (рис. 10.5), при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение потока, определяемое размерами рабочего окна. Рабочее проходное сечение в гидроаппарате клапанного типа (рис. 10.5, *а*) создается между кромками седла 2 и конической поверхностью клапана 1 при его осевом перемещении; в золотниковом гидроаппарате (рис. 10.5, *б*) – между острыми кромками цилиндрической расточки корпуса 4 и цилиндрического пояска золотника 3 при его осевом перемещении; в крановом (пробковом) гидроаппарате (рис. 7.1, *в*) – между острыми кромками каналов корпуса 6 и крана 5 при его повороте.

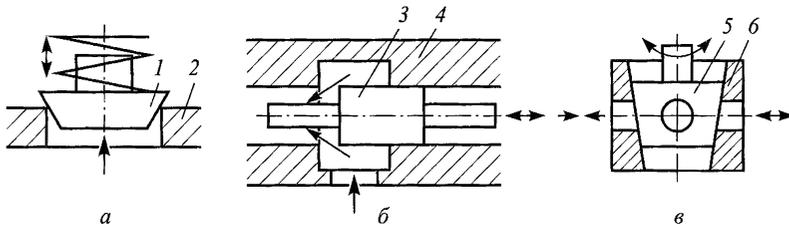


Рисунок 10.5 – Запорные и запорно-регулирующие элементы гидроаппарата: *а* – клапанного; *б* – золотникового; *в* – кранового типа

*Гидроклапаном* называют гидроаппарат, в котором размеры рабочего окна изменяются от воздействия потока рабочей жидкости, проходящего через гидроаппарат. Гидроклапан является гидроаппаратом, не требующим во время работы какого-либо внешнего воздействия на запорно-регулирующий элемент, то есть это

настраиваемый аппарат, в котором силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне только в нерабочем состоянии аппарата для получения заданного давления или расхода рабочей жидкости.

В гидроаппаратах неклапанного действия (золотниковых распределителях и дросселях) размеры рабочего проходного сечения изменяются от внешнего управляющего воздействия. Чтобы изменить размеры рабочего проходного сечения в распределителе или дросселе, необходимо воздействовать на их запорно-регулирующие элементы извне, например: переместить золотник распределителя с помощью электромагнита, повернуть кран распределителя вручную.

В *регулируемых гидроаппаратах* размеры рабочего проходного сечения или силовое воздействие на запорно-регулирующий элемент можно изменить извне в процессе функционирования аппарата для получения заданного значения давления (или расхода) рабочей жидкости.

*Направляющие гидроаппараты* применяют для управления пуском и остановом потока рабочей жидкости, а также для изменения его направления путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения, то есть они работают по принципу открыто-закрыто. При перемещении запорных элементов (клапана, золотника, крана) не образуются дросселирующие щели, в результате чего давление (или расход) рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, не изменяется. К направляющим гидроаппаратам относятся обратные клапаны, направляющие гидрораспределители, гидрозамки и т.п.

*Регулирующие гидроаппараты* используют для изменения давления (или расхода) и направления потока рабочей жидкости путем частичного открытия рабочего проходного сечения. В таких гидроаппаратах запорно-регулирующие элементы при работе могут занимать бесконечное множество промежуточных положений, образуя дросселирующие щели. К регулирующим гидроаппаратам относятся клапаны давления (напорные, редукционные и др.), гидроаппараты управления расходом (дроссели, регуляторы расхода), дросселирующие гидрораспределители и т.д.

**Гидроклапаном давления** называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением рабочей жидкости. Гидроклапаны давления подразделяют по назначению – на напорные, редукционные, разности давления и соотношения давления; по воздействию потока на запорно-регулирующий элемент – на

клапаны прямого ( $Q_{ном} < 30$  л/мин и  $P_{ном} < 32$  МПа) и непрямого действия ( $Q_{ном} > 30$  л/мин и  $P_{ном} > 32$  МПа).

*Напорный гидроклапан* предназначен для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. Напорные клапаны подразделяют на предохранительные и переливные. Предохранительный гидроклапан (рис. 10.6) служит для предохранения гидропривода от давления рабочей жидкости, превышающего допустимое (установленное) значение, защиты привод от перегрузок и разрушения. Он является аппаратом эпизодического действия, то есть при нормальных нагрузках гидропривода он закрыт и открывается лишь при давлении рабочей жидкости в гидроприводе, превышающем установленное значение, определяемое силой предварительного поджатия пружины.

Поскольку предохранительный клапан срабатывает в аварийном случае, к нему предъявляют высокие требования: герметичность сопряжения седло-клапан – несколько капель в минуту (обычно 2–3) до момента открытия и стабильность давления настройки клапана (0...5%); номинальный расход – около 30% максимального расхода в системе; высокое быстродействие.

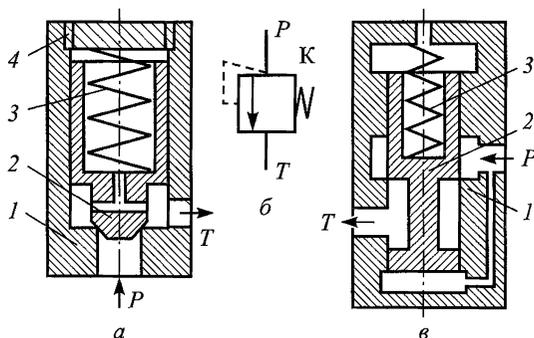


Рисунок 10.6 – Схемы предохранительного гидроклапана: *а* – с коническим запорным элементом; *б* – условное обозначение; *в* – с золотниковым запорным элементом

Принцип действия гидроклапана основан на уравнивании сил давления со стороны подвода рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент, трения, инерции и гидродинамической силы силой  $F_{0пр}$  предварительного поджатая пружины при течении через гидроклапан потока рабочей жидкости. Давление  $P_0$  (рис. 7.3), при котором гидроклапан начинает

открываться, преодолевая силу предварительного поджатия  $F_{0пр}$  пружины, называют давлением открытия.

В предохранительных *гидроклапанах прямого действия* размеры рабочего проходного сечения изменяются в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. Полное открытие гидроклапана сопровождается его подъемом от седла на высоту, определяемую из уравнения расхода:

$$Q_{кл} = \mu \cdot \pi \cdot d_{ср} \cdot h \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\frac{2p_{кл}}{\rho}}, \quad (10.7)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода через щель;  $d_{ср}$  – средний диаметр щели гидроклапана, мм;  $\alpha$  – угол конуса клапана;  $p_{кл}$  – изменение давления в линии гидросистемы при расходе  $Q_{кл}$ , Па.

Предохранительный гидроклапан *непрямого действия* (рис. 10.7) – гидроклапан, в котором размеры рабочего проходного сечения определяются положением основного запорно-регулирующего элемента, изменяющегося в результате воздействия потока рабочей жидкости на вспомогательный запорно-регулирующий элемент.

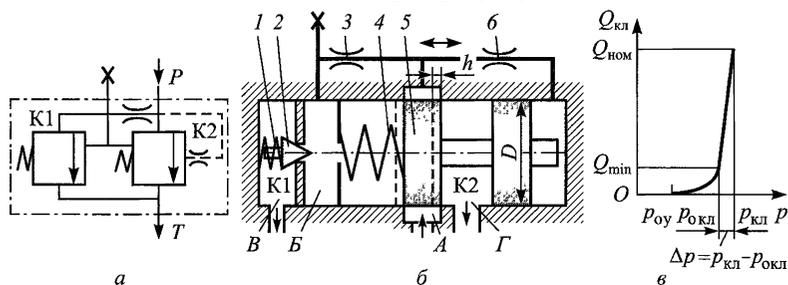


Рисунок 10.7 – Предохранительный гидроклапан непрямого действия: а – условное обозначение; б – конструктивная схема; в – статическая характеристика

В режиме напорного гидроклапана конусный запорный элемент 2 с пружиной 1 вспомогательного гидроклапана K1 при достижении управляющего давления  $p_{0у}$  начинает перемещаться, жидкость из полости Б перетекает в полость В. На дросселе 3 создается перепад давления, под действием которого запорный элемент 5 основного гидроклапана K2 перемещается на расстояние  $h$ , преодолевая силу предварительного поджатия пружины 4, открывает рабочее проходное сечение и пропускает из полости А в полость Г поток рабочей жидкости.

жидкости на слив. Дроссель 6 служит для демпфирования клапана – запорно-регулирующего элемента 5.

Переливные гидроклапаны предназначены для поддержания заданного давления в напорной гидролинии путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы. От предохранительных они отличаются в основном характеристикой пружины. Для обеспечения слива рабочей жидкости в диапазоне изменения расхода

$$Q = (0 \dots 1) \cdot Q_{max} = Q_n$$

рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, желательно обеспечить минимальное изменение давления в напорной линии. Для этого используют пружины с возможно меньшей жесткостью. Переливные гидроклапаны могут быть как прямого, так и непрямого действия. К герметичности переливных гидроклапанов не предъявляют высоких требований, а поэтому их запорно-регулирующие элементы часто выполняют в виде золотников. Переливные гидроклапаны в гидроприводах устанавливают параллельно напорным линиям; в сливных линиях – последовательно. В этих случаях они выполняют функцию подпорных гидроклапанов.

*Редукционный гидроклапан прямого действия* (рис. 10.8, а) состоит из корпуса 1 и золотника 2, образующих рабочую щель шириной  $h$ , на которой происходит перепад давления

$$\Delta p = p_1 - p_2,$$

где  $p_1$  – давление во входной полости, Па;  $p_2$  – давление в выходной полости, устанавливаемое с помощью пружины 3 и регулировочного винта 4, Па. На рис. 7.5, б показано условное графическое обозначение редукционного гидроклапана прямого действия.

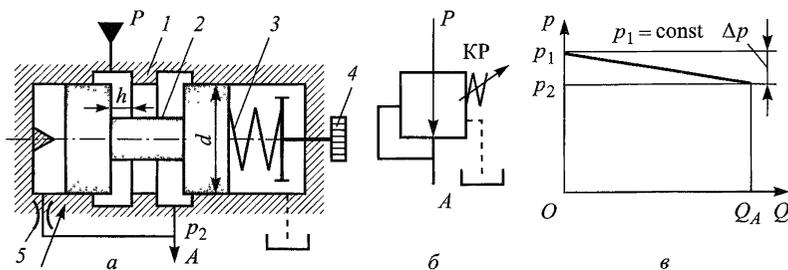


Рисунок 10.8 – Редукционный гидроклапан прямого действия: а – конструктивная схема; б – условное обозначение; в – статическая рабочая характеристика

При увеличении значения  $p_2$  золотник под действием силы давления жидкости слева сместится вправо (ширина щели уменьшится)

до момента, когда сила давления будет соответствовать силе пружины. Редукционный гидроклапан поддерживает давление  $p_2$  постоянным с определенной точностью независимо от изменения расхода в выходной полости  $A$ . Если не происходит потребления жидкости, запорный регулирующий элемент гидроклапана закрывается. С ростом расхода  $Q_A$  редуцируемое давление  $p_2$  уменьшается (рис. 10.8, в). На перепад давления  $\Delta p$  влияет жесткость пружины – чем она меньше, тем более точно поддерживается давление  $p_2$ . В редукционном гидроклапане прямого действия уменьшение жесткости силовой пружины приводит к увеличению ее размеров и, следовательно, габаритов гидроклапана.

*Редукционный гидроклапан непрямого действия* (рис. 10.9) состоит из корпуса 5, основного 4 и вспомогательного 2 гидроклапанов с пружинной 1. Редуцируемое давление  $p_2$  устанавливается поджатием пружины 3. Потеря давления относительно давления  $p_1$  во входной полости происходит в рабочей щели основного гидроклапана. Расход жидкости через дроссель 6 и управляющий запорно-регулирующий элемент клапана 2 на практике составляет 0,8...2 л/мин. Если расход  $Q_A$  уменьшится и вследствие этого давление  $p_2$  будет повышаться, то увеличится расход через вспомогательный клапан и, следовательно, через дроссель 6.

