

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**А. М. Кравцов, Е. В. Плискевич, А. С. Зыкун**

**ГИДРАВЛИКА.  
ПРАКТИКУМ**

*Допущено Министерством образования Республики Беларусь  
в качестве учебного пособия для студентов учреждений  
высшего образования по группе специальностей «Агроинженерия»  
и по специальностям «Проектирование и производство  
сельскохозяйственной техники», «Автоматизация технологических  
процессов и производств (сельское хозяйство)»*

Минск  
БГАТУ  
2022

УДК 532+621.22(075)  
ББК 31.56я7  
К78

Рецензенты:

кафедра «Гидротехническое и энергетическое строительство,  
водный транспорт и гидравлика»  
Белорусского национального технического университета  
(доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой *И. В. Качанов*);  
кафедра энергосбережения, гидравлики и теплотехники  
УО «Белорусский государственный технологический университет»  
(кандидат технических наук, доцент,  
заведующий кафедрой *А. С. Дмитриченко*)

**Кравцов, А. М.**

К78 Гидравлика. Практикум : учебное пособие / А. М. Кравцов,  
Е. В. Плискевич, А. С. Зыкун. – Минск : БГАТУ, 2022. – 284 с.  
ISBN 978-985-25-0162-0.

Представлены основные теоретические сведения по гидростатике, гидродинамике, гидравлическим машинам и системам, рассмотрены прикладные вопросы устройства, расчета и эксплуатации гидравлических машин и систем, используемых в сельскохозяйственном производстве.

Для студентов учреждений высшего образования сельскохозяйственного профиля, а также учащихся и слушателей учреждений среднего специального и дополнительного образования взрослых.

УДК 532+621.22(075)  
ББК 31.56я7

ISBN 978-985-25-0162-0

© БГАТУ, 2022

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ .....	6
1. ГИДРОСТАТИКА И ГИДРОДИНАМИКА	
1.1. Практическая работа Изучение физико-механических свойств жидкостей.....	7
1.2. Лабораторная работа Измерение давления жидкостей и газов.....	15
1.3. Практическая работа Определение силы гидростатического давления.....	27
1.4. Лабораторная работа Измерение расхода жидкости.....	43
1.5. Лабораторная работа Определение режимов движения жидкости.....	57
1.6. Лабораторная работа Опытная иллюстрация уравнения Бернулли.....	62
1.7. Лабораторная работа Определение потерь напора в трубопроводе .....	71
1.8. Практическая работа Расчет короткого трубопровода .....	87
1.9. Практическая работа Определение параметров гидравлического удара в трубопроводе.....	95
1.10. Лабораторная работа Исследование истечения жидкости через отверстия и насадки....	101
1.11. Лабораторная работа Исследование прямоугольного водослива .....	112
2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И СИСТЕМЫ	
2.1. Практическая работа Изучение конструкций и параметров динамических насосов.....	123
2.2. Лабораторная работа Испытание центробежного насоса.....	147

2.3. Лабораторная работа	
Определение кавитационной характеристики центробежного насоса.....	158
2.4. Лабораторная работа	
Исследование характеристик насосной установки при последовательном и параллельном включении центробежных насосов.....	167
2.5. Практическая работа	
Расчет насосной установки.....	178
2.6. Практическая работа	
Выбор метода регулирования насосной установки.....	201
2.7. Практическая работа	
Изучение конструкций и параметров объемных гидравлических машин .....	208
2.8. Лабораторная работа	
Исследование характеристик объемных гидравлических машин вращательного движения .....	222
2.9. Лабораторная работа	
Исследование характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия .....	232
2.10. Практическая работа	
Изучение трубопроводов и трубопроводной арматуры систем водоснабжения .....	238
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	259
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	261

## ВВЕДЕНИЕ

Эффективное ведение современного сельскохозяйственного производства связано с эксплуатацией сложных гидравлических машин и систем. В основе расчетов гидравлических машин, гидроприводов сельскохозяйственной техники, систем водоснабжения и водоотведения, мелиорации и гидротранспорта лежат законы гидравлики. Для успешного осуществления своей деятельности инженерно-технический работник АПК должен не только знать законы гидравлики, но и уметь применять их на практике. Квалифицированный специалист должен иметь представление об устройстве гидравлических машин и систем, уметь выполнять гидравлические расчеты и подбирать гидравлическое оборудование, обладать навыками опытных исследований и испытаний гидравлических систем. Настоящий практикум предоставляет теоретические сведения для успешного овладения необходимыми знаниями и умениями и предусматривает возможность проведения лабораторных исследований в комплексе с решением практических задач.

Содержание практикума включает основные разделы гидравлики – гидростатику и гидродинамику, а также прикладной раздел, в котором рассматриваются гидравлические машины и системы, используемые в сельскохозяйственном производстве. В практикуме излагаются теоретические сведения и представлены справочные данные, необходимые для выполнения лабораторных и практических работ.

При подготовке настоящего издания частично заимствованы материалы из учебного пособия [1].

## ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТ

Для успешного выполнения и защиты работ необходимо соблюдать следующие требования:

1. Перед выполнением лабораторных и практических работ необходимо подготовить рабочую тетрадь и ознакомиться с общими сведениями о соответствующих работах.

2. Все выполненные лабораторные и практические работы оформляются в рабочей тетради с соблюдением правил оформления отчетов. Рабочая тетрадь является чистовиком, поэтому для предварительных записей и расчетов рекомендуется использовать черновик.

3. В ходе выполнения лабораторных работ студенты проводят исследования в составе подгруппы или бригады. Полученные опытные данные записываются в соответствующие ячейки таблиц рабочей тетради. Обработка опытных данных производится каждым студентом самостоятельно в соответствии с методикой, изложенной в учебном пособии. В конце лабораторной работы необходимо сформулировать вывод с анализом полученных результатов.

4. Практические работы выполняются каждым студентом самостоятельно по индивидуальным данным, согласованным с преподавателем. Теоретические сведения, справочные данные и методические рекомендации для выполнения практических работ представлены в учебном пособии. Выполнение каждого отдельного этапа практической работы должно заканчиваться кратким выводом с оценкой достоверности результатов расчетов.

5. Вычисления должны представляться в развернутой форме с указанием расчетной формулы, числовых значений и единиц измерения физических величин на всех этапах расчета. Основные единицы измерения физических величин представлены в прилож. 1.

6. Результаты измерений физических величин необходимо записывать с точностью, соответствующей точности применяемого средства измерения. Результаты расчетов, как правило, записывают с точностью до трех значащих цифр, например:  $0,011526 = 0,0115$ ;  $3,24692 = 3,25$ ;  $54,362 = 54,4$ ;  $129,328 = 129$ .

# 1. ГИДРОСТАТИКА И ГИДРОДИНАМИКА

## 1.1. Практическая работа

### ИЗУЧЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОСТЕЙ

#### *Цель работы:*

1. На практике усвоить общие теоретические сведения о физико-механических свойствах жидкостей.
2. Приобрести практические навыки гидравлических расчетов.

#### Общие сведения

Термин «жидкость» имеет два значения. Так называют агрегатное состояние вещества, промежуточное по своим свойствам между твердым и газообразным, а также тело или вещество, обладающее свойством текучести, т. е. способностью изменять свою форму под действием сил.

Из жидкостей широкое применение в сельскохозяйственном производстве получила вода. Она используется в системах водоснабжения населения, производства и животноводства. Большие объемы воды перемещаются в мелиоративных системах.

В сельскохозяйственных машинах применяются минеральные и синтетические масла для смазки деталей и в системах гидропривода, а также жидкости, используемые как горючее для двигателей, – бензины различных марок, дизельное топливо.

В практике сельскохозяйственного производства используют материалы, называемые гидросмесями. Гидросмесь – это материал, получаемый перемешиванием достаточно мелких твердых или пластичных частиц с жидкостью. Типичные гидросмеси – корм для свиней, строительные растворы и др.

Жидкости обладают различными физико-механическими свойствами, среди которых плотность и объемный вес, сжимаемость и температурное расширение, вязкость, способность закипать и растворять в своем объеме различные газы, капиллярность и др.

*Плотностью жидкости*  $\rho$  называется масса вещества  $m$ , содержащаяся в единице объема  $V$ :

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (1.1)$$

*Объемным (удельным) весом*  $\gamma$  называется вес  $G$  единицы объема  $V$  жидкости:

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

Удельный вес  $\gamma$  и плотность  $\rho$  связаны между собой уравнением

$$\gamma = \rho g, \quad (1.3)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Средние значения плотности и удельного веса некоторых жидкостей приведены в прилож. 2.

*Сжимаемость* – свойство жидкости изменять свой объем (плотность) при изменении давления.

Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом объемного сжатия

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0 \Delta p}, \quad (1.4)$$

где  $V_0$  – объем жидкости при начальном давлении;

$\Delta p$ ,  $\Delta V$  – приращение давления и соответствующее ему изменение объема.

Знак «–» в формуле (1.4) указывает на то, что при увеличении давления объем жидкости уменьшается.

Также используется понятие, обратное коэффициенту объемного сжатия, – объемный модуль упругости жидкости

$$E_{\text{ж}} = \frac{1}{\beta_p}.$$

Средние значения объемного модуля упругости  $E_{\text{ж}}$  некоторых жидкостей приведены в прилож. 3.

Сжимаемость жидкостей незначительна, т. е. они хорошо сопротивляются сжатию, проявляя упругие свойства в соответствии с законом Гука:

$$-\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{E_{\text{ж}}}. \quad (1.5)$$

В практических расчетах сжимаемостью жидкостей, как правило, пренебрегают в силу ее незначительности.

*Температурное расширение* – свойство жидкости изменять свой объем (плотность) при изменении температуры.

Температурное расширение жидкостей характеризуется коэффициентом температурного расширения

$$\beta_T = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta T}, \quad (1.6)$$

где  $\Delta T$  – изменение температуры.

Коэффициент температурного расширения зависит от давления и диапазона изменения температуры. Значения коэффициента для некоторых жидкостей приведены в прилож. 4.

Жидкости при нагревании расширяются, а при охлаждении сжимаются. Исключение составляет вода, у которой наблюдается так называемая аномалия плотности. При охлаждении вода, как и все жидкости, вначале сжимается, т. е. плотность увеличивается и при температуре 4 °С достигает максимального значения (прилож. 6). Но при дальнейшем охлаждении воды до 0 °С плотность уменьшается и, соответственно, происходит расширение воды. Это явление часто приводит к авариям в гидравлических системах в случае неправильной их эксплуатации при низких температурах. В результате расширения воды при ее замерзании могут деформироваться и разрушаться трубопроводы, а также другое оборудование, заполненное водой.

*Вязкость* – свойство жидкостей и газов оказывать сопротивление относительному сдвигу частиц. В результате при движении жидкости возникают касательные напряжения, которые в соответствии с законом вязкости Ньютона определяются следующей зависимостью:

$$\tau = \pm \mu \frac{\partial u}{\partial n}, \quad (1.7)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости;

$\frac{\partial u}{\partial n}$  – градиент скорости, характеризующий изменение местной скорости  $u$  по нормали  $n$  к направлению потока.

В гидравлических расчетах часто используется кинематический коэффициент вязкости  $\nu$ , связанный с динамическим коэффициентом вязкости  $\mu$  следующим соотношением:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.8)$$

Значения кинематического коэффициента вязкости  $\nu$ , зависящего от типа жидкости и ее температуры, приведены в прилож. 5.

Закон вязкости Ньютона (1.7) справедлив для так называемых ньютоновских жидкостей, к которым относится большинство однородных и маловязких жидкостей: вода, молоко, бензин, моторные масла и т. д. Однако на практике часто встречаются неньютоновские жидкости – пасты, краски, клеи, цементные растворы, кормовые смеси и др. Для них характерна более сложная зависимость касательных напряжений  $\tau$  от различных факторов, с учетом которых эти жидкости подразделяют на вязкопластичные, псевдопластичные и дилатантные. Вязкость таких жидкостей может меняться в результате действия не только температуры, но и внешней силы и скорости деформации, времени нахождения в спокойном состоянии и других факторов.

Например, движение вязкопластичных жидкостей начинается только после того, как внешней силой будет преодолено начальное напряжение сдвига  $\tau_0$ :

$$\tau = \tau_0 \pm \mu \frac{\partial u}{\partial n}. \quad (1.9)$$

*Кипение* – свойство жидкости образовывать пар по всему ее объему. Жидкость закипает, когда давление в ней равно давлению насыщенных паров  $p_{н.п}$  при данной температуре (прилож. 6, 7).