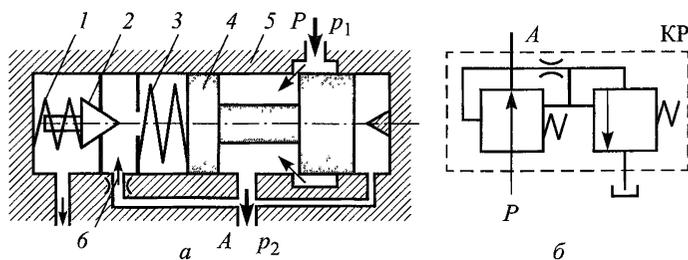


Рисунок 10.9 – Редукционный гидроклапан непрямого действия: а – конструктивная схема; б – условное обозначение

Изменяющийся перепад давления на дросселе вызывает перемещение золотника, закрывающего щель влево. Ширина рабочей щели увеличивается, а давление  $p_2$  уменьшается. Таким образом, редукционный гидроклапан работает как автоматическое устройство, поддерживающее давление  $p_2$  постоянным за счет поджатия пружины. Стабилизация редуцируемого давления при изменении расхода происходит с некоторой погрешностью, меньшей чем у гидроклапана прямого действия. Это объясняется применением силовой пружины 3 малой жесткости.

**Направляющие гидроаппараты** применяют для управления пуском, остановом потока рабочей жидкости и изменения его направления, а также для полного открытия или полного закрытия рабочего окна. При этом при перемещении запорных элементов создаются дросселирующие щели с минимальным гидравлическим сопротивлением, в результате чего давление и расход рабочей жидкости, проходящей через полностью открытые рабочие окна, если и изменяются, то незначительно. К направляющим аппаратам относятся обратные гидроклапаны, гидрозамки, направляющие гидрораспределители.

*Обратный гидроклапан* – направляющий гидроаппарат, предназначенный для свободного пропускания рабочей жидкости в одном направлении и для перекрытия движения жидкости в обратном направлении.

Обратный гидроклапан состоит из корпуса 1, конического запорного элемента 2, пружины 3 и пробки 4 с уплотнительным кольцом (рис. 10.10, а). В корпусе гидроклапана имеются канал  $P$  для подвода потока к запорному элементу клапана и канал  $A$  для отвода рабочей жидкости к другим гидроустройствам.

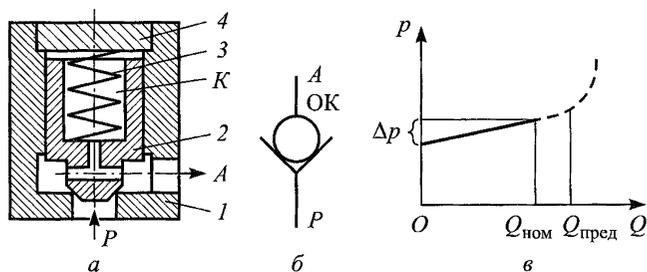


Рисунок 10.10 – Обратный гидроклапан: а – конструктивная схема; б – условное обозначение; в – расходная характеристика

Принцип работы обратного гидроклапана: при подводе рабочей жидкости в канал  $P$  гидроклапан по достижении давления  $p_0$  отходит от седла корпуса и обеспечивает слив жидкости из канала  $P$  через канал  $A$  на выход. Если расход превышает предельное значение  $Q_{пред}$ , гидроклапан под действием потока рабочей жидкости «садится» на упор (пробку) и проходной канал превращается в дросселирующий элемент постоянного сечения. При обратном направлении потока рабочей жидкости в канале  $A$  гидроклапан под действием силы давления жидкости в полости  $K$  и силы пружины плотно прижимается к седлу корпуса и перекрывает проход из канала  $A$  в канал  $P$ .

Обратные гидроклапаны применяют в гидроприводах с несколькими насосами для исключения взаимного влияния насосов при их работе; в блоках фильтров, предназначенных для установки в реверсивных линиях для обеспечения движения жидкости через фильтр только в одном направлении; в гидроприводах с замкнутым потоком и системой подпитки как подпиточные гидроклапаны; в линиях с реверсивным потоком и гидродросселем для обеспечения дросселирования жидкости только в одном направлении; в напорных линиях гидроприводов для исключения возможности слива рабочей жидкости из гидросистемы при выключении насоса.

*Гидрозамок* (управляемый обратный клапан) – направляющий гидроаппарат, предназначенный для запираания рабочей жидкости в одном направлении и пропускания ее в обратном направлении при отсутствии управляющего воздействия, а при наличии управляющего воздействия – для пропускания потока в обоих направлениях. Гидрозамки применяют как средство защиты для автоматического запираания рабочей жидкости в полостях гидравлических двигателей с целью стопорения их выходных звеньев в заданных положениях.

Гидрозамки подразделяют: по числу запорных элементов – на односторонние и двухсторонние; по виду управляющего воздействия – на гидрозамки с гидравлическим, пневматическим, электромагнитным и механическим управлением.

*Односторонний гидрозамок* (рис.10.11, *а*) состоит из корпуса 4 с крышками 1 и 7, поршня 2 и жестко соединенного с ним толкателя 3; конического клапана 5 с поджимающей его пружиной 6 и уплотнений. Поршень с толкателем находятся в крайнем левом положении. Корпус 4 имеет полости *P-T* – для соединения гидрозамка с напорной или сливной линией; *A* – для соединения с потребителем; *K* – подклапанная полость, соединенная с полостью *A*; *У* – полость управления.

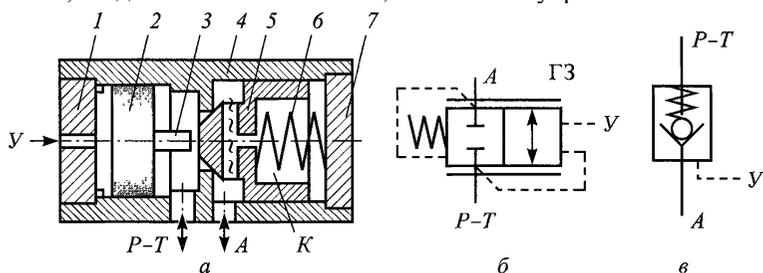


Рисунок 10.11 – Односторонний гидрозамок: *а* – конструктивная схема; *б* – условное обозначение детальное; *в* – условное обозначение упрощенное

При подводе рабочей жидкости к одностороннему гидрозамку в полость  $P$  поток рабочей жидкости открывает клапан и поступает в полость  $A$  к потребителю. В обратном направлении рабочая жидкость не движется. Гидрозамок работает как обратный гидроклапан. При подаче управляющего гидравлического сигнала в полость  $У$  поршень 2 с толкателем 3 под действием силы давления, преодолевая силу предварительного поджатия пружины и давление в полости  $A$ , перемещается вправо. При этом толкатель поршня открывает клапан, обеспечивая пропускание рабочей жидкости из полости  $A$  в полости  $P-T$  на слив.

*Направляющий гидрораспределитель* – гидроаппарат для пуска, остановки и изменения направления потока рабочей жидкости в двух и более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего направляющего воздействия. Основными конструктивными элементами направляющего гидрораспределителя являются корпус и запорный элемент.

*Гидродроссель* – гидроаппарат управления расходом, предназначенный для создания сопротивления потоку рабочей жидкости на определенных участках гидролинии и играющий роль местного гидравлического сопротивления. Нерегулируемый гидродроссель имеет постоянное рабочее проходное сечение и используется для ограничения расхода или создания необходимого перепада. В регулируемых гидродросселях, изменяя рабочее проходное сечение, изменяют расход, а поэтому их применяют в гидроприводах для управления скоростью движения выходного звена гидравлического двигателя. Расход жидкости через гидродроссель равен

$$Q_{др} = \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10.8)$$

где  $\mu = 0,6...0,7$  – коэффициент расхода дросселя;  $S_{др}$  – площадь рабочего проходного сечения дросселя,  $m^2$ ;  $\Delta p$  – перепад давления, создаваемый дросселем, Па.

Расход жидкости через гидродроссель при прочих равных условиях зависит не только от площади дросселя, но и от перепада давления на нем. Чем меньше перепад давления, тем меньше расход, и наоборот. Следовательно, при переменной нагрузке нельзя получить с помощью только одного дросселя стабильный (постоянный) расход, а значит, и стабильную скорость движения выходного элемента гидравлического двигателя. Если требуется обеспечить значительный перепад давления, при котором отверстие получается настолько малым ( $d < 0,3$  мм), что есть опасность возникновения облитерации и засорения, то вместо одного применяют пакет дросселей.

*Регулятор расхода* – гидроаппарат управления расходом, который предназначен для поддержания заданного расхода независимо от перепада давления в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы расхода представляют собой блоки, состоящие из регулируемого дросселя и клапана постоянной разности давления (рис. 10.12, а, б). С помощью дросселя управляют расходом, а с помощью клапана обеспечивают постоянный перепад давления на дросселе. Гидроклапаны, входящие в состав регуляторов расходов, могут быть соединены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

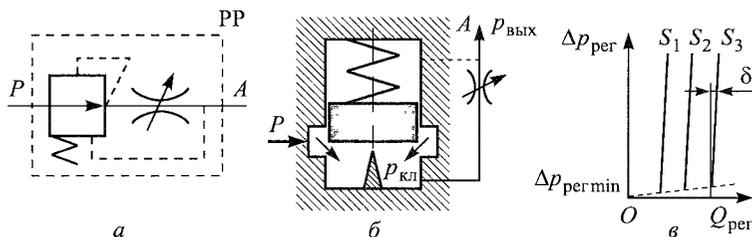


Рисунок 10.12 – Регулятор расхода: а – условное обозначение; б – конструктивная схема; в – рабочая характеристика

*Синхронизатор расхода* – гидроаппарат управления расходом, предназначенный для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или нескольких параллельных каналах. Синхронизаторы расходов в зависимости от места их установки в гидросистемах подразделяют на делители (деление потока на два) и сумматоры (соединение двух потоков в один) потоков. По принципу действия различают синхронизаторы расходов объемные (дозирование потоков, например, с помощью объемных гидромашин) и дросселирующие, в которых синхронизация расходов происходит вследствие дросселирования потоков рабочей жидкости независимо от изменения нагрузки.

*Дросселирующий гидрораспределитель* – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления расходом и направлением потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

В графическом обозначении дросселирующих гидрораспределителей имеется отличительная особенность от направляющих гидрораспределителей – над и под обозначением гидрораспределителя проводятся две параллельные линии,

свидетельствующие о бесчисленном множестве промежуточных позиций запорно-регулирующего элемента (рис. 10.13, а). Чем большую величину имеет внешний управляющий сигнал, тем больше площадь рабочего проходного сечения.

Существует большое количество схем конструктивного исполнения дросселирующих гидрораспределителей: в основном с цилиндрическим, реже – с плоским золотником. Гидрораспределители с положительными перекрытиями ( $b_2 > b_1$ ) имеют меньшие утечки рабочей жидкости по сравнению с гидрораспределителем с нулевым перекрытием, но большие зоны  $\delta_1$  и  $\delta_2$  нечувствительности (рис. 10.13). Гидрораспределители с отрицательным перекрытием (проточные) имеют повышенные утечки рабочей жидкости, но они более чувствительны к управляющим сигналам.

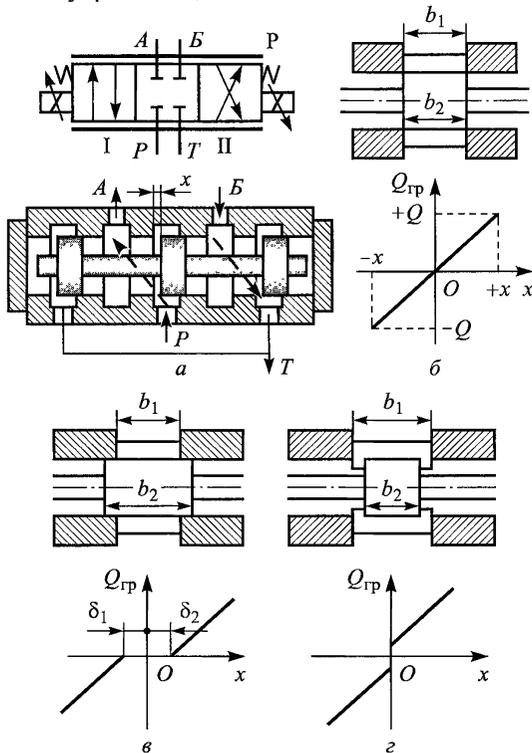


Рисунок 10.13 – Дросселирующий гидрораспределитель: а – условное обозначение и конструктивная схема; б, в и г – нулевое ( $b_1 = b_2$ ), положительное ( $b_1 < b_2$ ) и отрицательное ( $b_1 > b_2$ ) перекрытие соответственно

Расход жидкости через дросселирующий гидрораспределитель определяют по формуле

$$Q_{др} = \mu \cdot S(x) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10.9)$$

где  $\mu = 0,61...0,65$  – коэффициент расхода;  $S(x)$  – площадь рабочего проходного сечения, определяемая шириной окна золотника, числом дросселирующих окон распределителя и смещением  $x$  золотника, м<sup>2</sup>.