С дополнительными теоретическими сведениями о свойствах жидкостей можно ознакомиться в литературе [2–5].

### Задание

1. Определить дополнительное количество воды, которое необходимо подать насосом в абсолютно жесткий замкнутый трубопровод внутренним диаметром  $d_b$  и длиной  $l$ , полностью заполненный водой при избыточном давлении  $p_1$ , чтобы давление в нем поднялось до заданного значения  $p_2$ .

2. Определить, на какую высоту  $h$  поднимется поршень на поверхности жидкости в абсолютно жестком цилиндрическом сосуде диаметром  $d_c$ , заполненном на высоту  $H$ , если нагреть жидкость от температуры  $T_1$  до  $T_2$ . Весом поршня пренебречь.

Данные для расчета по согласованию с преподавателем принимаются по табл. 1.1 или выдаются преподавателем из других источников.

Таблица 1.1

#### Индивидуальные данные

Предпоследняя цифра шифра*	$d_b$ , мм	$d_c$ , м	$T_1$ , °С	Последняя цифра шифра*	$p_1$ , кПа	$H$ , м	Жидкость
0	50	0,5	15	0	1250	1,0	Бензин
1	100	0,6	17	1	500	1,5	Керосин
2	150	0,7	19	2	950	2,0	Глицерин
3	200	0,8	20	3	800	2,5	Масло моторное
4	250	0,9	22	4	800	3,0	Нефть
5	300	1,0	25	5	1250	3,5	Бензин
6	350	1,1	16	6	950	4,0	Керосин
7	400	1,2	18	7	800	4,5	Глицерин
8	450	1,3	21	8	500	5,0	Масло моторное
9	500	1,5	23	9	800	5,5	Нефть

Первая буква имени студента	$l$ , м	$p_2$ , МПа	$T_2$ , °С	Первая буква имени студента	$l$ , м	$p_2$ , МПа	$T_2$ , °С
А	6010	8,1	40	П	990	5,8	41
Б	1860	4,0	42	Р	7320	6,1	43
В	3875	8,4	44	С	7990	7,7	45
Г	6900	8,6	46	Т	9460	6,5	47
Д	1680	3,0	48	У	8200	3,3	49
Е	4700	10,0	50	Ф	3100	5,6	51
Ж	320	5,3	52	Х	7100	5,9	53
З	4750	5,7	54	Ц	8080	10,3	55
И	6480	9,2	56	Ч	5300	2,7	57
К	6920	9,9	58	Ш	5020	8,8	59
Л	1760	5,1	60	Щ	5960	4,4	61
М	5100	2,2	62	Э	6130	4,8	63
Н	7700	9,4	64	Ю	6840	9,6	65
О	4800	9,7	66	Я	8650	2,0	67

\* Шифр присваивается каждому студенту преподавателем.

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

Практическая работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## Пример расчета

### Задача 1

Определить дополнительное количество воды, которое необходимо подать насосом в абсолютно жесткий замкнутый трубопровод внутренним диаметром  $d_b = 0,3$  м и длиной  $l = 100$  м, полностью заполненный при атмосферном давлении, чтобы избыточное давление в нем поднялось до 5 МПа.

### Порядок расчета

1. Определяем внутренний объем круглоцилиндрической трубы, вмещающей начальный объем воды, по формуле

$$V_{\text{тр}} = S_{\text{тр}} l = \frac{\pi d_b^2}{4} l = \frac{3,14(0,3 \text{ м})^2}{4} 100 \text{ м} = 7,06 \text{ м}^3,$$

где  $S_{\text{тр}}$  – площадь поперечного сечения трубы, которая определяется по формуле площади круга  $S = \frac{\pi d^2}{4}$ .

2. Находим дополнительный объем воды, который необходимо подать в трубопровод, используя закон Гука (1.5), для чего предварительно примем модуль упругости воды  $E_{\text{в}} = 2060$  МПа по прилож. 3:

$$\Delta V_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \frac{\Delta p}{E_{\text{в}}} = 7,06 \text{ м}^3 \cdot \frac{5 \text{ МПа}}{2060 \text{ МПа}} = 0,0171 \text{ м}^3 = 17,1 \text{ л.}$$

Таким образом, из-за сжимаемости жидкости для увеличения гидростатического давления в данном трубопроводе на 5 МПа необходимо подать дополнительный объем воды 17,1 л. Реальный объем воды будет несколько больше за счет деформации трубопровода при увеличении давления.

### ***Задача 2***

Определить, на какую высоту  $h$  поднимется поршень на поверхности жидкости в абсолютно жестком цилиндрическом сосуде диаметром  $d_c = 1$  м, заполненном бензином на высоту  $H = 1$  м, при температуре  $T_1 = 20$  °С, если нагреть бензин до температуры  $T_2 = 50$  °С. Весом поршня пренебречь.

#### *Порядок расчета*

1. Определяем объем жидкости при температуре  $T_1 = 20$  °С:

$$V_0 = S_c H = \frac{\pi d_c^2}{4} H = \frac{3,14(1 \text{ м})^2}{4} \cdot 1 \text{ м} = 0,785 \text{ м}^3.$$

2. Из формулы (1.6) определяем изменение объема жидкости после нагревания, предварительно приняв  $\beta_T = 0,0008 \text{ К}^{-1}$  по прилож. 4:

$$\begin{aligned} \Delta V &= V_0 \beta_T \Delta T = 0,785 \text{ м}^3 \cdot 0,0008 \text{ К}^{-1} \cdot 30 \text{ °С} = \\ &= 0,785 \text{ м}^3 \cdot 0,0008 \text{ К}^{-1} \cdot 30 \text{ К} = 0,0188 \text{ м}^3, \end{aligned}$$

где изменение температуры  $\Delta T$  по шкалам Цельсия и Кельвина одинаково, т. е.  $\Delta T = 30 \text{ °С} = 30 \text{ К}$ .

3. Высота поднятия поршня определяется из выражения

$$h = \frac{\Delta V}{S_c} = \frac{\Delta V \cdot 4}{\pi d_c^2} = \frac{0,0188 \text{ м}^3 \cdot 4}{3,14(1 \text{ м})^2} = 0,0239 \text{ м} = 23,9 \text{ мм.}$$

Таким образом, за счет явления температурного расширения жидкости при заданных условиях поршень поднимется на высоту 23,9 мм.

### **Контрольные вопросы**

1. Что понимается под терминами «жидкость» и «гидросмесь»?
2. Какие жидкости и гидросмеси применяются в сельскохозяйственном производстве?
3. Каковы основные физико-механические свойства жидкостей и гидросмесей?
4. Как соотносятся между собой плотность и удельный вес жидкости?
5. От каких факторов зависит плотность жидкости?
6. Когда проявляется свойство вязкости жидкости? Как она учитывается в гидравлических расчетах?
7. Чем отличается ньютоновская жидкость от неньютоновской?
8. При каких условиях начинается кипение жидкости? Чем сопровождается этот процесс?
9. От чего зависит растворимость газов в жидкостях?
10. Что такое капиллярность? Чем обусловлено это явление?

## 1.2. Лабораторная работа

### ИЗМЕРЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ЖИДКОСТЕЙ И ГАЗОВ

#### *Цель работы:*

1. Ознакомиться с различными методами и приборами для измерения давления.
2. Овладеть навыками определения абсолютного и избыточного давления.

#### Общие сведения

Жидкость, заполняющая рассматриваемый объем, взаимодействует с окружающей средой по ограничивающей его поверхности, которая может представлять собой реально существующую границу между жидкостью и газом или твердым телом, а также воображаемую границу, которая отделяет рассматриваемый объем от других объемов жидкости. Это взаимодействие на границе раздела сопровождается изменением расстояния между молекулами и оценивается как распределенная нагрузка, т. е. как напряжение (сила, приходящаяся на единицу площади). Напряжение может быть направлено под любым углом к поверхности. В расчетах оно раскладывается на нормальную  $\sigma$  и касательную  $\tau$  составляющие. Касательные напряжения появляются в результате влияния вязкости жидкости. Поэтому в случаях, когда силы вязкости не проявляются (жидкость покоится или рассматривается как идеальная), касательные напряжения отсутствуют и действуют только нормальные.

В механике растягивающие нормальные напряжения считаются положительными, а сжимающие – отрицательными. В жидкости нормальные напряжения в обычных условиях могут быть только сжимающими, потому что вследствие легкоподвижности даже самые малые растягивающие усилия разрывают жидкость. В ней образуются полости, заполненные паром, или жидкость распадается на отдельные капли. Следовательно, численные значения нормального напряжения, возникающего в жидкости, всегда будут со знаком «–», что создает неудобство при расчетах. Это послужило одной из причин того, что знаки нормального напряжения в гид-

равлике заменены противоположными по отношению к принятым в механике, а такие напряжения для отличия названы давлением  $p$ .

*Давление* – параметр, аналогичный напряжению, характеризующий взаимодействие сред в направлении, перпендикулярном к поверхности их раздела, при этом с ростом давления увеличивается сжатие среды.

При отсутствии сил вязкости нормальное напряжение (а следовательно, и давление в рассматриваемой точке) не зависит от угла наклона поверхности:

$$p = -\sigma_x = -\sigma_y = -\sigma_z, \quad (1.10)$$

где  $x, y, z$  – оси декартовой системы координат.

При движении реальной жидкости вязкость не только создает касательные напряжения, но и перераспределяет нормальные, т. е. в этом случае  $\sigma_x \neq \sigma_y \neq \sigma_z$ .

В целях унификации расчетных уравнений и придания им большей наглядности в гидродинамике реальной жидкости под давлением понимается среднее арифметическое по трем взаимно перпендикулярным направлениям сжимающее нормальное напряжение, взятое с обратным знаком:

$$p = -\frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \quad (1.11)$$

При таком определении давления его свойства (независимость от угла наклона площадки в данной точке и его сжимающее действие) сохраняются и в движущейся реальной жидкости.

Единица измерения давления в СИ – Паскаль:  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ .

Для количественной оценки давления используют понятия:

– абсолютное давление  $p_{\text{абс}}$  – превышение рассматриваемого давления над полным вакуумом: если  $p_{\text{абс}} = 0$ , то на границе, разделяющей рассматриваемые объемы, взаимодействие отсутствует;

– избыточное давление  $p_{\text{и}}$  – показывает превышение рассматриваемого давления над давлением окружающей среды (обычно атмосферы):  $p_{\text{и}} = 0$ , если рассматриваемое давление равно давлению окружающей среды, например атмосферному.

В отличие от абсолютного, избыточное давление может быть положительным (манометрическое) или отрицательным, записываемым со знаком «-», который показывает, что измеряемое давление меньше, чем давление в окружающей среде. Отрицательное избыточное давление называют вакуумметрическим. Указанные величины связаны соотношением

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{и}} + p_{\text{атм}}, \quad (1.12)$$

где  $p_{\text{атм}}$  – абсолютное давление атмосферы (окружающей среды) в данный момент времени.

Для измерения давления применяются манометры, вакуумметры и мановакуумметры. По типу измеряемого давления эти приборы подразделяются на две группы:

- манометры абсолютного давления («0» шкалы соответствует давлению в полном вакууме), разновидностью которых являются барометры;

- приборы избыточного давления: манометры, вакуумметры и мановакуумметры («0» шкалы соответствует атмосферному давлению).

Манометры избыточного давления измеряют давление больше атмосферного, вакуумметры – меньше атмосферного, а мановакуумметры используются в случаях, когда измеряемое давление может быть как больше, так и меньше атмосферного.

По принципу действия приборы для измерения давления подразделяются на следующие виды:

- жидкостные – основанные на законах гидростатики;
- показывающие с упругим чувствительным элементом (деформационные), основанные на законе Гука;
- грузопоршневые, в которых измеряемое давление уравновешивается давлением, создаваемым поршнем с грузами;
- электрические, имеющие устройство, которое преобразует перемещение чувствительного элемента в электрический сигнал.

По метрологическому назначению:

- технические (рабочие) – класс точности 1–4;
- лабораторные (контрольные) – класс точности 0,5–1,0;
- образцовые (прецизионные) – класс точности 0,05–0,50.

Жидкостные приборы делятся на двухтрубные (рис. 1.1, а, б) и однотрубные (рис. 1.1, в).