Золотниковые гидрораспределители наиболее компактны и разгружены от осевых сил давления, а поэтому и менее чувствительны к управляющим сигналам. При определении управляющего сигнала следует, кроме сил трения и инерции, учитывать гидродинамическую силу, появляющуюся при дросселировании жидкости в окне и стремящуюся сместить золотник к нулевому положению.

Для уменьшения гидродинамической силы проводят различные конструктивные мероприятия. Для уменьшения сил трения и устранения облитерации (заращивания) дросселирующих щелей в золотниковых гидрораспределителях золотникам иногда сообщают вращение и в большинстве исполнений – возвратно-поступательные или возвратно-поворотные вибрационные колебания малой амплитуды (10...100 мкм) и высокой частоты (более 50 Гц) с помощью механических вибраторов, электромеханических средств или энергии потока рабочей жидкости.

#### **10.4 Рабочие жидкости гидроприводов**

*Рабочая жидкость* – жидкая рабочая среда, с помощью которой энергия передается от насоса к гидравлическому двигателю. Кроме того, рабочая жидкость используется для смазывания трущихся поверхностей деталей гидромашин и других гидроустройств, в результате чего между двумя поверхностями уменьшается сила трения и интенсивность их износа; служит для отвода тепловой энергии от нагретых поверхностей гидромашин и других гидроустройств; уносит продукты изнашивания и прочие частицы загрязнения; защищает внутренние поверхности полостей гидромашин от коррозии.

Рабочие жидкости, применяемые в гидроприводах, подразделяют на четыре типа: на нефтяной основе (масла с присадками), синтетические, водосодержащие (нефтяные, синтетические, водополимерные и эмульсионные) и биологически разлагаемые масла.

*Нефтяные жидкости* получают из нефти обычными методами переработки. Они имеют сравнительно низкую верхнюю границу температурного диапазона, а потому пожароопасны. В гидроприводах применяют следующие нефтяные рабочие жидкости: масло

гидравлическое МГЕ-10А; авиационное гидравлическое масло АМГ-10; всесезонное гидравлическое масло ВМГЗ (зимний сорт) и др.

*Синтетические рабочие жидкости* – жидкости, основу которых составляют продукты химического синтеза (диэфиры, силоксаны, фосфаты). Они негорючи, стойки к окислению, имеют низкую температуру застывания, обладают стабильностью вязкостных характеристик в течение длительного срока работы и в широком диапазоне температур. Однако каждая из синтетических жидкостей обладает тем или иным недостатком (несовместимостью с резиновыми уплотнителями, высокой текучестью, плохой смазывающей способностью и токсичностью).

*Водосодержащие жидкости* – рабочие жидкости, представляющие собой водные растворы различных полимеров (водно-гликолевые, водно-глицериновые) и эмульсии (масловодяные и водомасляные). Например, жидкость ПГВ (ГОСТ 25821-83) – водный раствор глицерина и полиэтиленгликоля с различными присадками (массовая доля воды около 32 %). Жидкость ПГВ относится к негорючим жидкостям. Она нетоксична, инертна к некоторым конструкционным материалам (в том числе к резиновым уплотнителям).

*Водомасляные эмульсии* – эмульсии типа «масло в воде», представляющие собой смеси воды и нефтяных жидкостей (не более 20%). Их применяют в гидроприводах, работающих в пожароопасных условиях. Недостаток водомасляной эмульсии – плохая смазывающая способность и узкий диапазон рабочих температур (+5...+55°C).

*Масловодяные эмульсии* – эмульсии типа «вода в масле», представляют собой смеси нефтяной жидкости и воды (не более 40%). Растительные масла (рапсовое) используют в целях защиты окружающей среды вследствие того, что жидкость на основе рапсового масла способна к естественной утилизации за счет ее разложения природными микроорганизмами, а попадание воды в растительное масло может привести к его распаду.

Свойства рабочих жидкостей неравноценны, поэтому в каждом конкретном случае при выборе жидкости исходят из наиболее важных из них. При выборе рабочей жидкости весьма существенное значение имеет вязкость. Вязкость рабочей жидкости зависит от температуры. При применении рабочей жидкости с малой вязкостью увеличиваются внешние и внутренние утечки и перетечки в гидромашинах и других гидроустройствах. Чем выше вязкость выбранной жидкости, тем выше потери энергии при работе гидропривода. Для рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах, характерна малая токсичность (малое воздействие жидкости и ее паров на организм человека).

### Вопросы для самоконтроля:

1. Какие устройства называются гидроприводами? В каких сферах они используются?
2. Проведите сравнительный анализ достоинств и недостатков пневматических и гидравлических приводов.
3. Какие рабочие вещества используются в гидроприводах?
4. В чем состоят особые свойства газа как рабочего вещества пневмоприводов?
5. Опишите конструкцию и принцип действия пневмоцилиндра.
6. Какие устройства относятся к средствам пневмоавтоматики? Какова их структура?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 10

**Пример решения задачи 1.** Трубопровод, имеющий длину  $l = 20$  м и внутренний диаметр  $d = 50$  мм, мгновенно закрывается задвижкой ( $t_{закр} \approx 0$ ). Определить ударное повышение давления в трубе, если глубина погружения центра тяжести проходного сечения трубы под свободную поверхность жидкости в открытом резервуаре равна  $h = 4$  м. Толщина стенки стальной трубы  $\delta = 6$  мм. Жидкость – вода. Гидравлический коэффициент трения принять равным  $\lambda = 0,03$ .

#### Решение

Поскольку трубопровод является простым, начальную скорость в трубе найдем по формуле

$$v_0 = \sqrt{\frac{2g \cdot h}{\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \zeta_{мест i}}}, \quad (1)$$

где  $\sum \zeta_{мест i}$  – сумма потерь напора на местных сопротивлениях.

В простом трубопроводе необходимо учитывать только сопротивление на его входе, поэтому

$$\sum_{i=1}^n \zeta_{мест i} = \zeta_{вх} = 0,5.$$

Подставляя в (1), получаем

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 4}{0,03 \cdot \frac{20}{0,05} + 0,5}} = 2,51 \text{ м/с.}$$

Физические характеристики жидкости и материала трубы:

– плотность воды  $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;

– модуль упругости первого рода для воды  $E_{ж} = 2,1 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;

– модуль упругости первого рода для стали  $E_{mp} = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па.  
 Определяем скорость распространения ударной волны

$$v_{y\delta} = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho_{жс} \cdot \left(1 + \frac{d \cdot E_{жс}}{\delta \cdot E_{mp}}\right)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^9}{1000 \cdot \left(1 + \frac{50 \cdot 2,1 \cdot 10^9}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}\right)}} = 1\,378 \text{ м/с.}$$

Ударное повышение давления в трубе

$$\Delta P_{y\delta} = \rho \cdot v_0 \cdot v_{y\delta} = 1000 \cdot 2,51 \cdot 1378 = 3\,445\,000 \text{ Па} = 3,445 \text{ МПа.}$$

Задача решена.

**Пример решения задачи 2.** По стальному трубопроводу длиной  $l = 2$  км, диаметром  $d = 300$  мм и толщиной стенки  $\delta = 10$  мм подается вода. Определить силу давления на запорный диск задвижки, установленной в конце трубы, если время ее закрытия  $t_{закр} = 3$  с, а объемный расход  $Q = 0,1$  м<sup>3</sup>/с. Диаметр запорного диска  $D = 0,35$  м, предел прочности материала задвижки  $[\sigma] = 140$  МПа. Оценить прочность задвижки в условиях гидравлического удара.

#### Решение

Определяем среднюю скорость в трубе до закрытия задвижки

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 0,3^2} = 1,42 \text{ м/с.}$$

Физические характеристики жидкости и материала трубы:

- плотность воды  $\rho_{жс} = 1\,000$  кг/м<sup>3</sup>;
- модуль упругости первого рода для воды  $E_{жс} = 2,1 \cdot 10^9$  Па;
- модуль упругости первого рода для стали  $E_{mp} = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па.

Находим скорость распространения ударной волны

$$v_{y\delta} = \sqrt{\frac{E_{жс}}{\rho_{жс} \cdot \left(1 + \frac{d \cdot E_{жс}}{\delta \cdot E_{mp}}\right)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^9}{1000 \cdot \left(1 + \frac{300 \cdot 2,1 \cdot 10^9}{10 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}\right)}} = 1\,258 \text{ м/с.}$$

Вычисляем фазу гидравлического удара:

$$T = \frac{2l}{v_{y\delta}} = \frac{2 \cdot 2000}{1258} = 3,2 \text{ с.}$$

Так как выполняется условие  $t_{закр} < T$ , то имеет место полный гидравлический удар.

Повышение давления при полном гидроударе вычисляем по формуле Н.Е. Жуковского:

$$\Delta P_{y\delta} = \rho \cdot v_0 \cdot v_{y\delta} = 1000 \cdot 1,42 \cdot 1258 = 1\,786\,360 \text{ Па} = 1,786 \text{ МПа.}$$

Находим величину силы давления, действующей на запорный диск:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta P_{y\delta} = \frac{3,14 \cdot 0,35^2}{4} \cdot 1,786 \cdot 10^6 = 0,17 \cdot 10^6 \text{ Н} = 170 \text{ кН.}$$

Определяем напряжение в стенке трубы

$$\sigma = \frac{\Delta P_{y\delta} \cdot d}{2\delta} = \frac{1,786 \cdot 10^6 \cdot 300}{2 \cdot 10} = 26,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 26,7 \text{ МПа} < 140 \text{ МПа.}$$

Прочность задвижки при гидравлическом ударе обеспечена.

### Задания к самостоятельной работе № 10

#### Варианты 1 – 15

Трубопровод, имеющий длину  $l$  и внутренний диаметр  $d$ , мгновенно закрывается задвижкой ( $t_{закр} \approx 0$ ). Определить ударное повышение давления в трубе, если глубина погружения центра тяжести проходного сечения трубы под свободную поверхность жидкости в открытом резервуаре равна  $h$ . Толщина стенки стальной трубы  $\delta$ . Жидкость – вода. Гидравлический коэффициент трения принять равным  $\lambda = 0,03$ .

№ п/п	$l, \text{ м}$	$d, \text{ мм}$	$h, \text{ м}$	$\delta, \text{ мм}$	$E_{эс}, \text{ Па}$	$E_{мп}, \text{ Па}$
1	15	100	1	3	$2,0 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
2	16	150	2	4	$2,05 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
3	17	200	3	5	$2,1 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
4	18	250	4	6	$2,15 \cdot 10^9$	$2,2 \cdot 10^{11}$
5	19	300	5	7	$2,2 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
6	20	100	1	8	$2,0 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
7	21	150	2	9	$2,05 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
8	22	200	3	10	$2,1 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
9	23	250	4	3	$2,15 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
10	24	300	5	4	$2,2 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
11	25	100	1	5	$2,0 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$
12	26	150	2	6	$2,05 \cdot 10^9$	$2,2 \cdot 10^{11}$
13	27	200	3	7	$2,1 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
14	28	250	4	8	$2,15 \cdot 10^9$	$2,0 \cdot 10^{11}$
15	30	300	5	9	$2,2 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^{11}$

### Варианты 16 – 30

По стальному трубопроводу длиной  $l$ , диаметром  $d$  и толщиной стенки  $\delta$  подается вода. Определить силу давления на запорный диск задвижки, установленной в конце трубы, если время ее закрытия  $t_{закр}$ , а объемный расход  $Q$ . Диаметр запорного диска  $D = 300$  мм, предел прочности материала задвижки  $[\sigma] = 120$  МПа. Оценить прочность задвижки в условиях гидравлического удара.