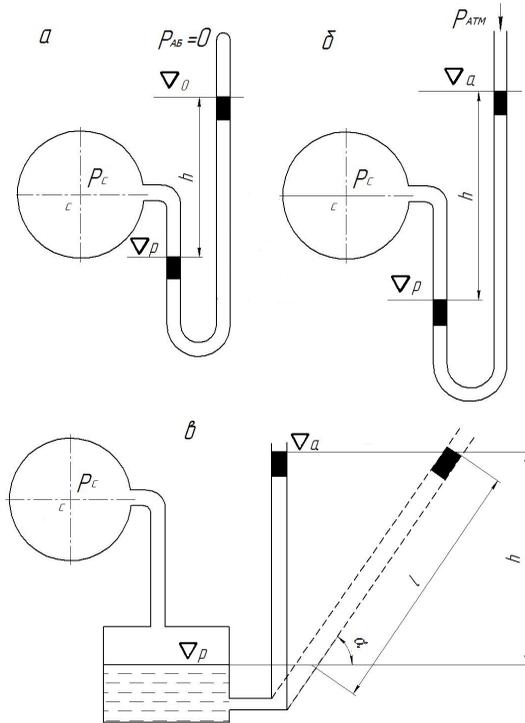


Рис. 1.1. Схема жидкостных приборов для измерения давления:  
 а – двухтрубный манометр абсолютного давления;  
 б – двухтрубный мановакуумметр избыточного давления;  
 в – однотрубный манометр избыточного давления

У манометров абсолютного давления (рис. 1.1, а), в т. ч. у барометров, одна из трубок запаена. Давление над уровнем жидкости у запаянного конца равно давлению насыщенных паров жидкости при данной температуре. Это давление мало, особенно для ртути, которую в основном используют в таких манометрах. Например, давление насыщенных паров ртути изменяет разность уровней в трубках менее чем на 0,1 мм, что позволяет пренебрегать этой величиной, т. к. общая наибольшая погрешность измерения разности уровней – 2 мм.

У приборов для измерения избыточного давления (рис. 1.1, б, в) одна из трубок соединяется с атмосферой.

Шкала жидкостных приборов отградуирована в единицах длины, поэтому давление определяется по закону гидростатики

$$p = \rho gh = \gamma h, \quad (1.13)$$

где  $\rho$ ,  $\gamma$  – плотность и удельный вес жидкости в приборе, связанные между собой уравнением (1.3);

$h$  – разность отсчетов по уровням жидкости в трубках (высота столба жидкости).

Разность отсчетов по уровням жидкости в трубках для манометра абсолютного давления (рис. 1.1, а) определяется по формуле

$$h = \nabla_0 - \nabla_p, \quad (1.14)$$

а для приборов избыточного давления (рис. 1.1, б) – по формуле

$$h = \nabla_a - \nabla_p, \quad (1.15)$$

где  $\nabla_p$  – отсчет по уровню жидкости в трубке, соединенной с оборудованием, давление в котором измеряется;

$\nabla_a$  – отсчет по трубке, соединенной с атмосферой;

$\nabla_0$  – отсчет по уровню жидкости в запаянной трубке.

У однотрубных жидкостных приборов (рис. 1.1, в) одна из трубок заменена резервуаром, диаметр которого намного превышает диаметр оставшейся трубки. Поэтому уровень жидкости в нем при изменении давления практически не изменяется. Если «0» шкалы перед началом измерений совместить с уровнем жидкости в резервуаре, то при измерении давления можно ограничиться одним отсчетом вместо двух, которые необходимы в случае применения двухтрубных приборов.

Недостатком однотрубных приборов являются значительные размеры, т. к. для уменьшения систематической ошибки диаметр резервуара должен намного превышать диаметр трубки. Поэтому они используются, когда диапазон изменения измеряемых давлений невелик.

Конструкция жидкостных манометров и вакуумметров одинакова, необходимо лишь учитывать, что однотрубные приборы для измерения разряжения подключаются трубкой, а резервуар соединяется с атмосферой.

Граничное значение погрешности разности отсчетов  $\Delta h$  может быть принято равным  $\pm 2$  мм: примерно треть возникает в результате округления, а остальное – в основном за счет влияния поверхностного натяжения. Для уменьшения ошибки, вызываемой поверхностным натяжением, применяются трубки диаметром не менее 9 мм, а отсчеты берутся по центру мениска, который образуется на поверхности жидкости. У однотрубных манометров диаметр трубки может быть уменьшен, т. к. капиллярное поднятие жидкости компенсируется установкой мениска перед измерением на «0» шкалы.

Измерение давления жидкостным манометром относится к косвенному методу измерения, т. к. прямыми измерениями определяются высотные положения уровней жидкости в трубках манометра, а давление вычисляется по формуле (1.13).

Абсолютная погрешность измерения давления вычисляется по формуле

$$\Delta p = \left( \left| \frac{\partial p}{\partial \gamma} \Delta \gamma \right| + \left| \frac{\partial p}{\partial h} \Delta h \right| \right). \quad (1.16)$$

Удельный вес  $\gamma$  жидкости в манометре определяется по справочным таблицам, которые составлены, как правило, с точностью значительно большей, чем точность определения величины разности отсчетов по уровням жидкости в трубках манометра  $\Delta h$ . Поэтому погрешностью определения удельного веса  $\Delta \gamma$  обычно пренебрегают, т. е. полагают, что  $\Delta \gamma = 0$ . Тогда формулу (1.16) можно представить в следующем виде:

$$\Delta p = \gamma \Delta h = \rho g \Delta h. \quad (1.16^*)$$

Относительная погрешность измерения давления определяется по формуле

$$\delta_p = \frac{\Delta p}{|p|}. \quad (1.17)$$

Точность измерения можно увеличить, если установить трубку прибора вместе со шкалой наклонно (пунктир на рис. 1.1, в). В этом случае разность отсчетов определяет не превышение  $h$  одного уровня жидкости над другим, а длину столбика жидкости в манометре

$$l = \frac{h}{\sin \alpha}$$

Поэтому при одном и том же давлении  $p$ , а следовательно, и превышении  $h$  длина  $l$  увеличивается обратно пропорционально синусу угла наклона трубки к горизонту. Соответственно, относительная ошибка измерения будет уменьшаться, т. к. абсолютная сохраняется. При  $\sin < 0,2$  мениск растягивается вдоль трубки и точность отсчетов понижается, поэтому дальнейшее увеличение наклона трубки нецелесообразно.

Преимущество жидкостных приборов для измерения давления: высокая точность измерения; простота конструкции.

Недостатки: малая механическая прочность; резкое снижение точности измерения при малейшей вибрации; использование косвенного метода измерения давления; низкий верхний предел измеряемого давления.

Показывающие приборы с упругим чувствительным элементом для измерения давления (рис. 1.2) имеют чувствительный элемент в виде упругой мембраны (мембранной коробки) или изогнутой трубки.

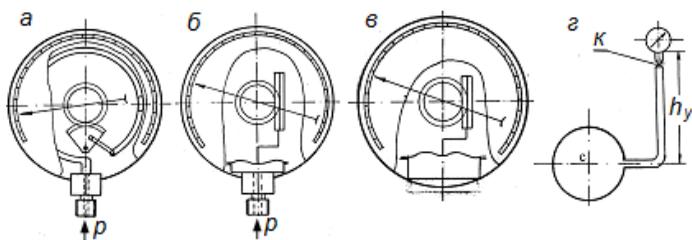


Рис. 1.2. Схемы показывающих приборов для измерения давления: а – пружинный манометр (вакуумметр); б – мембранный манометр (вакуумметр); в – мембранный барометр; г – схема подключения прибора (к – трехходовой кран)

Шкала показывающих приборов градуируется в единицах давления – МПа или кПа (ранее – кгс/см<sup>2</sup>). Для манометров верхний предел избыточного давления изменяется от 0,06 МПа до 1000 МПа, для вакуумметров нижний предел избыточного давления составляет

0,1 МПа. Мановакуумметры имеют нижний предел избыточного давления 0,1 МПа, а верхний – до 4 МПа.

Рабочий предел измерений избыточного давления должен быть равен:

- 75 %–100 % от верхнего предела шкалы – при постоянном давлении;

- 66 %–88 % от верхнего предела шкалы – при переменном давлении.

Под постоянным понимается давление, которое изменяется со скоростью не более 1 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду.

Допускается измерять переменное давление, если скорость его изменения не превышает 10 % от диапазона измерений по шкале прибора в секунду. Не допускается измерять резкоизменяющееся давление.

Для уменьшения колебаний стрелки, которые могут возникать в результате пульсации давления, показывающие приборы подключаются при помощи гибких шлангов или изогнутых по спирали трубок, а также оборудуются демпферами различных конструкций, например в виде вставки с малым проходным отверстием, которая устанавливается в трубке для отбора давления. Также выпускаются виброустойчивые приборы с масляным, глицериновым или силиконовым наполнением. Такие приборы не нуждаются в демпфирующих устройствах и могут применяться в условиях вибрации и тряски.

На циферблате прибора указываются:

- единица измерения;
- класс точности или максимальная относительная погрешность;
- знак «—» перед числом, обозначающим нижний предел вакуумметрического давления;

- наименование среды при специальном исполнении прибора («кислород-маслоопасно», Ж – для жидкой среды; Г – для газообразной среды).

Например, ОБМВ 1-160: ОБ – образцовый; МВ – мановакуумметр; 160 – наружный диаметр корпуса прибора, мм.

Преимущества показывающих приборов: большие пределы измерения давления; высокая механическая прочность; удобство прямого измерения. Недостатки: сложность изготовления; меньшая точность; «старение» упругого элемента, вызывающее необходимость периодической поверки.

Грузопоршневые манометры обладают высокой точностью, используются как образцовые для поверки технических и лабораторных приборов.

Электрические манометры применяются для дистанционного измерения давления и в системах автоматического регулирования.

При измерении давления жидкости прибором, смещенным на высоту  $h_y$  от точки измерения (рис. 1.2,  $z$ ), показания прибора будут содержать систематическую погрешность. Для учета этой погрешности необходимо помнить, что показывающие приборы измеряют давление в своем штуцере. Абсолютная систематическая погрешность вычисляется по основному закону гидростатики:

$$\Delta p_c = \gamma_{ж} h_y, \quad (1.18)$$

где  $\gamma_{ж}$  – удельный вес жидкости, заполняющей соединительную трубку прибора.

Если величина  $h_y$  направлена от точки измерения давления вверх, то она является положительной (рис. 1.2,  $z$ ), а если вниз – отрицательной.

Поскольку трубки обычно непрозрачные, трудно установить среду, которая их заполняет. Поэтому правилами измерений предусматривается обязательное заполнение соединительных трубок жидкостью, давление которой измеряется. Для этого приборы должны быть оборудованы трехходовыми кранами (рис. 1.2,  $z$ ), а вакуумметры, кроме того, еще трубкой, которая подключается к крану и погружается в жидкость, давление которой измеряется. Перед началом измерения трехходовые краны открываются, под действием разности давлений соединительные трубки заполняются жидкостью, а находящийся в них газ вытесняется. После этого кран ставится в положение, соответствующее подключению прибора, и проводятся измерения. Если измеряется давление газа и им заполнена соединительная трубка, то показания прибора, установленного в любом месте, будут практически соответствовать измеряемому, т. к. удельный вес газа пренебрежимо мал:  $\Delta p_c \approx 0$ .

Таким образом, давление, например в центре резервуара (точка С, рис. 1.2,  $z$ ), вычисляется по формуле

$$p_c = p + \Delta p_c. \quad (1.19)$$

## Описание экспериментальной установки

Измеряемое давление создается при помощи ручного или механического нагнетателя. Созданное давление измеряется приборами косвенного и прямого измерения. В качестве прибора косвенного измерения давления используется жидкостной двухтрубный мановакуумметр (рис. 1.1, б), а в качестве прибора прямого измерения давления – показывающий мановакуумметр (рис. 1.2, з). Оба прибора подключены к одному резервуару, находящемуся под давлением.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.2 вид жидкости в приборах для косвенного измерения избыточного давления и максимальную относительную погрешность  $\delta_p$  показывающего мановакуумметра.

Таблица 1.2

Результаты измерения давления

Тип прибора	Вид жидкости в приборе	$\nabla_a$ , мм	$\nabla_p$ , мм	$h$ , мм	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$p_{и}$ , Па	$\Delta p$ , Па	$\delta_p$ , %	$p_{атм}$ , кПа	$p_{абс.}$ , кПа
Жидкостный двухтрубный мановакуумметр										
Показывающий мановакуумметр	—	—	—	—		—				
Значение атмосферного давления по барометру $p_{атм} = \underline{\hspace{2cm}}$ мм. рт. ст.										

2. Изучить порядок снятия отсчетов по приборам, определиться с размерностью измеряемых величин и найти ячейки в табл. 1.2, куда необходимо занести соответствующие числовые значения.

3. Определить с помощью барометра абсолютное атмосферное давление  $p_{атм}$  и записать в табл. 1.2.

4. При помощи нагнетателя создать в резервуаре избыточное давление с учетом того, чтобы уровень жидкости в двухтрубных мановакуумметрах не выходил за пределы их шкал.

5. Определить отметки уровней жидкости  $\nabla_a$  и  $\nabla_p$  в приборах косвенного измерения давления, и созданное избыточное давление  $p_{и}$  при помощи прибора прямого измерения. Результаты измерений записать в табл. 1.2.

6. Полученные результаты предъявить преподавателю и получить разрешение на продолжение работы.

### **Обработка экспериментальных данных**

1. Определить и записать в табл. 1.2 для приборов косвенного измерения давления:

а) плотность  $\rho$  жидкостей, залитых в приборы, по справочным данным при температуре в помещении  $T \approx 20$  °С (для воды – по прилож. 6, для других жидкостей – по прилож. 2);

б) разность отсчетов  $h$  по уровням жидкости с помощью формулы (1.15) и соответствующие значения избыточного давления  $p_{и}$  по формуле (1.13);

в) максимальную абсолютную погрешность  $\Delta p$  косвенного измерения избыточного давления по формуле (1.16\*);

г) относительную погрешность измерения давления  $\delta_p$ , %, используя формулу (1.17).

2. Перевести измеренное абсолютное атмосферное давление  $p_{атм}$  в СИ и записать полученное значение в табл. 1.2.

3. Определить значение абсолютного давления  $p_{абс}$  по формуле (1.12), где значение избыточного давления  $p_{и}$  принять по прибору, показавшему наименьшую относительную погрешность измерения. Результат записать в соответствующую ячейку табл. 1.2.

4. Сделать обоснованный вывод о точности применяемых приборов и результатах измерения давления.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### **Контрольные вопросы**

1. Что такое давление? В каких единицах оно измеряется, как проявляется?

2. Какие понятия используются для количественной оценки давления?

3. Какие приборы используются для измерения давления? Как они классифицируются по типу измеряемого давления?

4. Как классифицируются приборы для измерения давления по принципу действия?
5. Как классифицируются приборы для измерения давления по метрологическому назначению?
6. Каковы основные преимущества и недостатки жидкостных приборов для измерения давления?
7. Каковы основные преимущества и недостатки показывающих приборов для измерения давления?
8. Какова область применения грузопоршневых и электрических манометров?
9. Каковы правила установки манометров и основные мероприятия для предотвращения пульсаций при измерении давления?
10. Каковы правила измерения давления жидкости показывающими манометрами?

### 1.3. Практическая работа

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

##### *Цель работы:*

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками определения величины гидростатического давления в заданных точках покоящегося объема жидкости.
3. Овладеть навыками построения эпюр гидростатического давления на плоские поверхности.
4. Овладеть навыками определения величины и точки приложения результирующей силы гидростатического давления, действующей на плоские и криволинейные поверхности.

##### Общие сведения

Сила гидростатического давления жидкости на поверхность определяется по формуле

$$F = pS, \quad (1.20)$$

где  $p$  – гидростатическое давление на рассматриваемую поверхность;  
 $S$  – площадь рассматриваемой поверхности.

Гидростатическое давление  $p$  в любой точке покоящегося объема жидкости определяется с помощью основного уравнения гидростатики

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \gamma h, \quad (1.21)$$

где  $p_0$  – давление на поверхности рассматриваемого объема жидкости;  
 $\rho$ ,  $\gamma$  – плотность и удельный вес жидкости в приборе, связанные между собой уравнением (1.3);

$h$  – глубина погружения рассматриваемой точки под горизонтальную поверхность, на которой давление равно  $p_0$ .

При помощи основных уравнений (1.20) и (1.21) решаются практические задачи по определению силы гидростатического давления на различные поверхности.

Задачи по определению силы и точки приложения силы гидростатического давления, действующей на плоские и криволинейные поверхности, решаются в инженерной практике для расчета резервуаров, гидротехнических сооружений, элементов гидравлических систем различного назначения, гидравлических машин (гидравлические прессы, домкраты, мультипликаторы, подъемники и др.).

Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность может осуществляться двумя методами: аналитическим и графическим.

### *Аналитический метод*

Сила гидростатического давления, действующего на плоские поверхности, определяется по формуле (1.20) в виде

$$F = p_c S, \quad (1.22)$$

где  $p_c$  – гидростатическое давление, действующее в центре тяжести данной плоской фигуры (точка  $C$  на рис. 1.3).

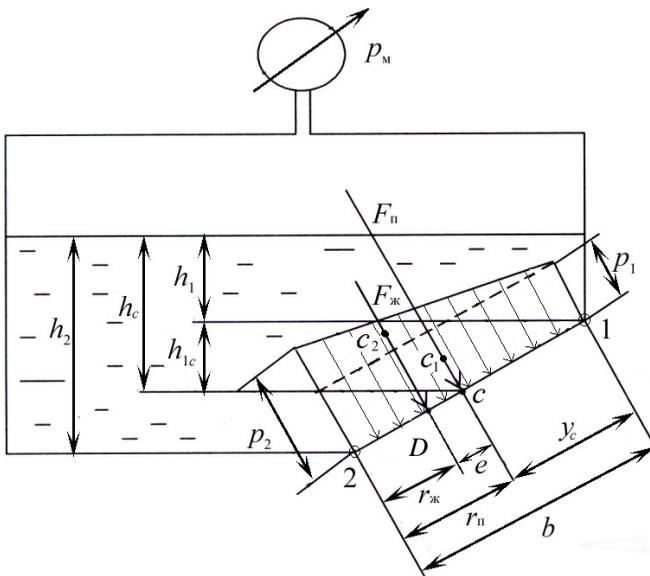


Рис. 1.3. Расчетная схема для определения силы гидростатического давления

Давление  $p_C$  находится с помощью основного уравнения гидростатики (1.21) в виде

$$p_C = p_0 + \gamma h_C, \quad (1.23)$$

где  $h_C$  – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой плоской фигуры от горизонтальной плоскости, на которой давление  $p_0$  определено граничными условиями.

Давление жидкости на заданной поверхности  $p_0$  часто является известным. Например, в случае, представленном на рис. 1.3, давление  $p_0 = p_m$  (находится по показанию манометра).

При подстановке в формулу (1.23) численного значения давления  $p_0$  необходимо выбрать вид шкалы давлений (абсолютное или избыточное). В большинстве практических задач условие равновесия рассматриваемой фигуры определяется разностью значений гидростатического давления, действующего внутри резервуара, и давления окружающей среды (обычно атмосферного), действующего на данную фигуру снаружи резервуара. Поэтому в таких случаях использование в расчетах значения избыточного давления позволит значительно их сократить.

Когда по условиям задачи требуется определить момент силы гидростатического давления, расчеты упрощаются при вычислении не полной силы гидростатического давления на рассматриваемую плоскую фигуру по формуле (1.22), а ее составляющих: силы Паскаля  $F_{\Pi}$  и силы давления от веса жидкости  $F_{ж}$ .

Сила Паскаля  $F_{\Pi}$ , которая возникает в результате давления на граничную поверхность жидкости в резервуаре и слоев жидкости, расположенных над верхней точкой рассматриваемой фигуры (точка 1 на рис. 1.3), определяется по формуле

$$F_{\Pi} = p_1 S, \quad (1.24)$$

где  $p_1$  – давление в верхней точке рассматриваемой фигуры.

Сила  $F_{ж}$  создается весом слоя жидкости, расположенного в пределах рассматриваемой фигуры:

$$F_{ж} = \gamma h_{1C} S, \quad (1.25)$$

где  $h_{1C}$  – глубина погружения центра тяжести рассматриваемой фигуры от горизонтальной плоскости, проходящей через верхнюю точку фигуры (см. рис. 1.3).

Давление в точке 1 (см. рис. 1.3) согласно уравнению (1.21)

$$p_1 = p_m + \gamma h_1. \quad (1.26)$$

Обе составляющие,  $F_{\Pi}$  и  $F_{ж}$ , действуют по нормали к поверхности плоской фигуры, но приложены в разных точках. Сила  $F_{\Pi}$  по закону Паскаля равномерно распределяется по поверхности рассматриваемой фигуры и приложена в центре ее тяжести (точка  $C$ , рис. 1.3). Сила  $F_{ж}$  распределяется по поверхности фигуры неравномерно, и ее результирующая приложена в точке  $D$ , которая смещена вниз вдоль фигуры от точки  $C$  на величину  $e$ , называемую эксцентриситетом силы:

$$e = \frac{I_C}{y_C S}, \quad (1.27)$$

где  $I_C$  – центральный момент инерции рассматриваемой фигуры относительно горизонтальной оси, которая лежит в плоскости и проходит через центр тяжести фигуры;

$y_C$  – расстояние вдоль фигуры между горизонтальной плоскостью, проходящей через верхнюю точку фигуры, и ее центром тяжести.

Формулы для определения параметров, входящих в формулу (1.27), приведены в прилож. 8.

### ***Графический метод***

Для определения силы гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, графическим методом предварительно необходимо построить эпюру давления, действующего на рассматриваемую фигуру.

Эпюрой гидростатического давления называется график, показывающий величину давления в каждой точке рассматриваемой фигуры. При построении эпюр удобнее использовать понятие «избыточное давление».

При построении эпюры ординаты давления, изображаемые стрелками в стандартном масштабе, откладываются по нормали к поверхности со стороны нагрузки (стрелки должны упереться в рассматриваемую фигуру).

Основное уравнение гидростатики (1.21) представляет собой линейную функцию, поэтому если поверхность плоская, то для построения эпюры достаточно определить давление в двух точках на концах отрезка, представляющего сечение рассматриваемой поверхности (точки 1 и 2 на рис. 1.3).

Основное уравнение гидростатики для определения давления в точке 1 представлено формулой (1.26), а для вычисления давления в точке 2 имеет следующий вид:

$$p_2 = p_m + \gamma h_2, \quad (1.28)$$

где  $h_2$  – глубина погружения самой нижней точки фигуры от горизонтальной поверхности, на которой давление равно  $p_m$ .

Ординаты значений давления  $p_1$  и  $p_2$  в соответствующих точках откладываются в масштабе по нормали к поверхности со стороны нагрузки и соединяются прямой линией.

Сила гидростатического давления, действующего на плоские фигуры, определяется как объем эпюры давления.

Точка приложения силы гидростатического давления находится на пересечении рассматриваемой фигуры с перпендикуляром, опущенным на нее из центра тяжести эпюры давления.

Если эпюра гидростатического давления представляет собой сложную фигуру, то для удобства расчетов ее целесообразно разбить на ряд простых. При этом каждая простая фигура будет соответствовать одной из составляющих силы гидростатического давления. Например, если считать, что показанная на рис. 1.3 наклонная поверхность, на которую действует искомая сила, является прямоугольником, то эпюра давления будет представлять собой призму с трапециевидальными основаниями. Поскольку центр тяжести трапеции находится более сложно, чем треугольника, то в данном случае при определении момента силы давления эпюру следует разбить на параллелепипед, объем которого определяет силу Паскаля  $F_{II}$  с центром тяжести  $C_1$ , и треугольную призму, объем которой соответствует силе весового давления слоя жидкости  $F_{ж}$  с центром тяжести  $C_2$ .

Определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность усложняется тем, что действующие силы в различных точках криволинейной поверхности имеют разные направления. Поэтому сила гидростатического давления разбивается на вертикальные и горизонтальные составляющие.

Результирующая сила гидростатического давления на криволинейную поверхность в общем случае определяется по формуле

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}, \quad (1.29)$$

где  $F_x, F_y$  – горизонтальные составляющие, действующие по направлению осей  $x$  и  $y$ ;

$F_z$  – вертикальная составляющая по направлению оси  $z$  (рис. 1.4).