$\text{№ п/п}$	$l, \text{ м}$	$d, \text{ мм}$	$h, \text{ м}$	$\delta, \text{ мм}$	$t_{закр}, \text{ с}$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
16	150	100	1	8	2	0,1
17	160	150	2	4	3	0,2
18	170	200	3	5	4	0,3
19	180	250	4	6	2	0,4
20	190	300	5	7	3	0,1
21	200	100	1	8	4	0,2
22	210	150	2	9	2	0,3
23	220	200	3	10	3	0,4
24	230	250	4	7	4	0,1
25	240	300	5	4	2	0,2
26	250	100	1	5	3	0,3
27	260	150	2	6	4	0,4
28	270	200	3	7	2	0,1
29	280	250	4	8	3	0,2
30	300	300	5	9	4	0,3

## ТЕМА 11. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ПРИВОД

### 11.1 Особенности использования газов в пневмоприводах

*Пневмопривод* – называют устройство с одним или более объемными пневматическими двигателями (или пневмодвигателями), включающее в себя пневматический механизм, в котором рабочая среда находится под давлением.

Под рабочей средой в пневмоприводе понимают предварительно сжатый в компрессоре воздух из окружающей среды, реже используют и другие газы. Дешевизна и доступность воздуха обусловили его использование в пневмоприводе. Воздух представляет собой газовую смесь, в основном состоящую из двух газов: 78,08% азота  $N_2$  и 20,95% кислорода  $O_2$  (объемный состав). В небольших количествах в нем присутствуют инертные газы – аргон  $Ar$ , неон  $Ne$ , гелий  $He$ , криптон  $Kr$ , ксенон  $Xe$ , а также водород  $H_2$  (0,94 %) и углекислый газ  $CO_2$  (0,03%). Кроме этих газов воздух содержит некоторое количество водяного пара (влаги).

Пневмопривод состоит из энергообеспечивающей и силовой (исполнительной) систем, а также направляющей регулирующей подсистемы. Энергообеспечивающую систему образуют устройства, используемые для производства и подготовки сжатой рабочей среды. К ним относятся компрессоры, фильтры, устройства осушки воздуха, ресиверы т.д. Силовую систему образуют пневматические двигатели – машины, преобразующие энергию сжатого воздуха в механическую работу и выполняющие различные перемещения в технологических установках. Управление полученной энергией сжатого газа состоит в регулировании его давления и расхода, а также в распределении и направлении потоков сжатого воздуха, оно осуществляется посредством клапанов давления, дросселей, распределителей и других элементов направляющей и регулирующей подсистемы привода.

Работа пневматических элементов основана на использовании энергии сжатого воздуха, а также физических эффектов, возникающих при его движении. Поэтому процессы, происходящие в пневматическом приводе, рассчитывают, базируясь на законах и уравнениях механики жидкости и газа, газовой динамики и термодинамики. В частности, установившееся течение газа исследуют с учетом уравнений состояния газов, неразрывности газовой струи и уравнения Бернулли.

Из законов термодинамики известно, что для равновесных (термодинамических) систем состояние газа характеризуется тремя основными параметрами – абсолютным давлением, абсолютной

температурой и плотностью (удельным объемом). Связь между этими параметрами отражает уравнение Клапейрона-Менделеева

$$P \cdot \nu = R_{\mu} \cdot T, \quad (11.1)$$

где  $P$  – давление газа, Па;  $\nu$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $T$  – температура, К;  $R_{\mu}$  – газовая постоянная, Дж/(моль·К).

В реальных условиях параметры состояния термодинамической системы удовлетворяют уравнению вида

$$P \cdot \nu^n = const, \quad (11.2)$$

где  $n$  – число, постоянное во всем интервале изменения параметров.

Такой процесс называется политропным, а число  $n$  – показателем политропы, его значение изменяется в пределах  $-\infty < n < +\infty$ . В пневмоприводах и пневмосистемах при сжатии газа в условиях теплообмена между газом и окружающей средой осуществляются термодинамические процессы, протекающие при постоянных:

1. *Изотермический* ( $T = const, n = 1$ ) – произведение абсолютного давления газа и его удельного объема есть величина постоянная, по закону Бойля-Мариотта

$$P_1 \cdot \nu_1 = P_2 \cdot \nu_2, \quad (11.3)$$

где 1 и 2 – начальное и конечное состояния системы.

2. *Изобарный* ( $P = const, n = 0$ ) – объем газа прямо пропорционален его температуре, по закону Гей-Люссака

$$\frac{T_1}{\nu_1} = \frac{T_2}{\nu_2}. \quad (11.4)$$

3. *Изохорный* ( $\nu = const, n = \pm\infty$ ) – давление газа прямо пропорционально его температуре, по закону Шарля

$$\frac{T_1}{P_1} = \frac{T_2}{P_2}. \quad (11.5)$$

Соотношения (11.1) – (11.5) справедливы для равновесных процессов, при движении газа процесс становится неравновесным, поэтому к трем параметрам состояния ( $p, \nu$  и  $T$ ) добавится еще один – скорость газа  $u_z$ . Для промышленных пневмоприводов, эксплуатируемых при давлении газа менее 10 МПа, рабочую среду можно рассматривать как идеальный газ.

При установившемся течении массовый расход газа одинаков во всех сечениях потока

$$\rho_1 \cdot V_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot V_2 \cdot S_2 = const, \quad (11.6)$$

где  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $V$  – объем газа, м<sup>3</sup>;  $S$  – площадь живого сечения, м<sup>2</sup>.

Тогда для политропного процесса ( $p/\rho^n = \text{const}$ ) уравнение неразрывности газовой струи может быть записано в виде

$$P_1^{1/n} \cdot V_1 \cdot S_1 = P_2 \cdot V_2 \cdot S_2 = \text{const}. \quad (11.7)$$

В отличие от несжимаемой жидкости объемный расход газа вследствие его расширения при понижении давления вдоль потока увеличивается, что приводит к изменению температуры газа. Поэтому уравнения Бернулли для идеального газа и для идеальной жидкости различаются.

*Уравнение Бернулли* для элементарной струйки идеального газа с учетом уравнения Эйлера и законов состояния имеет вид

$$z + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const}, \quad (11.8)$$

где  $z$  – высота рассматриваемого поперечного сечения струйки над условным нулевым уровнем; остальные члены имеют тот же энергетический смысл, что и в уравнении для идеальной жидкости.

С энергетической точки зрения уравнение Бернулли можно охарактеризовать так: полный напор при установившемся движении частицы идеального газа, состоящий из геометрического, пьезометрического, скоростного и температурного напоров, сохраняет постоянное значение.

Полученное уравнение Бернулли для частицы идеального газа можно распространить на поток реального газа при следующих допущениях:

- закон распределения давления в сечении – гидростатический;
- вместо скорости частицы газа используется средняя скорость  $u$  потока реального газа в данном сечении; коэффициент кинетической энергии  $\alpha = 1$ , режим течения турбулентный;
- в силу незначительного перепада высоты  $z$  при малой плотности газа она практически не влияет на его плотность;
- для газа при больших скоростях движения плотность газа  $\rho$  нельзя считать постоянной;
- поскольку газ, проходящий по каналу, не успевает вступить в теплообмен со стенками канала, обычно пренебрегают приращениями теплоты и рассматривают процесс при постоянной температуре.

В случае политропного процесса *уравнение Бернулли для потока реального газа* во входном и выходном сечениях без учета потерь удельной энергии ввиду их малости принимает вид

$$\frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_{c1}}{\rho_{c1} \cdot g} + \frac{v_{c1}^2}{2g} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_{c2}}{\rho_{c2} \cdot g} + \frac{v_{c2}^2}{2g}. \quad (11.9)$$

В большинстве промышленных пневмоприводов происходит политропный процесс изменения параметров газа с показателем политропы  $n = k = 1,4$  (для воздуха), называемым показателем адиабаты, а процесс – адиабатным.

*Адиабатный процесс* протекает при сжатии газа без теплообмена между системой и окружающей средой, работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии системы. Согласно уравнению Пуассона

$$P \cdot V^k = const, \quad (11.10)$$

где  $V$  – объем газа,  $\text{м}^3$ .

Для некоторых газов при давлении, превышающем 10 МПа, показатель политропы может достигать значения  $n = 2$  и более.

## **11.2 Пневматические приводы и средства пневмоавтоматики**

*Пневматическим аппаратом* называют устройство, предназначенное для управления потоком рабочей среды. Под управлением потоком рабочей среды понимают изменение или поддержание заданных значений давления или расхода рабочей среды, либо изменение направления, пуск и останов потока рабочей среды.

Пневмоаппараты можно подразделить на три основные группы: пневмодрессели, пневмоклапаны и пневмораспределители. Пневмодрессели используют, главным образом, для регулирования скорости движения выходного звена пневматических двигателей, включая торможение, и скорости заполнения и опорожнения различных полостей с целью создания требуемых временных задержек.

Пневмоклапаны выполняют такие же функции, что и гидроклапаны, и основаны на тех же принципах действия. Наиболее распространены предохранительные и редукционные пневмоклапаны. Пневмораспределители аналогичны гидрораспределителям. Поэтому любой регулирующий или направляющий гидрораспределитель принципиально может быть использован в пневмоприводе. Современная техника располагает совершенными пневматическими устройствами, с помощью которых решаются сложные задачи по автоматизации управления машинами и производственными процессами.

*Пневматические приводы* (системы) наиболее широко применяют в подъемно-транспортных устройствах, аппаратах управления транспортными машинами, в тормозных системах и в управлении рулями транспортных средств. К их основным достоинствам относятся надежность и долговечность, быстрота

срабатывания, простота конструкции и экономичность, обусловленные одноканальным питанием исполнительных пневмоагрегатов (отработавший воздух выпускается непосредственно в атмосферу без отводящих трубопроводов) и низкой стоимостью самой рабочей среды.

Наряду с этими положительными качествами пневматические приводы обладают рядом недостатков, вытекающих из природы рабочей среды – воздуха. Воздух обладает высокой сжимаемостью, поэтому он при сжатии накапливает энергию, которая при известных условиях (больших инерционных нагрузках пневмодвигателя) может быть преобразована в кинетическую энергию движущихся масс нагрузки и вызвать рывки и удары. Сжимаемость воздуха в пневматических системах затрудняет возможность фиксации без применения специальных позиционеров и следящих устройств выходного звена пневмодвигателей в заданных промежуточных положениях.

Сжатый воздух для питания пневмоприводов обычно вырабатывается компрессорами, обслуживающими пневматические машины всего предприятия либо определенную их группу. Применяют преимущественно компрессоры объемных типов, главным образом пластинчатые и поршневые.

*Пневматические исполнительные механизмы* представляют собой силовые устройства, предназначенные для выполнения команд, формируемых регулирующими или управляющими пневматическими системами. В пневматике в подавляющем большинстве случаев используют поршневые и мембранные исполнительные механизмы, так как они просты по конструкции, имеют высокую надежность и обеспечивают значительные усилия на штоке. По сравнению с электрическим приводом поступательного движения, развивающим те же усилия, пневмопривод значительно легче, дешевле и проще по конструкции. Пневматические исполнительные механизмы могут работать при больших колебаниях температуры воздуха, тогда как при этих условиях масло резко меняет свою вязкость. Кроме того, при повышении температуры может возникнуть нежелательное явление – кавитация.

Поршневые *пневматические приводы* могут служить для перекладки рабочего органа из одного крайнего положения в другое, отслеживать сигнал, подаваемый на вход системы. В последнем случае вводится отрицательная обратная связь: силовая или по положению. Преимуществом *мембранного привода* является отсутствие подвижных уплотнений, так как рабочим элементом служит мембрана с жестким центром; это обуславливает высокое качество уплотнения и

совсем незначительное влияние сил трения. Недостаток мембран – в слишком коротком ходе и ограниченной передаче усилия с мембраны на шток. Последнее связано с тем, что усилие, развиваемое сжатым воздухом, затрачивается на преодоление сил упругости мембраны, поэтому в предельном положении шток не передает усилие.