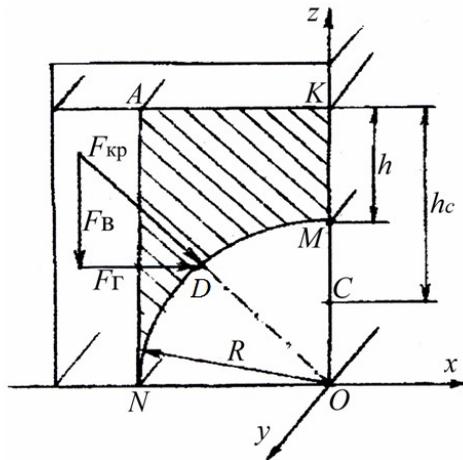


Рис. 1.4. Схема к определению силы давления на криволинейную поверхность

В практических инженерных задачах в основном рассматриваются случаи, когда криволинейная поверхность симметрична оси  $y$ , тогда составляющая  $F_y = 0$  и выражение (1.29) для цилиндрической симметричной поверхности имеет следующий вид:

$$F_{кр} = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}. \quad (1.30)$$

Горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность определяется по формуле

$$F_{\Gamma} = F_x = p_C S, \quad (1.31)$$

где  $p_C$  – избыточное давление в центре тяжести плоской поверхности (точка  $C$ , рис. 1.4), являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость  $zOy$ , которое определяется по формуле (1.23);

$S$  – площадь плоской поверхности, являющейся проекцией криволинейной поверхности на вертикальную плоскость  $zOy$ .

Вертикальная составляющая определяется по формуле

$$F_{\text{В}} = F_z = \gamma V_{\text{т.д}}, \quad (1.32)$$

где  $\gamma$  – удельный вес жидкости (прилож. 2);

$V_{\text{т.д}}$  – объем тела давления, заключенный между криволинейной поверхностью, вертикальными плоскостями, проходящими через начало и окончание криволинейной поверхности, и горизонтальной плоскостью, где избыточное давление равно нулю (на рис. 1.4 сечение объема тела давления заштриховано).

Результирующая сила гидростатического давления  $F_{\text{кр}}$  всегда действует нормально к поверхности. Направление результирующей силы  $F_{\text{кр}}$  определяется углом  $\alpha$  к горизонту по формуле

$$\alpha = \arctg \frac{F_{\text{В}}}{F_{\Gamma}}. \quad (1.33)$$

Точка приложения результирующей силы гидростатического давления  $F_{\text{кр}}$  (точка  $D$ , рис. 1.4) обычно определяется геометрическим построением в масштабе сил  $F_{\Gamma}$  и  $F_{\text{В}}$ . Горизонтальная составляющая  $F_{\Gamma}$ , проходящая через центр симметрии проекции криволинейной поверхности на вертикальную плоскость  $zOy$ , направлена со стороны действия жидкости в случае положительного значения давления  $p_C$  или со стороны окружающей среды в случае отрицательного значения давления  $p_C$  в формуле (1.31). Вертикальная составляющая  $F_{\text{В}}$  проходит через центр тяжести тела давления. Если взаимное положение тела давления и жидкости относительно криволинейной поверхности совпадают, то сила  $F_{\text{В}}$  направлена со стороны жидкости. Если тело давления и жидкость находятся по разные стороны от рассматри-

ваемой криволинейной поверхности, то сила  $F_v$  направлена со стороны окружающей среды.

Задача по определению точки приложения результирующей силы гидростатического давления  $F_{кр}$  значительно облегчается в том случае, когда рассматриваемая поверхность является сферической или цилиндрической с круговой направляющей. В этом случае направление действия результирующей силы  $F_{кр}$  совпадает с радиусом цилиндрической или сферической поверхностей, т. к. сила гидростатического давления действует по нормали к поверхности.

### А. Определение силы гидростатического давления на плоскую поверхность

#### *Задание*

1. Двумя методами – аналитическим и графическим – определить величину, точку приложения и момент силы гидростатического давления, действующей на плоский прямоугольный люк относительно оси, проходящей по его нижнему основанию, при следующих заданных параметрах (табл. 1.3, рис. 1.5): показание мановакуумметра на крышке резервуара  $p_{мв}$ ; заглубление верхней точки люка под уровень жидкости в резервуаре  $h_1$ ; размеры прямоугольного люка  $a$  и  $b$ ; угол наклона люка  $\alpha$ ; вид жидкости в резервуаре.

2. Сравнить решения, полученные двумя методами.

Таблица 1.3

Индивидуальные данные

Предпоследняя цифра шифра*	$p_{мв}$ , МПа	$h_1$ , см	Последняя цифра шифра*	$a$ , мм	$\alpha$ , град.
0	-0,020	300	0	2000	25
1	-0,015	250	1	1900	30
2	-0,010	220	2	1800	35
3	-0,005	200	3	1700	40
4	0,005	180	4	1600	45
5	0,010	160	5	1500	50
6	0,015	140	6	1400	55
7	0,020	120	7	1300	60
8	0,025	100	8	1200	65
9	0,030	80	9	1100	70

Первая буква имени студента	$b$ , мм	Жидкость	Первая буква имени студента	$b$ , мм	Жидкость
А	1200	Вода	П	600	Нефть
Б	1100	Бензин	Р	500	Масло моторное
В	1000	Глицерин	С	1200	Молоко
Г	900	Керосин	Т	1100	Топливо дизельное
Д	800	Спирт	У	1000	Вода
Е	700	Нефть	Ф	900	Бензин
Ж	600	Масло моторное	Х	800	Глицерин
З	500	Молоко	Ц	700	Керосин
И	1200	Топливо дизельное	Ч	600	Спирт
К	1100	Вода	Ш	500	Нефть
Л	1000	Бензин	Щ	1200	Масло моторное
М	900	Глицерин	Э	1100	Молоко
Н	800	Керосин	Ю	1000	Топливо дизельное
О	700	Спирт	Я	900	Вода

\* Шифр присваивается каждому студенту преподавателем.

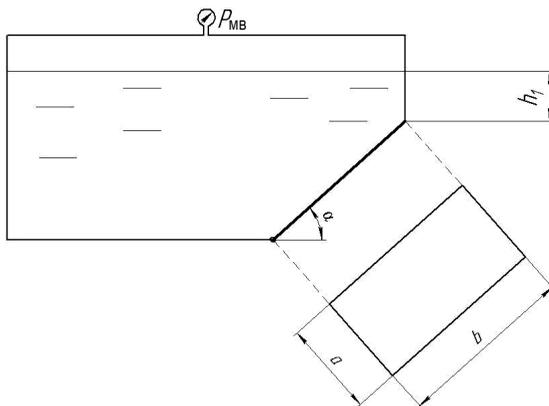


Рис. 1.5. Расчетная схема

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.  
 Практическая работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### **Пример расчета**

#### *Исходные данные*

Резервуар с боковой наклонной откидной стенкой прямоугольной формы (рис. 1.6); ширина крышки (в направлении, перпендикулярном чертежу)  $A = 0,6$  м; высота  $B = 1,2$  м (расстояние 1–2); площадь крышки  $S = 0,72$  м<sup>2</sup>; расстояние  $h_C = 0,52$  м; глубина  $h_2 = 1,04$  м; жидкость – вода (удельный вес 9810 Н/м<sup>3</sup>).

Требуется определить момент, создаваемый силой гидростатического давления, действующего на наклонную прямоугольную крышку, относительно оси, проходящей по ее нижнему основанию.

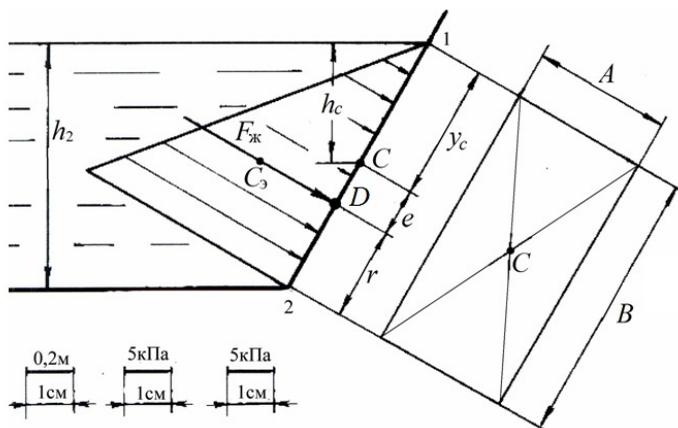


Рис. 1.6. Схема к расчету силы давления на плоскую поверхность

Пример расчета иллюстрирует методику решения задачи для частного случая и не полностью соответствует заданиям студентов, что необходимо учитывать при самостоятельной работе над индивидуальным заданием.

#### *Аналитический метод*

В данном примере внешнее давление, действующее через жидкость на крышку, является атмосферным. С противоположной стороны

на крышку действует также атмосферное давление. Поэтому числовые величины, характеризующие давление, для расчетов удобно принимать по шкале избыточного давления:  $p_{\text{атм (изб)}} = 0$ .

Таким образом, в этом случае из сил, действующих на крышку, будет не скомпенсирована только сила весового давления жидкости, которая рассчитывается по формуле (1.25):

$$F_{\text{ж}} = \gamma h_c S = 9,81 \text{ кН/м}^3 \cdot 0,52 \text{ м} \cdot 0,72 \text{ м}^2 = 3,67 \text{ кН}.$$

Для определения момента силы находится точка  $D$  ее приложения, для чего по формуле (1.27) вычисляется эксцентриситет:

$$e = \frac{I_c}{y_c S} = \frac{A \frac{B^3}{12}}{\frac{B}{2} AB} = \frac{B}{6} = \frac{1,2 \text{ м}}{6} = 0,2 \text{ м}.$$

Соответственно, плечо силы давления

$$r = \frac{B}{2} - e = \frac{1,2 \text{ м}}{2} - 0,2 \text{ м} = 0,4 \text{ м}.$$

Момент силы давления определяется по формуле

$$M = F_{\text{ж}} r = 3,67 \text{ кН} \cdot 0,4 \text{ м} = 1,47 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

#### *Графический метод*

Определяются значения давления в верхней и нижней точках крышки (точки 1 и 2). Значение  $p_1 = 0$ . Давление в точке 2 определяется при помощи основного уравнения гидростатики (1.21):

$$p_2 = p_1 + \gamma h_2 = 0 + 9,81 \text{ кН/м}^3 \cdot 1,04 \text{ м} = 10,2 \text{ кПа}.$$

Выбираются геометрический масштаб и масштаб для давления (см. рис. 1.6), строится соответствующая эпюра давления. Она в данном примере представляет собой треугольную призму (на рис. 1.6 видно только одно основание призмы), т. е. достаточно простую фигуру, не требующую дополнительных преобразований.

Сила давления определяется как объем эпюры, в данном случае треугольной призмы:

$$F_{\text{ж}} = V_3 = S_3 A = \frac{1}{2} p_2 BA = \frac{1}{2} 10,2 \text{ кПа} \cdot 1,2 \text{ м} \cdot 0,6 \text{ м} = 3,67 \text{ кН},$$

где  $S_3$  – площадь эпюры (треугольного основания призмы).

Находится точка  $D$  приложения силы давления, для чего через центр тяжести эпюры  $C_3$  проводится перпендикуляр до пересечения с крышкой. Поскольку в данном примере среднее сечение призмы, параллельное основанию, представляет собой треугольник, то расстояние от точки 2 до точки  $D$  будет равно трети плеча силы давления:

$$r = \frac{1}{3} B = \frac{1,2 \text{ м}}{3} = 0,4 \text{ м}.$$

Этот же результат может быть получен путем непосредственного измерения указанной величины на чертеже.

Определяется момент силы давления:

$$M = F_{\text{ж}} r = 3,67 \text{ кН} \cdot 0,4 \text{ м} = 1,47 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Результат расчета получается таким же, как при использовании аналитического метода.

## **Б. Определение силы гидростатического давления на криволинейную поверхность**

### ***Задание***

Определить величину и точку приложения силы гидростатического давления, действующей на криволинейную стенку резервуара при следующих заданных параметрах (см. табл. 1.4, рис. 1.7): показание манометра, установленного на крышке резервуара  $p_m$ ; заглубление верхней точки криволинейной поверхности под уровень жидкости в резервуаре  $h$ ; вид жидкости в резервуаре; криволинейная поверхность представляет собой четвертую часть кругового цилиндра радиусом  $R$  и длиной  $l$  с горизонтальной осью.

Данные для расчета по согласованию с преподавателем принимаются по табл. 1.4 или выдаются преподавателем из других источников.

Таблица 1.4

## Индивидуальные данные

Предпоследняя цифра шифра*	$p_m$ , МПа	$h$ , см	Последняя цифра шифра*	$l$ , мм	$R$ , мм
0	-0,020	300	0	2000	1400
1	-0,015	250	1	1900	1300
2	-0,010	220	2	1800	1200
3	-0,005	200	3	1700	1100
4	0,005	180	4	1600	1000
5	0,010	160	5	1500	900
6	0,015	140	6	1400	800
7	0,020	120	7	1300	700
8	0,025	100	8	1200	600
9	0,030	80	9	1100	500

Окончание таблицы 1.4

Первая буква имени студента	Жидкость	Первая буква имени студента	Жидкость
А	Вода	П	Нефть
Б	Бензин	Р	Масло моторное
В	Глицерин	С	Молоко
Г	Керосин	Т	Топливо дизельное
Д	Спирт	У	Вода
Е	Нефть	Ф	Бензин
Ж	Масло моторное	Х	Глицерин
З	Молоко	Ц	Керосин
И	Топливо дизельное	Ч	Спирт
К	Вода	Ш	Нефть
Л	Бензин	Щ	Масло моторное
М	Глицерин	Э	Молоко
Н	Керосин	Ю	Топливо дизельное
О	Спирт	Я	Вода

\* Шифр присваивается каждому студенту преподавателем.

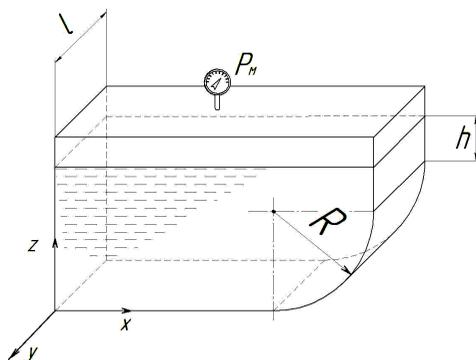


Рис. 1.7. Расчетная схема

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

Практическая работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### **Пример расчета**

#### *Исходные данные*

Определить силу гидростатического давления, действующую на криволинейную поверхность  $MN$  (см. рис. 1.4), представляющую собой четвертую часть кругового цилиндра радиусом  $R = 0,5$  м и длиной  $l = 3$  м. Заглубление верхней точки криволинейной поверхности под уровень воды  $h = 50$  см.

Пример расчета иллюстрирует методику решения задачи для частного случая и не полностью соответствует заданиям студентов, что необходимо учитывать при самостоятельной работе над индивидуальным заданием.

#### *Порядок расчета*

Криволинейная поверхность симметрична оси  $y$ , тогда сила  $F_y = 0$  и на криволинейную поверхность  $MN$  будут действовать две силы:  $F_x = F_\Gamma$  – горизонтальная составляющая,  $F_z = F_B$  – вертикальная составляющая.

По формуле (1.31) с учетом формулы (1.23) определяем горизонтальную составляющую, предварительно определив по прилож. 2 удельный вес воды  $\gamma_B = 9810 \text{ Н/м}^3$ :

$$F_\Gamma = p_C S = \gamma_B h_C R l = 9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,75 \text{ м} \cdot 0,5 \text{ м} \cdot 3 \text{ м} = 11\ 036 \text{ Н},$$

где  $h_C$  – глубина погружения центра тяжести (точка  $C$ ) проекции криволинейной поверхности  $MN$  на вертикальную плоскость  $zOy$ :

$$h_C = h + \frac{R}{2} = 0,5 \text{ м} + \frac{0,5 \text{ м}}{2} = 0,75 \text{ м};$$

$S$  – площадь проекции  $MN$  на вертикальную плоскость  $zOy$ :

$$S = Rl = 0,5 \text{ м} \cdot 3 \text{ м} = 1,5 \text{ м}.$$

По формуле (1.32) определяем вертикальную составляющую:

$$F_B = \gamma V_{т.д} = 9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,91 \text{ м}^3 = 8927 \text{ Н},$$

где  $V_{т.д}$  – объем тела давления (сечение  $NMKA$ ):

$$\begin{aligned} V_{т.д} &= (h + R)lR - \frac{\pi R^2}{4}l = \\ &= (0,5 \text{ м} + 0,5 \text{ м}) 3 \text{ м} \cdot 0,5 \text{ м} - \frac{3,14(0,5 \text{ м})^2}{4} 3 \text{ м} = 0,91 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

По формуле (1.30) определяем силу давления на криволинейную поверхность:

$$F_{кр} = \sqrt{F_\Gamma^2 + F_B^2} = \sqrt{(11\,036 \text{ Н})^2 + (8927 \text{ Н})^2} = 14\,166 \text{ Н}.$$

Точка приложения результирующей силы гидростатического давления  $F_{кр}$  (точка  $D$ , рис. 1.4) находится на пересечении рассматриваемой цилиндрической поверхности с прямой, проведенной от образующей оси (точка  $O$ , рис. 1.4) под углом  $\alpha$  к горизонту. Угол  $\alpha$  определяем по формуле (1.33):

$$\alpha = \arctg \frac{F_B}{F_\Gamma} = \arctg \frac{8927 \text{ Н}}{11\,036 \text{ Н}} = 39^\circ.$$

### Контрольные вопросы

1. Что называют эпюрой гидростатического давления? Для каких целей используют эпюры на практике?
2. Какое уравнение используется для определения гидростатического давления в заданных точках?

3. Какими свойствами гидростатического давления руководствуются при построении эпюры?
4. Что называется силой Паскаля, силой жидкости? Что дает деление суммарной силы гидростатического давления на две составляющие?
5. Как определяются точки приложения силы Паскаля и силы жидкости?
6. На какие составляющие делится сила гидростатического давления на криволинейную поверхность при решении практических задач?
7. Что означает выражение «криволинейная поверхность симметрична оси»?
8. Как определяется горизонтальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность?
9. Чему равна вертикальная составляющая силы гидростатического давления на криволинейную поверхность? Как определяется объем тела давления?
10. Как определяется точка приложения результирующей силы гидростатического давления?

## 1.4. Лабораторная работа

### ИЗМЕРЕНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ

#### *Цель работы:*

1. Ознакомиться с различными методами и приборами для измерения расхода жидкости.
2. Овладеть практическими навыками определения расхода жидкости различными методами.

#### Общие сведения

Расходом  $Q$  называется объем  $V$  или масса  $m$  жидкости, проходящей в единицу времени  $t$  через определенное поперечное сечение. В соответствии с этим различают два понятия расхода:

1) объемный расход  $Q_v$ , размерность которого представляет собой отношение объема ко времени ( $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , л/с);

2) массовый расход  $Q_m$ , размерность которого представляет собой отношение массы ко времени (кг/с, т/ч).

Для характеристики потоков чаще используют объемный расход. В дальнейшем для упрощения объемный расход будем обозначать символом  $Q$  без индекса.

При установившемся движении несжимаемой жидкости расход во всех сечениях потока одинаков и определяется уравнением постоянства расхода (уравнение неразрывности потока жидкости)

$$Q = vS = \text{const}, \quad (1.34)$$

где  $v$  – средняя скорость движения жидкости в данном сечении;

$S$  – площадь поперечного (живого) сечения потока жидкости.

Для определения расхода жидкости в гидравлических системах используют различные методы и приборы.

*Объемный метод* измерения расхода жидкости является косвенным. Измеряются объем жидкости  $V$  и время  $t$ , в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение потока:

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (1.35)$$

Для измерения расхода объемным методом используют мерный сосуд или механических счетчик. Мерным сосудом измеряется расход вытекающей из трубопровода жидкости, а счетчиком – расход жидкости в напорном трубопроводе.

При измерении расхода объемным способом измеряется время  $t$ , за которое мерный сосуд заполняется от начальной отметки указателя наполнения до конечной. По разности значений отметок определяется высота наполнения мерного сосуда  $h$  и вычисляется соответствующий объем жидкости  $V$ . Объем жидкости является произведением высоты наполнения мерного сосуда  $h$  и его площади поперечного сечения  $S_{м.с.}$ :

$$V = hS_{м.с.} \quad (1.36)$$

Зная объем жидкости  $V$  и время  $t$ , за которое был наполнен мерный сосуд, по формуле (1.35) определяют соответствующий расход  $Q$ .

При помощи мерного сосуда можно обеспечить высокую точность измерения расхода жидкости при условии применения емкости, наполнение которой происходит за достаточно большой промежуток времени. Чем больше промежутков, тем выше точность измерения. Погрешность измерения расхода определяется погрешностями прямых измерений объема  $\Delta V$  и времени  $\Delta t$ .

Абсолютная погрешность измерения объема  $\Delta V$  зависит от погрешности измерения высоты наполнения мерного сосуда  $\Delta h$ :

$$\Delta V = \Delta h S_{м.с.} \quad (1.37)$$

В свою очередь, абсолютная погрешность измерения высоты наполнения мерного сосуда  $\Delta h$  зависит от применяемого средства измерения и для уровнемера с миллиметровой шкалой может быть принята  $\pm 2$  мм с учетом двух измерений (при условии спокойной поверхности жидкости).

Абсолютная погрешность измерения времени  $\Delta t$  определяется неточностью включения и выключения секундомера и округлением при отсчете. Современные электронные секундомеры определяют время с точностью до сотых или тысячных долей секунды. Поэтому при их использовании абсолютная погрешность измерения зависит преимущественно от реакции человека при включении и выключении секундомера и может быть принята равной 0,4 с.

*Весовой метод* применяется для определения массового или объемного расхода жидкости, при котором измеряются масса жидкости  $m$  (взвешиванием) и время  $t$ , в течение которого происходит наполнение мерного сосуда.

Массовый расход весовым методом определяется по формуле

$$Q_m = \frac{m}{t}. \quad (1.38)$$

Для определения объемного расхода весовым методом необходимо правую часть формулы (1.38) разделить на плотность жидкости, расход которой определяется:

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = \frac{m}{\rho t}. \quad (1.39)$$

Весовой метод измерения расхода жидкости также является косвенным. В данном случае погрешность измерения расхода определяется погрешностями измерения массы, плотности и времени.

Плотность жидкости, значение которой зависит от температуры, определяется по справочным данным (прилож. 2, б), которые получены с высокой точностью, поэтому погрешностью определения плотности в инженерных расчетах можно пренебречь.

Абсолютная погрешность одного измерения массы  $\Delta m$  приближенно принимается равной цене минимального деления шкалы весов  $m'$ , а при необходимости выполнения в одном опыте двух и более измерений (например, массы тары и брутто) погрешность суммируется:  $\Delta m = m'n$ , где  $n$  – количество измерений.

Абсолютная погрешность измерения времени  $\Delta t$  такая же, как при объемном методе определения расхода.

### ***Приборы для измерения объемного расхода***

Для измерения расхода жидкости применяют специальные приборы – расходомеры. В зависимости от конструктивных особенностей и принципа действия расходомеры бывают тахометрические, дросселирующие, вихревые, электромагнитные, ультразвуковые и др. Все перечисленные приборы применяются для измерения объемного расхода, проходящего через поперечное сечение трубопровода в единицу времени.

*Тахометрические расходомеры* (счетчики) имеют в своей конструкции крыльчатку или турбину, которая вращается под действием потока жидкости или газа, и бывают соответственно крыльчатые или турбинные. По числу оборотов вала крыльчатки или турбины с помощью счетчика определяется объем жидкости или газа, прошедший через прибор. Фиксируя время, за которое прошел этот объем, по формуле (1.35) определяется расход. Крыльчатые счетчики устанавливаются на трубопроводы диаметром до 50 мм, а турбинные – более 50 мм. Счетчики имеют относительно невысокую стоимость и не требуют для своей работы источника питания. К недостаткам можно отнести следующие: наличие вращающихся частей, что негативно сказывается на надежности и долговечности прибора; влияние твердых веществ и посторонних предметов на работу прибора, что требует установки фильтра, нуждающегося в регулярном обслуживании; дополнительные потери энергии потока, которые не постоянны, а зависят от измеряемого расхода; относительно малый диапазон измерения расхода.

При использовании счетчика для определения расхода жидкости погрешность измерения объема  $\Delta V$  является величиной непостоянной и зависит от значения измеряемого расхода. Поэтому измерение расхода счетчиком не относится к высокоточным методам и используется только в инженерной практике.

*Дросселирующие расходомеры* (расходомеры перепада давления) представляют собой сужающие поток устройства, к которым относятся труба Вентури, диафрагма или сопло (рис. 1.8).