*Пневматические объемные двигатели* обладают рядом существенных достоинств – высокой приемистостью, высоким пусковым моментом, малой массой, приходящейся на единицу мощности, взрывобезопасностью и др. Их делят на двигатели возвратно-поступательного прямолинейного движения, поворотного движения (на угол менее  $360^\circ$ ) и вращательного движения. Два первых типа двигателей носят название пневмоцилиндров.

Пневмоцилиндры конструктивно подобны гидроцилиндрам, за исключением того, что в них предусмотрена смазка скользящих пар, обычно путем установки по обе стороны уплотнительных колец 7, 8 (рис. 11.1) и сальниковых войлочных колец 1-4, пропитываемых специальными смазочными составами. Штоковая уплотнительная пара помимо этих колец снабжается дополнительной набивкой 6, периодически подпитываемой смазочным составом через канал 5.

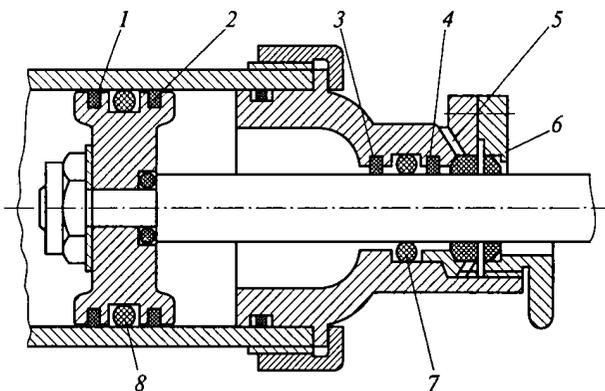


Рисунок 11.1 – Пневмоцилиндр: 1-4 – войлочные кольца; 5 – канал; 6 – набивка; 7, 8 – уплотнительные кольца

На рис. 11.2, а представлена конструктивная схема наиболее распространенного пневматического поршневого привода одностороннего действия. Приводом можно управлять с помощью золотника, крана или других управляющих устройств. Рассмотрим работу поршневого привода одностороннего действия. При срабатывании управляющего устройства питающее давление  $p_0$

поступает в рабочую подпоршневую полость объемом  $V_0$ . Поршень под действием втекающего в открывающееся отверстие сжатого воздуха начинает перемещаться вправо, сжимая пружину.

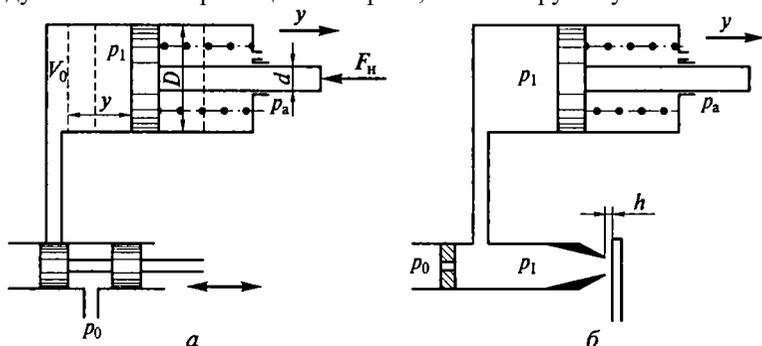


Рисунок 11.2 – Схема пневматического поршневого привода одностороннего действия: а – управляемого с помощью золотника; б – управляемого с помощью усилителя сопло-заслонка

Приложенная к штоку поршня сила  $F_H$  может как помогать движению, так и противодействовать ему. Все зависит от направления действия приложенной силы. В обратном направлении поршень привода перемещается под действием силы сжатой пружины. Движение в обратном направлении начинается после того, как рабочая полость соединится с атмосферой, что осуществляется управляющим устройством (золотником, краном и т.д.).

*Пневмоавтоматика* – комплекс технических средств для построения систем автоматического управления, в которых информация представляется и передается в виде пневмосигналов (перепада давления или расхода рабочей среды – обычно воздуха). Использование в промышленных измерительных пневматических системах пневмодроссели типа сопло-заслонка в сочетании с ротаметрическим или манометрическим способом измерения расхода воздуха позволяет вести точный контроль размеров деталей.

Особая роль принадлежит логическим элементам – электронным устройствам, реализующим логические операции над входными сигналами согласно правилам алгебры логики. В пневматических системах эти устройства используют для формирования сигнала управления. Реализация результатов взаимодействия подвижных элементов и потоков сжатого газа, т.е. взаимодействия воздушных потоков (струй) между собой или со стенками каналов, позволяет создавать пневматические элементы управления – устройства

пневмоники, работоспособные при низком давлении в сложных условиях эксплуатации.

### **11.3 Пневмоприводы транспортно-технологических машин**

Пневмопривод транспортно-технологических машин, как и любой другой привод, состоит из двух взаимосвязанных основных частей: *силовой*, в которой осуществляются энергетические процессы и *управляющей*, реализующей информационные и логико-вычислительные процессы.

Элементы и устройства пневмопривода в зависимости от своего функционального назначения относятся к различным его подсистемам. Устройства, используемые для производства и подготовки сжатого воздуха (компрессоры, фильтры, устройства осушки, ресиверы и т.п.), составляют энергообеспечивающую подсистему. Управление энергией полученную сжатого воздуха, заключающееся в регулировании таких параметров, как давление и расход, а также в распределении и направлении потоков сжатого воздуха, осуществляется посредством клапанов давления, дросселей, распределителей и других элементов направляющей и регулирующей подсистемы привода. На выходе совершается работа исполнительными механизмами – пневматическим двпкмелими, составляющими исполнительную подсистему привода.

Источником сжатого воздуха как рабочей среды пневмосистем являются компрессорные установки. Они могут быть стационарными, установленными на специальном фундаменте, или передвижными, установленными на каких-либо транспортных средствах. Кроме того, компрессорные установки могут осуществлять централизованное питание нескольких различных по назначению потребителей сжатого воздуха или индивидуальное питание какого-либо потребителя, например пневмопривода тормозов грузового автомобиля.

В состав любой компрессорной установки помимо самого компрессора входят элементы и устройства контроля и регулирования, а также кондиционеры воздушной среды. Воздух, который попадает в воздухозаборник из окружающей среды, как правило, содержит большое количество пыли. Абразивные частицы пыли вызывают быстрый износ деталей компрессора. Поэтому перед компрессором устанавливают специальные пылеуловители или обычные фильтры, в которых в качестве фильтрующего элемента используют ткань или металлические сетки. Обязательность установки фильтра на линии всасывания обусловлена также требованием безопасности работы самого компрессора. Как правило, приемный фильтр имеет корпус, в

котором располагается собственно фильтрующий элемент, выполненный в виде сменного стакана.

Из компрессора нагретый в процессе сжатия воздух поступает в охладитель (чаще всего водяной), который обычно входит в конструкцию самого компрессора. Охлаждение воздуха приводит к конденсации паров воды, которые попадают в компрессор вместе со всасываемым воздухом, и паров масел, используемых в компрессоре для смазки трущихся поверхностей. Поэтому с целью снижения вероятности образования конденсата в пневмолиниях устанавливают непосредственно за компрессором устройство охлаждения и осушки воздуха,

После осушения воздух попадает в воздухохоборник (ресивер). В пневмосистемах воздухохоборники выполняют несколько функций. Во-первых, создают резервный запас сжатого воздуха для использования в моменты максимального потребления. Во-вторых, сглаживают пульсацию подачи воздуха, которая возникает при расходе сжатого воздуха и использовании компрессоров объемного типа, особенно поршневых. В-третьих, отделяют влагу, содержащуюся в потоке воздуха, которая выпадает в виде конденсата в процессе расширения воздуха при заполнении воздухохоборника и при движении воздуха по нему.

За воздухохоборником пневмосеть условно разделяется на две ветви – силовую и управления. По силовой пневмолинии сжатый воздух подводится к различным пневматическим двигателям с номинальным рабочим давлением 0,5...0,6 МПа, например, к пневмоцилиндрам подъемников, формовочных машин и зажимных механизмов, к пневмомоторам ручного пневмоинструмента, сверлильных головок и транспортирующих устройств. Пневматические системы, работающие на таком давлении, называют пневмосистемами высокого давления. Далее по этой пневмолинии сжатый воздух поступает в маслораспылитель, который вводит в поток воздуха жидкий смазочный материал в виде масляного тумана (обычно это минеральное масло) для обеспечения смазки трущихся деталей пневматических двигателей.

По пневмолинии управления сжатый воздух из воздухохоборника поступает к пневмоэлементам (устройствам) регулирования и контроля. Избыточное рабочее давление таких пневматических элементов лежит в пределах 0,05...0,2 МПа, что позволяет ее назвать пневматической системой низкого давления. Для получения такого давления сжатый воздух этой пневмолинии проходит через

пневматический редуцирующий клапан, который понижает давление в основной линии и поддерживает его постоянным в процессе работы.

Особенности газа, прежде всего его высокая сжимаемость, ограничивают сферу применения пневматических приводов в системах непрерывного действия (аналоговые системы), где требуется плавность хода, стабильность скоростей при изменяющихся нагрузках, точность позиционирования. Пневмоприводы чаще всего используют в дискретных системах, таких как подача и зажим заготовок при механической обработке, транспортировка деталей от места обработки до места сортировки или складирования, открытие и закрытие люков, задвижек и т. п. Очевидно, что и сигналы управления таким приводом должны быть дискретными, а формировать сигналы должны дискретные элементы управления.

### **Вопросы для самоконтроля:**

1. Какие устройства называются пневмоприводами? В каких сферах они используются?
2. Проведите сравнительный анализ достоинств и недостатков пневматических и гидравлических приводов.
3. Какие термодинамические процессы могут быть реализованы в пневмоприводах?
4. В чем состоят особые свойства газа как рабочего вещества пневмоприводов?
5. Опишите конструкцию и принцип действия пневмоцилиндра.
6. Какие устройства относятся к средствам пневмоавтоматики? Какова их структура?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7  
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ГАЗА МЕТОДОМ АДИАБАТНОГО  
ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА**

**Цель работы:** изучение методики измерения расхода газа по перепаду давления в сужающем устройстве.

**Теоретическая часть**

При измерении количества жидкости или газа возникают два типа задач:

– определение количества вещества, прошедшего через измерительный участок за промежуток времени (сутки, смену и т.д.). В этом случае используются измерительные приборы, называемые счетчиками количества;

– определение количества вещества, проходящего через измерительный участок в единицу времени (секунду, минуту, час). Такие приборы называются расходомерами.

Счетчики количества бывают двух видов: скоростные – количество прошедшего вещества определяется по частоте вращения ротора, которая суммируется счетным механизмом, и объемные – количество вещества определяют по числу объемов (порций), которые также суммируются счетным устройством.

Расход вещества можно измерить в единицах массы, разделенных на единицу времени (кг/с, кг/ч) или в единицах объема, разделенных на единицу времени ( $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ,  $\text{см}^3/\text{с}$ ). В системе СИ мерой количества вещества служит масса, в связи с этим под расходом вещества понимается массовый расход, выраженный в единицах массы (кг/с).

На данный момент известно более 20 методов измерения расхода, наибольшее распространение получили расходомеры переменного и постоянного перепада давления, тахометрические и электромагнитные расходомеры. В лабораторной практике получили также распространение методы расходы с помощью напорных трубок и термоанемометров, в промышленных условиях применяют ультразвуковые, ядерно-магнитные и фотоэлектрические расходомеры.

Одним из самых распространенных способов является измерения расхода газа в трубопроводе по перепаду давления при прохождении его потока через сужающее (дроссельное) устройство. Дроссельные расходомеры получили широкое распространение и составляют 70-80% всех используемых расходомеров. Если в трубопроводе на пути движения газа встречается местное сужение проходного отверстия, то в результате сопротивлений, возникающих в

таким сужением, давление за местом сужения всегда меньше давления перед ним.

Процесс перехода газа с высокого давления на низкое без совершения работы называется *дресселированием потока*. Любой кран, вентиль, задвижка, клапан и другие местные сопротивления, уменьшающие проходное сечение трубопровода, вызывают дресселирование газа, и, следовательно, перепад давления. Иногда дресселирования специально вводится в цикл работы машин, например, путем дресселирования пара перед входом в паровые турбины регулируют их мощность.

В карбюраторных двигателях внутреннего сгорания регулирования мощности достигается изменением положения дрессельной заслонки карбюратора. Дресселированием пара пользуются также для снижения давления в специальных редуционных клапанах, широко применяются в системах тепло- и пароснабжения, эжекторных установках для перекачивания горячих газов. В холодильной технике многократное дресселирование применяют для получения низких температур и сжижения газов. При адиабатическом дресселировании энтальпия газа не меняется, а температура может увеличиваться, уменьшаться или оставаться постоянной.

Измеряя разность давлений до и после сужающего устройства можно судить о расходе вещества, так как перепад давления зависит от скорости, а, следовательно, и от расхода вещества. В качестве дрессельных устройств применяют диафрагмы, сопла, диффузоры и трубы Вентури (рис. 1).

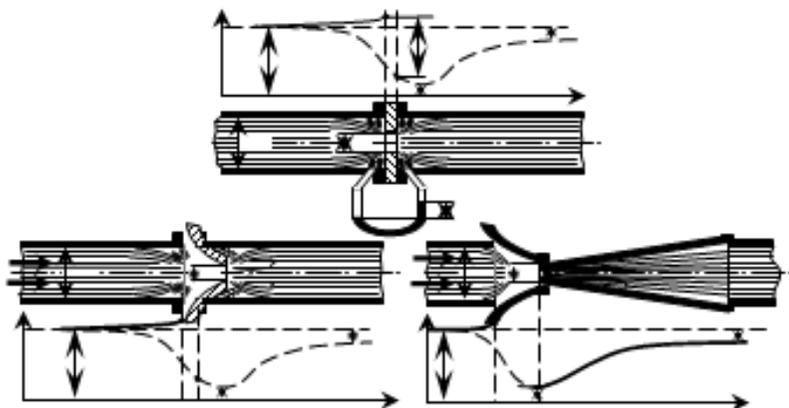


Рисунок 1 – Дрессельные приборы

*Диафрагма* представляет собой тонкий диск с отверстием круглого сечения, центр которого лежит на оси трубы. Сужение потока начинается перед диафрагмой, поэтому на некотором расстоянии от нее поток достигает максимальной скорости. Далее поток постепенно расширяется до полного сечения трубопровода, а скорость приобретает прежнее значение.

Каналы определенного сечения, в которых уменьшается давление потока газа и увеличивается его скорость, называются *соплами*, а каналы, в которых происходит обратный процесс – *диффузорами*. *Труба Вентури* состоит из цилиндрической входной участка и расширяющейся конической части (диффузора), потеря давления в таком случае гораздо меньше, чем в случае диафрагмы и сопла.

Принцип измерения расхода вещества по перепаду давления, создаваемого сужающим устройством, основывается на уравнении Бернулли и уравнении неразрывности. Вследствие перехода части потенциальной энергии в кинетическую средняя скорость потока в суженном сечении возрастает, в результате чего статическое давление в этом сечении становится меньше статического давления перед сужающим устройством. Разница этих давлений зависит от расхода, а массовый расход  $M$ , кг/с определяется выражением:

$$M = \alpha \cdot F \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta P}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода, зависящий от типа сужающего устройства;  $F$  – площадь отверстия сужающего устройства, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность измеряемой среды, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta P$  – перепад давления, измеренный непосредственно у торцов сужающего устройства, Па.

Коэффициент расхода  $\alpha$  учитывает явление сжатия струи потока в сужающем устройстве и потери давления в нем. Он зависит от модуля

$$m = \frac{d}{D}, \quad (2)$$

где  $d$  – диаметр отверстия в сужающем устройстве, мм;  $D$  – диаметр трубы, мм.

Коэффициент расхода определяется экспериментальным путем, его значение приводятся в справочниках в виде таблиц или графиков (рис. 2).

При значительных перепадах давления формула (1) дает большую погрешность, поэтому при измерении потоков больших скоростей и перепадов давления в формуле (1) вводят поправочный коэффициент  $\varepsilon$ , учитывающий состояние измеряемой среды.

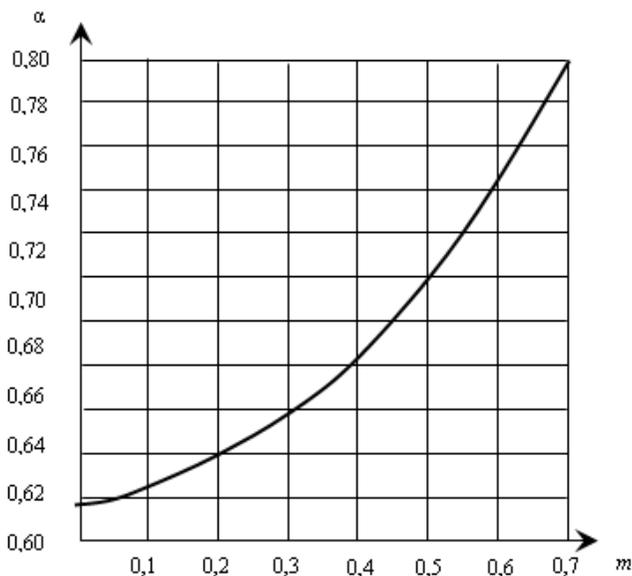


Рисунок 2 – К определению коэффициента расхода

Площадь поперечного сечения диафрагмы  $F$  вычисляется по формуле

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (3)$$

Зависимость между единицами давления с высотой столба жидкости имеет вид

$$P = P_{am} + \rho_{жс} \cdot g \cdot \Delta h. \quad (4)$$

Перепад давлений равен

$$\Delta P = \rho_{жс} \cdot g \cdot \Delta h, \quad (5)$$

где  $\rho_{жс} = 10^3 \text{ кг/м}^3$  – плотность жидкости в микроманометре;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\Delta h$  – разность уровней в микроманометре, мм.

Плотность воздуха  $\rho$  во время проведения опыта можно определить из уравнения состояния

$$\frac{P}{T \cdot \rho} = \frac{P_H}{T_H \cdot \rho_H},$$

откуда

$$\rho = \rho_H \frac{P \cdot T_H}{P_H \cdot T}, \quad (6)$$

где  $\rho_H$ ,  $P_H$  и  $T_H$  – параметры воздуха при нормальных условиях;  $\rho$ ,  $P$  и  $T$  – параметры исследуемого воздуха. Под нормальными условиями понимаются:  $\rho_H = 1,293 \text{ кг/м}^3$ ,  $P_H = 760 \text{ мм.рт.ст.} = 101,3 \text{ кПа}$ ,  $T_H = 273 \text{ К}$ .

### Описание лабораторной установки

Схема лабораторной установки для определения расхода воздуха с помощью дроссельных приборов представлена на рис. 3. Вентилятор 1, вращающийся электродвигателем, подает воздух в трубопровод 2 с внутренним диаметром  $D = 0,048 \text{ м}$ , в котором между камерными дисками установлен дроссельный прибор – диафрагма 3 с проходным сечением  $d = 0,010 \text{ м}$ . Для измерения перепада давления до и после диафрагмы через стенку трубопровода выведены патрубки, к которым присоединены трубки манометра 4.

Температура окружающего воздуха и барометрическое давление определяются термометром и барометром, находящимися в лаборатории.

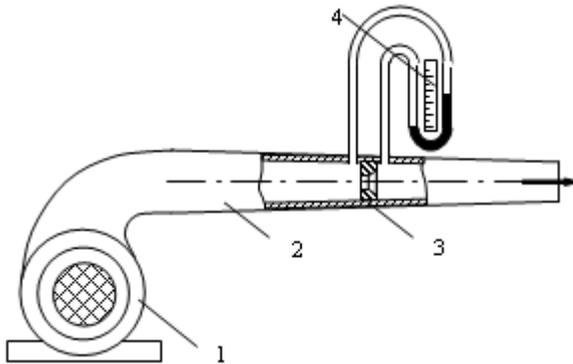


Рисунок 3 – Схема лабораторной установки

### Порядок выполнения работы

1. Перед началом работы осмотреть лабораторную установку, убедиться в наличии всех необходимых элементов и правильного их подключения. При установке дроссельных устройств следует помнить, что диафрагмы устанавливаются цилиндрической частью отверстия на вход потока, конической на выход; сопла – наоборот. Тумблер включения выпрямителя в сеть должен быть установлен в положение «включен», все измерительные приборы должны быть выставлены на нулевую отметку.

2. Поочередно установить на выпрямителе заданные значения напряжения, определяющие скорость вращения вентилятора (табл. 1).

Таблица 1 – Результаты измерений

№ n/n	$U, В$	$\Delta h, м$	$T, К$	$d, м$	$D, м$	$P_{атм}, Па$
1.	3,0			0,010	0,048	
2.	4,0			0,010	0,048	
3.	5,0			0,010	0,048	
4.	6,0			0,010	0,048	
5.	7,0			0,010	0,048	

3. Через 2–3 минуты после включения вентилятора фиксировать соответствующие значения разности уровней жидкости в микроманометре  $\Delta h_i$  для каждого из напряжений.

4. Измерить температуру воздуха и атмосферное давление в лаборатории, результаты измерений занести в табл. 1.

5. По формуле (2), определить значение параметра  $m$ , затем с помощью графика (рис. 2) определить коэффициент расхода  $\alpha$ .

6. По формуле (3) найти площадь поперечного сечения диафрагмы  $F$ .

7. Перепад давления  $\Delta P$  и плотность среды  $\rho$  в условиях опыта найти по формулам (5) и (6).

8. Используя расчетную формулу (1), найти массовый расход  $M$  воздуха через диафрагму, результаты вычислений занести в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты вычислений

№ n/n	$m$	$\alpha$	$F, м^2$	$\Delta p, Па$	$\rho, кг/м^3$	$M, кг/с$
1.						
2.						
3.						
4.						
5.						

9. Построить график зависимости массового расхода  $M$  от перепада давления  $\Delta P$  для данной диафрагмы.

### Контрольные вопросы:

1. Что называется массовым и объемным расходом газа?
2. Что понимают под дросселированием потока? Приведите примеры дроссельных устройств.

3. В чем принципиальное различие между соплом и диффузором?

4. Как измерить расход газа с помощью диафрагмы?

5. Какой физический смысл имеет коэффициент расхода?

6. Опишите принцип действия дифференциального манометра.

7. Какая жидкость является рабочим веществом в дифференциальном манометре? Возможно ли использование других рабочих веществ в подобных приборах?

### САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА № 11

**Пример решения задачи 1.** Аммиак ( $NH_3$ ) с начальным объемом  $V_1 = 1,1 \text{ м}^3$ , температурой  $t_1 = 7^\circ\text{C}$  и давлением  $p_1 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$  совершает цикл двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с изобарным подведением теплоты ( $p = \text{const}$ ), при котором степень сжатия  $\varepsilon = 13,5$ , а степень предварительного расширения  $\rho = 2,1$ . Определить значения параметров состояния во всех точках цикла ДВС.

#### Решение

Определяем молекулярную массу рабочего тела

$$\mu = 14 + 3 \cdot 1 = 17 \text{ кг/кмоль.}$$

Газовая постоянная для аммиака:

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{17} = 489 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} = 0,489 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Начальная температура рабочего вещества в единицах системы СИ:

$$T_1 = 273 + 7 = 280 \text{ К.}$$

Масса аммиака определяется по формуле

$$m = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{1,2 \cdot 10^5 \cdot 1,1}{489 \cdot 280} = 0,96 \text{ кг.}$$

Молярные теплоемкости аммиака (многоатомный газ) равны

$$\mu C_v = 29,1 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}; \mu C_p = 37,4 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}.$$

Находим изохорную и изобарную массовые теплоемкости:

$$C_v = \frac{\mu \cdot C_v}{\mu} = \frac{29,1}{17} = 1,71 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}; C_p = \frac{\mu \cdot C_p}{\mu} = \frac{37,4}{17} = 2,2 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Показатель адиабаты

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{2,2}{1,71} = 1,29.$$

Определяем параметры рабочего тела в узловых точках цикла.