На рис. 1.8, *а* показана принципиальная схема расходомера Вентури, оснащенного пьезометрами. Для определения расхода по показаниям пьезометров находится перепад потенциального напора  $\Delta H_{\text{п}}$ , который возникает в сужающем устройстве. Расход  $Q$  определяется по тарировочному графику  $\Delta H_{\text{п}} = f(Q)$ .

На практике, как правило, дросселирующие расходомеры оснащаются не пьезометрами, а манометрами (рис. 1.8, *б*), дифманометрами (рис. 1.8, *в*) или электрическими датчиками давления – приборами для определения перепада давления  $\Delta p$  в сужающем устройстве расходомера. Расход  $Q$  определяется по перепаду давления  $\Delta p$  косвенным или прямым методом.

Дросселирующие расходомеры имеют невысокую стоимость, не требуют для своей работы источника питания, они надежны и долговечны за счет отсутствия движущихся частей. Недостаток таких расходомеров – дополнительные потери энергии за счет сужения потока.

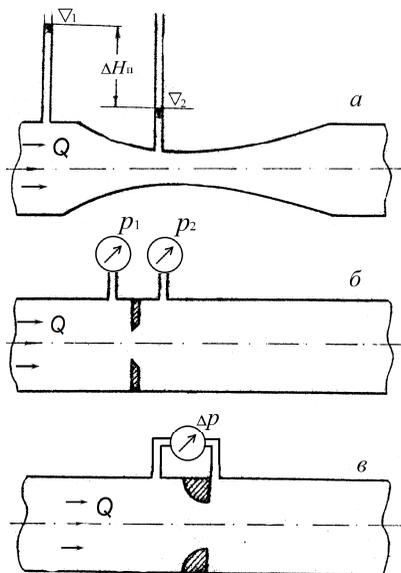


Рис. 1.8. Дросселирующие расходомеры:  
 а – труба Вентури с пьезометрами;  
 б – диафрагма с манометрами; в – сопло с дифманометром

Относительная погрешность измерения расхода жидкости дросселирующими расходомерами, зависящая от качества изготовления и тарировки прибора, находится в диапазоне 0,5 %–5,0 %.

Расходомер Вентури (см. рис. 1.8, а) является лучшим в гидравлическом отношении: он оказывает наименьшее сопротивление потоку жидкости. Недостатки данного прибора – сложность изготовления и относительно большие размеры.

Диафрагменный расходомер (см. рис. 1.8, б) оказывает наибольшее сопротивление потоку жидкости, но он наиболее простой в изготовлении и занимает мало места. Эти преимущества во многих случаях являются решающими, поэтому диафрагменные расходомеры получили широкое применение.

Расходомер «сопло» (см. рис. 1.8, в) по своим параметрам занимает промежуточное положение в сравнении с рассмотренными выше.

*Вихревые расходомеры* имеют в своей конструкции препятствие в потоке, которое создает вихревое течение. В результате вихреобразования возникают колебания, по частоте которых определяется

расход жидкости или газа. Преимуществом вихревых расходомеров является надежность и долговечность за счет отсутствия движущихся частей. К недостаткам можно отнести возникновение дополнительных потерь энергии из-за препятствия в потоке и влияние внешних вибраций и акустических волн на результаты измерений.

Действие *электромагнитных расходомеров* основано на законе электромагнитной индукции. Такие расходомеры оснащены магнитом. Жидкость, являющаяся проводником, движется между полюсами магнита. В результате возникает электродвижущая сила, пропорциональная скорости движения проводника. Расход жидкости определяется по величине напряжения, возникающего между двумя электродами. Электромагнитные расходомеры являются надежными и долговечными приборами за счет отсутствия движущихся частей. Они не создают дополнительного сопротивления потоку и позволяют измерять расход жидкости в большом диапазоне. К недостаткам можно отнести необходимость в источнике электропитания.

*Ультразвуковые расходомеры* имеют в своей конструкции два приемника-передатчика ультразвуковых сигналов, которые установлены на некотором расстоянии друг от друга вдоль потока. Такие расходомеры основаны на явлении изменения скорости распространения акустических колебаний в движущихся жидкостях или газах. Расход жидкости определяется по разности времени прохождения ультразвуковых сигналов по течению потока и против него. Эта разность пропорциональна скорости движения потока. Ультразвуковые расходомеры являются надежными и долговечными приборами за счет отсутствия движущихся частей. Они не создают дополнительного сопротивления потоку и могут устанавливаться на трубопроводы больших диаметров. Ультразвуковые расходомеры бывают стационарные и портативные (переносные). К недостаткам можно отнести необходимость в источнике электропитания, а также чувствительность к внешним вибрациям и акустическим волнам.

*Мерные водосливы* применяют для измерения расхода открытых потоков. Они позволяют измерять как относительно небольшие, так и значительные расходы жидкости. Поэтому водосливы нашли широкое применение для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях, например в мелиоративных каналах. Простая методика измерения способствовала распространению мерных водосливов также в лабораторной практике.

Мерный водослив представляет собой тонкую стенку, через которую переливается жидкость (рис. 1.9). Верхняя кромка водослива называется гребнем. По форме выреза в стенке такие водосливы делятся на следующие виды (рис. 1.9, *a–z*): прямоугольные (*a*); треугольные (*б*); трапециевидальные (*в*); криволинейные (*z*). Треугольная форма выреза (как правило, под углом 90°) применяется для измерения малых расходов и обычно используется в лабораторных условиях. Для измерения расхода воды в гидротехнических сооружениях чаще используется прямоугольная или трапециевидальная формы, которые лучше соответствуют поперечному профилю канала.

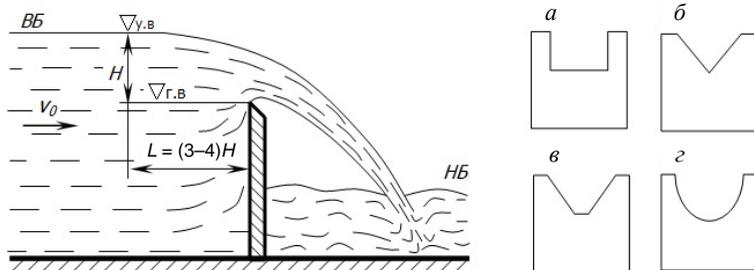


Рис. 1.9. Мерный водослив

При определении расхода  $Q$  с помощью водослива измеряется напор  $H$  над гребнем водосливного отверстия. Вблизи от гребня свободная поверхность жидкости искривлена, поэтому напор  $H$  измеряется на расстоянии  $L = (3-4)H$  от верховой грани водослива.

Расход водослива вычисляется по формуле

$$Q = mb\sqrt{2g}H_0^{\frac{3}{2}}, \quad (1.40)$$

где  $m$  – коэффициент расхода водослива;

$b$  – ширина водослива;

$H_0$  – полный напор на водосливе с учетом скорости подхода  $v_0$ :

$$H_0 = H + \frac{\alpha v_0^2}{2g},$$

где  $H$  – геометрический напор;

$\alpha$  – коэффициент Кориолиса.

Для водосливов, имеющих стандартные размеры, значение коэффициента расхода  $m$  приводится в справочниках. Нестандартные водосливы требуют тарировки, результаты которой представляют в виде графика  $Q = f(H)$ .

Если в справочной литературе для определенного водослива приводится коэффициент расхода  $m_0$ , в котором уже учтена скорость подхода  $v_0$ , то расход водослива определяется по формуле

$$Q = m_0 b \sqrt{2gH}^{\frac{3}{2}}. \quad (1.41)$$

Относительная погрешность измерения расхода зависит от точности изготовления водослива и может находиться в диапазоне 2 %–5 %.

В лабораторных опытах для измерения небольших расходов (до 40 л/с) часто применяются мерные водосливы Томсона с треугольным отверстием в тонкой стенке и центральным углом  $90^\circ$  (рис. 1.9, б). Такой тип водослива исследован на практике Томсоном при напорах от 5 до 25 см. На основании исследований получен следующий вид расчетной формулы для определения расхода,  $\text{м}^3/\text{с}$ , при подстановке напора  $H$ , м:

$$Q = 1,4H^{\frac{5}{2}}. \quad (1.42)$$

Относительная погрешность измерения расхода жидкости водосливом Томсона при надлежащем изготовлении и использовании составляет не более 1 %.

Формулы (1.40), (1.41) и (1.42) справедливы для условий, когда уровень воды с низовой стороны не поднимается выше гребня водослива. В противном случае для подтопленного водослива формулы (1.40) и (1.41) примет вид:

$$Q = m\sigma_{\Pi} b \sqrt{2gH}^{\frac{3}{2}}; \quad (1.43)$$

$$Q = m_0\sigma_{\Pi} b \sqrt{2gH}^{\frac{3}{2}}. \quad (1.44)$$

Числовые значения коэффициента подтопления  $\sigma_{\Pi}$  приводятся в справочной литературе.

## Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 1.10.

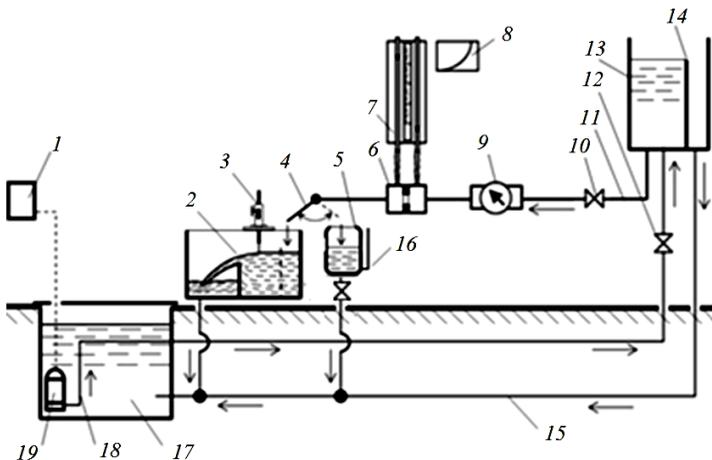


Рис. 1.10. Схема экспериментальной установки

Установка является циркуляционной и включает следующие основные элементы: резервуар 17, насос 19 с пультом управления 1, напорный трубопровод 18 с задвижкой 12, напорный бак 13, трубопровод 15 для отвода избыточной воды, трубопровод 11 с краном 10, счетчик воды 9, дросселирующий расходомер 6, мерный водослив 2 и мерный сосуд 5. Для поддержания постоянного напора в баке 13 имеется водосливная перегородка 14. Для определения расхода воды дросселирующий расходомер 6 имеет стенд с пьезометрами 7 и тарифовочный график 8. Для определения отметок в мерном водосливе 2 применяется игольчатый уровнемер 3. Мерный сосуд 5 снабжен уровнемером 16 с миллиметровой шкалой. Трубопровод 11 имеет шарнирный наконечник 4 для направления потока в мерный водослив 2 или мерный сосуд 5.

Установка работает следующим образом: вода из резервуара 17 при помощи насоса 19 по трубопроводу 18 подается в бак 13. Избыток воды переливается через гребень перегородки 14 и отводится по трубопроводу 15 обратно в резервуар 17. Вода из бака 13 поступает

в трубопровод 11, который имеет кран 10 для изменения расхода воды. Расход воды измеряется счетчиком 9, дросселирующим расходомером 6, мерным водосливом 2 и мерным сосудом 5. Из мерного водослива 2 и мерного сосуда 5 вода сбрасывается в резервуар 17 для повторного использования.

Для определения горизонтальных отметок мерный водослив 2 оборудован игольчатым уровнем 3 (рис. 1.11).