А) Точка 1, с данными  $t_1 = 7^\circ\text{C}$  (280 К) и  $P_1 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

Начальный удельный объем

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{489 \cdot 280}{1,2 \cdot 10^5} = 1,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренняя энергия и энтальпия в начале цикла

$$u_1 = C_v \cdot T_1 = 1,71 \cdot 280 = 478,8 \text{ Дж/кг}; \quad i_1 = C_p \cdot T_1 = 2,2 \cdot 280 = 616 \text{ Дж/кг}.$$

Энтальпия в начале цикла определяется по формуле:

$$S_1 = C_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_n} - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_n},$$

где  $T_n = 273 \text{ К}$  и  $p_n = 101325 \text{ Па}$  – температура и давление газа при нормальных физических условиях.

$$S_1 = 2,2 \cdot \ln \frac{280}{273} - 0,489 \cdot \ln \frac{1,2 \cdot 10^5}{101325} = -0,027 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Б) Точка 2 (процесс 1-2 – адиабатное сжатие). Удельный объем аммиака в точке 2 после сжатия

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{1,14}{13,5} = 0,084 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура и давление после адиабатного сжатия

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} = 280 \cdot 13,5^{0,29} = 588 \text{ К};$$

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^k = 0,12 \cdot 13,5^{1,29} = 3,40 \text{ МПа}.$$

Калориметрические параметры аммиака в точке 2 цикла

$$S_2 = C_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_n} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_n} = 2,2 \cdot \ln \frac{588}{273} - 0,489 \cdot \ln \frac{3,4 \cdot 10^6}{101325} = -0,028 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$U_2 = C_v \cdot T_2 = 1,71 \cdot 588 = 1005 \text{ кДж/кг};$$

$$i_2 = C_p \cdot T_2 = 2,2 \cdot 588 = 1294 \text{ кДж/кг}.$$

В) Точка 3 (процесс 2-3 – изобарное подведение теплоты). Давление в точке 3 равно давлению в точке 2

$$p_3 = p_2 = 3,40 \text{ МПа}.$$

Температура и удельный объем после изобарного нагревания

$$T_3 = T_2 \cdot \rho = 588 \cdot 2,1 = 1235 \text{ К};$$

$$v_3 = v_2 \cdot \rho = 0,084 \cdot 2,1 = 0,176 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Калориметрические параметры аммиака в точке 3 цикла

$$S_3 = C_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_n} - R \cdot \ln \frac{p_3}{p_n} = 2,2 \cdot \ln \frac{1235}{273} - 0,489 \cdot \ln \frac{3,4 \cdot 10^6}{101325} =$$

$$= 1,602 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$U_3 = C_v \cdot T_3 = 1,71 \cdot 1235 = 2111 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$i_3 = C_p \cdot T_3 = 2,2 \cdot 1235 = 2717 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Г) Точка 4 (процесс 3-4 – адиабатное расширение). Конечный удельный объем равенначальному

$$\nu_4 = \nu_1 = 1,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура и давление после адиабатного расширения

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = 1235 \cdot \left(\frac{2,1}{13,5}\right)^{0,29} = 727 \text{ К};$$

$$P_4 = \frac{R \cdot T_4}{\nu_4} = \frac{489 \cdot 727}{1,14} = 0,32 \text{ МПа}.$$

Калориметрические параметры аммиака в точке 4 цикла

$$S_4 = C_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_H} - R \cdot \ln \frac{P_4}{P_H} = 2,2 \cdot \ln \frac{727}{273} - 0,489 \cdot \ln \frac{0,32 \cdot 10^6}{101325} = 1,588 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$U_4 = C_v \cdot T_4 = 1,71 \cdot 727 = 1243 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$$i_4 = C_p \cdot T_4 = 2,2 \cdot 727 = 1599 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Определяем изменение всех калориметрических параметров процесса:

Процесс 1-2 ( $S = \text{const}$ ):

$$\Delta U_{1-2} = m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (589 - 280) = 507 \text{ кДж};$$

$$\Delta I_{1-2} = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (589 - 280) = 653 \text{ кДж}.$$

$$\Delta S_{1-2} = 0.$$

Работа и теплота процесса 1-2

$$L_{1-2} = \frac{m}{k-1} \cdot (p_2 \nu_2 - p_1 \nu_1) = \frac{0,96}{1,29-1} \cdot 10^5 \cdot (34 \cdot 0,084 - 1,2 \cdot 1,14) = 501 \text{ кДж};$$

$$Q_{1-2} = 0 \text{ кДж}.$$

Процесс 2-3 ( $p = \text{const}$ ):

$$\Delta U_{2-3} = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (1235 - 589) = 1061 \text{ кДж};$$

$$\Delta I_{2-3} = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (1235 - 589) = 1364 \text{ кДж};$$

$$\Delta S_{2-3} = m \cdot C_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_2} = 0,96 \cdot 2,2 \cdot \ln \frac{1235}{589} = 1,564 \text{ кДж}/\text{К};$$

$$\Delta U_{2-3} = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (1235 - 589) = 1061 \text{ кДж};$$

$$\Delta I_{2-3} = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (1235 - 589) = 1\,364 \text{ кДж.}$$

Работа и теплота процесса 2-3

$$L_{2-3} = m \cdot p_2 \cdot (v_3 - v_2) = 0,96 \cdot 3,4 \cdot 10^6 \cdot (0,084 - 0,176) = -300 \text{ кДж;}$$

$$Q_{2-3} = m \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (1235 - 589) = 1\,364 \text{ кДж.}$$

Процесс 3-4 ( $S = \text{const}$ ):

$$\Delta U_{3-4} = m \cdot C_v \cdot (T_4 - T_3) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (727 - 1235) = -834 \text{ кДж;}$$

$$\Delta I_{3-4} = m \cdot C_p \cdot (T_4 - T_3) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (727 - 1235) = -1073 \text{ кДж;}$$

$$\Delta S_{3-4} = 0 \text{ кДж/К.}$$

Работа и теплота процесса 3-4

$$L_{3-4} = \frac{m}{k-1} \cdot (p_4 v_4 - p_3 v_3) = \frac{0,96}{1,29-1} \cdot 10^5 \cdot (3,2 \cdot 1,14 - 34 \cdot 0,176) = 773 \text{ кДж;}$$

$$Q_{3-4} = 0 \text{ кДж.}$$

Процесс 4-1 ( $V = \text{const}$ ).

$$\Delta U_{4-1} = m \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (280 - 727) = -734 \text{ кДж;}$$

$$\Delta I_{4-1} = m \cdot C_p \cdot (T_1 - T_4) = 0,96 \cdot 2,2 \cdot (280 - 727) = -944 \text{ кДж;}$$

$$\Delta S_{4-1} = m \cdot C_v \cdot \ln \frac{T_1}{T_4} = 0,96 \cdot 1,71 \cdot \ln \frac{727}{280} = 1,566 \text{ кДж/К.}$$

Работа и теплота процесса 4-1

$$Q_{4-1} = m \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4) = 0,96 \cdot 1,71 \cdot (727 - 280) = 734 \text{ кДж.}$$

$$L_{4-1} = 0 \text{ кДж.}$$

Находим основные характеристики цикла:

– удельная работа цикла

$$l_y = \frac{\sum_{i=1}^4 L_i}{m} = \frac{501 - 300 + 773 + 0}{0,96} = 974 \text{ кДж;}$$

– термический КПД цикла

$$\eta'_\tau = \frac{l_y}{Q_{2-3}} = \frac{974}{1364} = 0,714 .$$

– эффективность цикла

$$\eta_{\text{эк}} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 1 - \frac{280}{1235} = 0,773 .$$

По результатам расчетов могут быть построены диаграммы цикла в координатах  $p$ - $v$  и  $T$ - $S$ . Построение диаграмм производится по четырем точкам в масштабе.

### Задания к самостоятельной работе № 11

**Дано:** рабочее тело массой  $m$ , кг (объемом  $V$ , м<sup>3</sup>) с начальной температурой  $t_1$ , °С и давлением  $p_1$ , Па совершает цикл двигателя внутреннего сгорания с изобарным ( $p = \text{const}$ ) или изохорным ( $v = \text{const}$ ) подведением теплоты, имеющий следующие характеристики ( $\rho$ ,  $\lambda$  и  $\varepsilon$ ).

Определить:

1. Основные ( $p$ ,  $V$ ,  $T$ ) и калориметрические ( $u$ ,  $i$ ,  $s$ ) параметры рабочего тела узловых точек цикла.

2. Изменение калориметрических параметров, работу и теплоту для каждого процесса, входящего в цикл.

3. Удельную работу цикла, термический КПД и эффективность данного цикла по сравнению с циклом Карно, совершенным в заданном температурном интервале.

Построить на в масштабе цикл в  $p$ - $v$  и  $T$ - $S$  координатах. Для построения адиабат в  $p$ - $v$  координатах и изобар (изохор) в  $T$ - $S$  координатах использовать данные по четырем точкам.

Считать рабочее тело идеальным газом, а теплоемкость принять не зависящей от температуры. Данные для расчета взять из таблицы исходных данных согласно номеру варианта.

Таблица исходных данных

Пред-последняя цифра шифра	$m$ , кг	$V_1$ , м <sup>3</sup>	$t_1$ , °С	$P_1 \cdot 10^5$ Па	Последняя цифра шифра	Рабочее тело	Способ подведения теплоты	Характеристика цикла		
								$\varepsilon$	$\rho$	$\lambda$
0	0,7	-	0	1,1	0	Воздух	При постоянном объеме $V = \text{const}$	5,0	-	4,6
1	-	1,3	10	0,9	1	O <sub>2</sub>		5,5	-	4,4
2	1,1	-	30	1,2	2	N <sub>2</sub>		6,0	-	3,9
3	-	0,9	20	0,8	3	CO <sub>2</sub>		6,5	-	3,4
4	0,9	-	40	0,9	4	CO		7,0	-	3,2
5	-	1,1	-10	0,7	5	SO <sub>2</sub>	При постоянном давлении $P = \text{const}$	14	2,2	-
6	0,8	-	50	1,0	6	He		15	2,0	-
7	-	1,2	-20	0,8	7	Ar		16	1,8	-
8	0,6	-	-5	1,1	8	H <sub>2</sub> O		13	1,9	-
9	-	1,4	-15	1,2	9	H <sub>2</sub>		12	1,7	-

## Вопросы к экзамену по дисциплине

### «Гидравлика, гидромашины и гидропривод»

1. Цели и задачи гидравлики, роль дисциплины в политехнической подготовке инженеров-педагогов транспортного профиля.
2. Общие сведения о жидкостях, физические свойства жидкостей.
3. Поверхностные свойства жидкостей. Вязкость жидкостей.
4. Особенности свойства воды.
5. Массовые и поверхностные силы. Тензор напряжений.
6. Основные свойства газов. Идеальные и реальные газы.
7. Манометрическое давление и вакуум. Абсолютное и избыточное давление.
8. Приборы для измерения гидростатического давления.
9. Общие определения гидростатики.
10. Основное уравнение гидростатики и закон Паскаля.
11. Эпюры гидростатического давления, правила их построения.
12. Эквипотенциальные поверхности и поверхности равного давления.
13. Плавание тел, закон Архимеда.
14. Установившееся и неустановившееся движение жидкости.
15. Режимы движения жидкости и газа.
16. Уравнение неразрывности (сплошности). Линии тока и траектории.
17. Трубка тока (поверхность тока). Струйная модель потока.
18. Уравнение неразрывности для струи.
19. Ускорение частиц жидкости при ее турбулентном движении.
20. Кинематика вихревого движения. Теорема Стокса.
21. Уравнения движения идеальной жидкости.
22. Уравнение движения жидкости в форме Громеки-Лэмба.
23. Уравнения движения для установившегося течения, их интегрирование.
24. Уравнение Бернулли для идеальной жидкости, его энергетический смысл.
25. Модель вязкой жидкости.
26. Гипотезы гидродинамики (линейности, однородности и изотропности) для вязкой жидкости.
27. Затраты энергии на работу сил трения и диссипацию.
28. Виды гидравлических сопротивлений, классификация потерь напора.
29. Инерционное, вязкое и инерционно-вязкое сопротивление по длине потока, потери напора по длине при ламинарном движении.

30. Потери напора по длине при турбулентном движении.
  31. Гидравлически гладкие и шероховатые трубы.
  32. Простые и сложные местные гидравлические сопротивления.
  33. Потери при внезапном и постепенном расширении трубы.
- Внезапное сужение трубы.
34. Простые и сложные местные сопротивления.
  35. Определение сопротивления трубопровода.
  36. Расчетная формула Вейсбаха. Коэффициент местных потерь.
  37. Местные потери напора при больших числах Рейнольдса.
  38. Резкое расширение и резкое сужение потока.
  39. Определение гидравлической напорной системы.
  40. Применение на практике различных гидравлических напорных систем. Составные элементы гидравлических напорных систем.
  41. Основная гидравлическая характеристика напорной системы.
  42. Трубопроводы. Классификация трубопроводов.
  43. Трубопроводы с последовательным и параллельным соединением линий.
  44. Общая методика гидравлического расчета напорных систем.
  45. Задачи гидравлического расчета. Основные задачи гидравлического расчета трубопроводов.
  46. Расчет при установившемся (стационарном) движении жидкости.
  47. Гидравлический расчет трубопроводов при установившемся движении жидкости.
  48. Коэффициент потерь напора в трубопроводах, его определение.
  49. Отверстия в резервуарах и насадках, применение отверстий в гидравлике.
  50. Явление истечения жидкости через отверстие в стенке резервуара. Сжатие струи.
  51. Расчетные зависимости для определения скорости и расхода при постоянном напоре. Коэффициенты истечения.
  52. Особенности истечения через насадки. Истечение при переменном напоре.
  53. Общие сведения о гидравлическом ударе.
  66. Прямой и непрямой гидравлические удары.
  54. Способы борьбы с гидравлическим ударом.
  55. Формулы Жуковского для прямого удара. Скорость ударной волны.

56. Истечение газа из резервуара в трубопровод при политропном процессе с учетом гидравлического сопротивления трубопровода.

57. Установившееся изотермическое давление газа в трубопроводах, скорость звука и критическое отношение давлений, весовой расход газа.

58. Гидравлические машины, их классификация и область использования.

59. Поршневые насосы, их конструкция и принцип действия.

60. Роторно-поршневые насосы, их конструкция и принцип действия.

61. Кулачковые насосы, их конструкция и принцип действия.

62. Шестеренчатые насосы, их конструкция и принцип действия.

63. Винтовые насосы, их конструкция и принцип действия.

64. Пластинчатые насосы, их конструкция и принцип действия.

65. Центробежные насосы, их конструкция и принцип действия.

66. Осевые насосы, их конструкция и принцип действия.

67. Вихревые насосы, их конструкция и принцип действия.

68. Струйные насосы, их конструкция и принцип действия.

69. Приборы для измерения напора жидкости.

70. Приборы для измерения расхода жидкости.

71. Приборы для измерения скорости жидкости.

## Заключение

Качественное освоение материала учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод» является обязательным этапом формирования педагога профессионального обучения транспортного профиля, уровень подготовки которого соответствует требованиям рынка труда. Приобретенные при изучении данного курса знания, в первую очередь, потребуются при изучении дисциплин профессионального цикла, в которых рассматриваются особенности конструкции систем автомобиля. Поскольку в конструкции автомобиля гидравлические и пневматические приводы получили широкое распространение, то в будущей профессиональной деятельности студентам потребуются практически весь изложенный в пособии материал.

Авторы надеются, что использование данного пособия в учебном процессе не только повысит качество освоения студентами учебной дисциплины «Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод», но и поможет им в дальнейшем при изучении дисциплин профессионального цикла, для которых данная дисциплина выступает теоретическим фундаментом.

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артемьева Т.В. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т.В. Артемьева, Т.М. Лысенко, А.Н. Румянцева, С.П. Стесин. Под ред. С.П. Стесина. – М.: Академия, 2005. – 336 с.
2. Ухин Б. В. Гидравлика : учебник / Б. В. Ухин, А. А. Гусев. – М. : ИНФРА-М, 2008. – 432 с.
3. Штеренлихт Д. В. Гидравлика : учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2004. – 656 с.
4. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебное пособие для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов – М.: Альянс, 2009. – 185 с.
5. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод : учебное пособие – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 414 с.
6. Гиргидов А.Д. Механика жидкости и газа : учебник для вузов. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2002. – 274 с.
7. Сайретдинов С.Ш. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения. – М.: АСВ, 2004. – 480 с.
8. Кудинов В.А., Карташов Э.М. Гидравлика : учебник. – М.: Высшая школа, 2006. – 175 с.
9. Калицун В.И. Основы гидравлики, водоснабжения и канализации : учебное пособие / В.И. Калицун, В.С. Кедров, Ю.М. Ласков, П.В. Сафонов. – М.: Стройиздат, 2003. – 381 с.
10. Рабинович Е.З. Гидравлика : учебное пособие для вузов / Е.З. Рабинович. – М. : Недра, 1990. – 278 с.
11. Вакина В.В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. – К.: Вища школа, 1997. – 208 с.
12. Столбов Л.С. Основы гидравлики и гидропривода станков : учебное пособие / Л.С. Столбов. – М.: Машиностроение, 1988. – 255 с.
13. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика : учебник / А.Д. Альтшуль. – М.: Стройиздат, 1997. – 414 с.
14. Гейер М.С. Гидравлика и гидропривод : учебник / М.С. Гейер. – М.: Недра, 1981. – 296 с.
15. Алибеков А.К. Методика преподавания гидравлики в ДГТУ на современном этапе // Материалы XXXVII итоговой научно-технической конференции ДГТУ, 2016. С. 664–666.
16. Алмаев Р.А. Совершенствование преподавания гидравлики с учетом требований образовательного стандарта / Р.А. Алмаев, Л.М. Хасанова // Вестник Учебно-методического объединения по

образованию в области природообустройства и водопользования, 2014. – № 6 (6). – С. 84–90.

17. Кривуца З.Ф. Использование современных образовательных технологий в преподавании курса гидравлики / З.Ф. Кривуца, В.И. Худовец // Материалы международной научно-практической конференции: Инновационные технологии в совершенствовании качества образования. – Екатеринбург, 2017. – С. 62–64.

18. Лепешкин А.В. О преподавании гидравлики в техническом вузе / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин // Известия МАМИ, 2014. – Т. 5. – № 1 (19). – С. 189–194.

19. Алмаев Р.А. Совершенствование преподавания гидравлики с учетом требований образовательного стандарта / Р.А. Алмаев, Л.М. Хасанова // Вестник учебно-методического объединения по образованию в области природообустройства и водопользования, 2014. – № 6 (6). – С. 84–90.

## Приложения

### Приложение А

#### Кинематический коэффициент вязкости воды

$t, ^\circ C$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$	$t, ^\circ C$	$\nu, \text{см}^2/\text{с}$
0	0,0178	17	0,0109
5	0,0152	18	0,0106
7	0,0143	19	0,0104
8	0,0139	20	0,0101
9	0,0135	21	0,010
10	0,0131	22	0,0099
11	0,0127	24	0,0092
12	0,0124	26	0,0088
13	0,0121	28	0,0084
14	0,0118	30	0,0080
15	0,0115	35	0,0073
16	0,0112	40	0,0065

### Приложение Б

#### Характеристики жидкостей при температуре 20° С

Название жидкости	Плотность $\rho$ , $\text{кг}/\text{м}^3$	Удельный вес $\gamma$ , $\text{Н}/\text{м}^3$	Кинематич. вязкость $\nu \cdot 10^{-6}$ , $\text{м}^2/\text{с}$
Вода пресная	998,2	9790	1,01
Вода морская	1020-1030	10006 - 10104	-
Бензин	680-780	6670-7650	0,83-0,93
Керосин	790-820	7750-8040	2-3
Масло веретенное	890	8730	48
Масло индустриальное	880-920	8630-9030	40-500
Масло трансформаторное	887	8600	30
Масло гидравлическое	978	9600	30
Скипидар	870	8530	1,83
Спирт этиловый	790	7750	1,54
Нефть	850-950	8340-9320	20-130
Воздух	1,2	11,6	15,7

## Абсолютная шероховатость труб из различных материалов

<i>№ п/п</i>	<i>Виды труб</i>	<i>к, мм</i>
1	Стеклянные	0
2	Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0 – 0,002
3	Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,06 – 0,2
4	Стальные трубы, новые	0,15
5	Чугунные асфальтированные трубы	0,1 – 0,2
6	Чугунные трубы, новые	0,25
7	Новые стальные трубы	0,065 – 0,10
8	Используемые трубы	0,5
9	Трубы загрязненные	1 – 2

## Средние значения коэффициентов местных сопротивлений

№ п/п	Тип сопротивления	$\zeta$
1	Вход в трубу из резервуара	0,5
2	Выход из трубы в резервуар	1,0
3	Колено с закруглением $\beta = 90^\circ$	0,3
4	Колено без закругления $\beta = 90^\circ$	1,0
5	Колено с углом $\beta = 90^\circ$	0,6
6	Сетка на входе в трубу	3,0
7	Задвижка, полностью открытая	0,05
8	Пробковый кран, открытый	0,16
9	Вентиль, полностью открытый	3,0
10	Обратный клапан на входе в трубу	4...8
11	Обратный клапан в трубе	2...5

Приложение Д

Значение удельного сопротивления трубопровода  $A$  и предельных потерь  $Q$

$d$ , мм	Стальные трубы			Чугунные трубы		
	Границы $Q$ , л/с		$A$ , с <sup>2</sup> /л <sup>6</sup>	Границы $Q$ , л/с		$A$ , с <sup>2</sup> /л <sup>6</sup>
	верхняя	нижняя		верхняя	нижняя	
100	9,3	13,4	$1,59 \cdot 10^{-4}$	6,6	10,6	$3,12 \cdot 10^{-4}$
125	13,4	19,0	$5,01 \cdot 10^{-5}$	10,6	16,8	$9,67 \cdot 10^{-5}$
150	19,0	25,0	$1,92 \cdot 10^{-5}$	16,8	28,3	$3,71 \cdot 10^{-5}$
175	25,0	33,4	$8,57 \cdot 10^{-6}$	-	-	-
200	33,4	53,0	$4,21 \cdot 10^{-6}$	28,3	51,2	$8,09 \cdot 10^{-6}$
250	53,0	82,0	$1,32 \cdot 10^{-6}$	51,2	82,2	$2,53 \cdot 10^{-6}$
300	82,0	118	$5,04 \cdot 10^{-7}$	82,2	121	$9,49 \cdot 10^{-7}$
350	118	161	$2,25 \cdot 10^{-7}$	121	167	$4,37 \cdot 10^{-7}$
400	161	211	$1,11 \cdot 10^{-7}$	167	220	$2,19 \cdot 10^{-7}$
450	211	268	$6,02 \cdot 10^{-8}$	220	286	$1,19 \cdot 10^{-7}$
500	268	360	$3,46 \cdot 10^{-8}$	286	394	$6,78 \cdot 10^{-8}$
600	360	507	$1,31 \cdot 10^{-8}$	394	581	$2,60 \cdot 10^{-8}$
700	507	676	$0,59 \cdot 10^{-8}$	581	808	$1,15 \cdot 10^{-8}$
800	676	888	$3,03 \cdot 10^{-9}$	808	1080	$5,67 \cdot 10^{-9}$
900	888	1130	$1,58 \cdot 10^{-9}$	1080	1396	$3,07 \cdot 10^{-9}$
1000	1130	1528	$0,91 \cdot 10^{-9}$	1396	1930	$1,75 \cdot 10^{-9}$
1200	1528	2197	-	-	-	-
1400	2197	2810	-	-	-	-
1500	2810	3248	-	-	-	-

Учебное издание

**КАЛАЙДО Александр Витальевич**  
**СЕРДЮКОВА Елена Яковлевна**

# **ГИДРАВЛИКА, ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Подп. в печать 25.12.2019 г. Формат 60×84 1/16.  
Бумага офсет. Гарнитура Times New Roman.  
Печать ризографическая. Усл. печ. л. 12,56.  
Тираж 100 экз. Зак. № 120.

*Издатель*

ГОУ ВПО ЛНР «Луганский национальный университет  
имени Тараса Шевченко»

«Книга»

ул. Оборонная, 2, г. Луганск, 91011. Т/ф: (0642) 58-03-20.  
e-mail: knitaizd@mail.ru