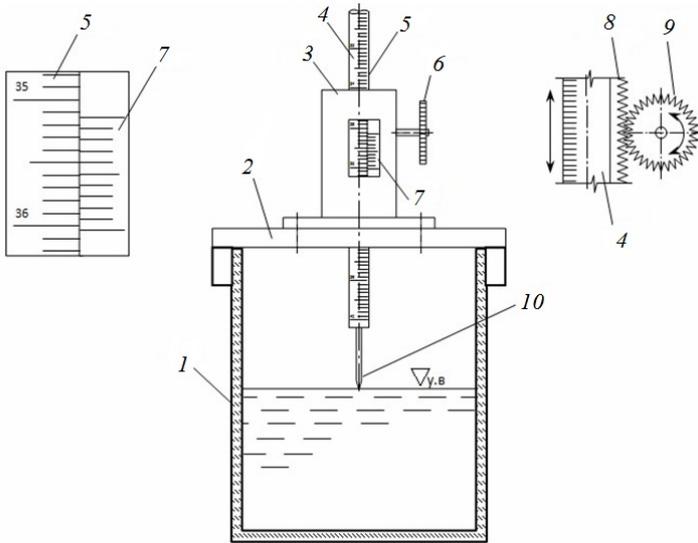


Рис. 1.11. Игольчатый уровень

Игольчатый уровень (рис. 1.11) состоит из иглы 10, закрепленной на нижнем конце вертикальной штанги 4, на лицевую сторону которой нанесена линейка 5. С обратной стороны вертикальной штанги 4 закреплена продольная зубчатая рейка 8, находящаяся в зацеплении с зубчатым колесом 9, которое приводится в действие вращением воротка 6. При этом штанга 2 перемещается вверх или вниз в специальной обойме 3, в которой имеется прямоугольное окошко, снабженное нониусом 7. Обойма 3 крепится к подставке 2, которая, в свою очередь, присоединена к стенкам 1 водослива.

Определение отметок игольчатым уровнем осуществляют следующим образом: вращением воротка 6 опускают вертикальную

штангу 4 до соприкосновения острия иглы 10 с поверхностью воды, отметка которой определяется (например, на рис. 1.11 показано определение отметки уровня воды  $\nabla_{y.в.}$ ). Далее по миллиметровой шкале линейки 5 и верхней риске нониуса 7 определяется искомая отметка с точностью до 1 мм. При необходимости отметку можно определить с точностью 0,1 мм. Десятые доли миллиметра определяются по риске нониуса 7, которая совпадает с одной из рисок линейки 5. Например, на рис. 1.11 отметка составляет 35,1 см, или 35,14 см.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.5–1.8 сведения о приборах: марку и характеристики счетчика по паспортным данным (минимальный  $Q_1$ , переходный  $Q_2$ , номинальный  $Q_n$  и максимальный  $Q_4$  расходы воды, относительные погрешности  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$ ); вид дросселирующего расходомера и его относительную погрешность  $\varepsilon$ ; вид мерного водослива и его максимальную относительную погрешность  $\varepsilon$ ; отметку гребня мерного водослива  $\nabla_{г.в.}$ ; площадь дна мерного сосуда  $S_{м.с.}$ .

2. Предъявить подготовленные материалы преподавателю и получить разрешение на проведение работы.

Таблица 1.5

Результаты измерения расхода счетчиком

Марка счетчика	$Q_1$ , м <sup>3</sup> /ч	$Q_2$ , м <sup>3</sup> /ч	$Q_n$ , м <sup>3</sup> /ч	$Q_4$ , м <sup>3</sup> /ч	$\varepsilon_1$ , %	$\varepsilon_2$ , %	$V$ , л	$t$ , с	$Q_{сч}$ , л/с	$\delta_{сч}$ , %

Таблица 1.6

Результаты измерения расхода дросселирующим расходомером

Вид расходомера	$\varepsilon$ , %	$H_{п1}$ , см	$H_{п2}$ , см	$\Delta H_{п}$ , см	$Q_{д.р.}$ , л/с	$\delta_{д.р.}$ , %

Таблица 1.7

Результаты измерения расхода мерным водосливом

Вид водослива	$\varepsilon$ , %	$\nabla_{г. в.}$ см	$\nabla_{у. в.}$ см	$H$ , см	$Q_{м. в.}$ л/с	$\delta_{м. в.}$ %

Таблица 1.8

Результаты измерения расхода мерным сосудом

$S_{м. с.}$ дм <sup>2</sup>	$\nabla_1$ , мм	$\nabla_2$ , мм	$h$ , мм	$t$ , с	$V$ , л	$Q_{м. с.}$ л/с	$\Delta Q_{м. с.}$ л/с	$\varepsilon$ , %

3. Под руководством лаборанта или преподавателя включить установку, дождаться наполнения напорного бака, после чего при помощи крана установить определенный расход воды в трубопроводе и провести измерения.

4. Измерить и записать в табл. 1.5 время  $t$ , за которое через счетчик пройдет объем воды  $V$ .

5. Определить установившиеся отметки уровней воды в пьезометрах  $H_{п1}$  и  $H_{п2}$  дросселирующего расходомера и соответствующий перепад удельной энергии  $\Delta H_{п} = H_{п1} - H_{п2}$ , после чего по тарифовочному графику  $\Delta H_{п} = f(Q)$  определить расход воды  $Q_{д. р.}$ . Результаты занести в табл. 1.6.

6. Определить и записать в табл. 1.7 установившуюся отметку уровня воды  $\nabla_{у. в.}$  перед водосливом.

7. На короткое время перевести шарнирный наконечник из мерного водослива в мерный сосуд для заполнения его до начальной отметки  $\nabla_1$ . После успокоения поверхности жидкости измерить начальную отметку  $\nabla_1$  и занести в табл. 1.8.

8. Синхронно с включением секундомера снова перевести шарнирный наконечник из мерного водослива в мерный сосуд. После наполнения мерного сосуда примерно на 80 %–90 % перевести шарнирный наконечник назад в мерный водослив, синхронно выключив секундомер. После успокоения поверхности жидкости измерить конечную отметку  $\nabla_2$ . Полученные значения времени  $t$  и отметки  $\nabla_2$  занести в табл. 1.8.

## Обработка экспериментальных данных

1. По формуле (1.35) определить расход воды  $Q_{\text{сч}}$  по показаниям счетчика. Результаты занести в табл. 1.5.

2. Определить напор над гребнем водосливного отверстия  $H = \nabla_{\text{у. в}} - \nabla_{\text{г. в}}$ , после чего по формуле Томсона (1.42) определить расход воды  $Q_{\text{м. в}}$ . Результаты занести в табл. 1.7.

3. Определить высоту наполнения мерного сосуда  $h = \nabla_2 - \nabla_1$ , объем воды  $V$  по формуле (1.36) и соответствующий расход  $Q_{\text{м. с}}$  по формуле (1.35). Результаты занести в табл. 1.8.

4. Определить и записать в табл. 1.8 абсолютную погрешность измерения расхода воды мерным сосудом

$$\Delta Q_{\text{м. с}} = \pm \left[ \left( \frac{V}{t^2} \Delta t \right) + \left( \frac{1}{t} \Delta V \right) \right],$$

где  $\Delta t$ ,  $\Delta V$  – абсолютные погрешности измерения времени и объема соответственно.

5. Определить и записать в табл. 1.8 относительную погрешность измерения расхода мерным сосудом

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q_{\text{м. с}}}{Q_{\text{м. с}}} 100 \ %.$$

6. Сопоставить результаты определения расхода воды и сделать вывод о точности применяемых приборов, принимая значение расхода  $Q_{\text{м. с}}$ , который определен при помощи мерного сосуда, за истинное. Процентное отклонение  $\delta_i$  измеренного расхода воды  $Q_i$  от истинного значения  $Q_{\text{м. с}}$  определяется по формуле

$$\delta_i = \frac{Q_i - Q_{\text{м. с}}}{Q_{\text{м. с}}} 100 \ %.$$

Результаты занести в табл. 1.5–1.7.

В выводе обозначить также возможные причины возникновения погрешности измерения расхода различными методами.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## Контрольные вопросы и задания

1. Что такое расход жидкости? Какие понятия и основные единицы измерения используются для количественного определения расхода жидкости?

2. Запишите уравнение постоянства расхода (уравнение неразрывности потока жидкости) при установившемся движении несжимаемой жидкости.

3. Какие существуют методы и приборы для измерения расхода жидкости? Перечислите преимущества и недостатки различных приборов.

4. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется объем жидкости и время, в течение которого этот объем проходит через поперечное сечение? Запишите соответствующую формулу для определения расхода.

5. При каком методе расход измеряется механическим счетчиком? В чем заключается методика измерения?

6. Как называется метод измерения расхода, при котором определяется масса жидкости и время, в течение которого происходит наполнение мерного сосуда? Запишите соответствующие формулы для определения массового и объемного расхода.

7. Какие существуют разновидности дросселирующих расходомеров? В чем заключается методика измерения расхода?

8. В каких случаях используются мерные водосливы? В чем заключается методика измерения расхода?

9. Что такое точность измерения расхода? От чего зависит погрешность измерения расхода жидкости различными методами?

## 1.5. Лабораторная работа

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ

#### *Цель работы:*

1. Наглядно ознакомиться с различными режимами движения жидкости в напорной трубе.
2. Овладеть навыками определения режима движения жидкости расчетным способом.

#### Общие сведения

Английский ученый Осборн Рейнольдс в 1883 г. установил, что режим (характер) движения жидкости может быть принципиально различным.

Основой лабораторной установки Рейнольдса (рис. 1.12) является стеклянная труба, в которую из бака поступает вода. В ее поток через трубку малого диаметра подается краситель. Для исключения влияния архимедовой силы краситель должен иметь объемный вес как у воды, протекающей через стеклянную трубу.

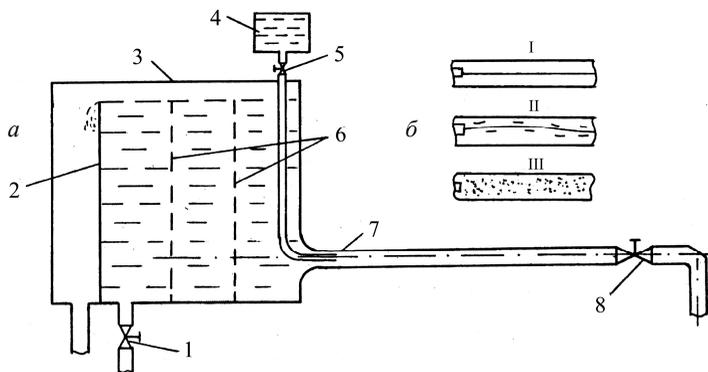


Рис. 1.12. Установка Рейнольдса:

- a* – схема установки: *I* – кран подачи воды; *2* – водослив для поддержания постоянного уровня воды в баке; *3* – бак; *4* – сосуд с окрашенной жидкостью; *5* – кран подачи окрашенной жидкости; *6* – решетки успокоительные;
- 7* – труба стеклянная; *8* – кран регулирования расхода воды;
- б* – наблюдаемый вид окрашенной жидкости: *I* – ламинарный режим; *II* – переходный режим; *III* – турбулентный режим

Наблюдая за перемещением красителя, можно судить о режиме движения жидкости. В результате таких наблюдений установлено, что при малых скоростях потока краситель движется параллельно стенкам трубы, не смешиваясь с окружающей жидкостью. Хорошо видна прямая окрашенная струйка жидкости (см. рис. 1.12, б, позиция I). Это позволяет сделать вывод, что в данных условиях частицы жидкости движутся по прямолинейным траекториям, создавая как бы отдельные слои или трубки жидкости. Такой режим называется *ламинарным*.

Если постепенно увеличивать скорость потока жидкости в стеклянной трубе, то, начиная с некоторой скорости, подкрашенная струйка жидкости примет волнообразное очертание, а затем в струйке появятся разрывы и она потеряет четкую форму (см. рис. 1.12, б, позиция II). Этот режим называется *переходным*, или неустойчивым.

При дальнейшем увеличении скорости, начиная с некоторого момента, краситель быстро перемешивается, равномерно окрашивая весь поток жидкости. Это говорит о том, что в данном случае частицы жидкости помимо основного направления вдоль трубы двигаются хаотично во всех направлениях. При этом местная мгновенная скорость в потоке непрерывно изменяется по величине и направлению, т. е. наблюдается пульсация скорости (см. рис. 1.12, б, позиция III). Такой режим называется *турбулентным*.

Турбулентное движение, в отличие от ламинарного, является по своей природе движением неустановившимся, даже в том случае, если происходит при не изменяющемся во времени напоре. Движение частиц при турбулентном режиме напоминает тепловое движение молекул газа. В результате перемешивания жидкости при турбулентном режиме ее движения существенно увеличиваются потери энергии. В то же время при турбулентном режиме улучшаются условия тепло- и массообмена, что используется во многих технологических процессах. Поэтому точное определение режима движения жидкости имеет большое значение при решении многих инженерных задач.

Судить о режиме движения жидкости в трубах на основании лабораторных исследований, ввиду их трудоемкости, в большинстве случаев нецелесообразно, поэтому на практике вид режима определяют с помощью критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (1.45)$$

где  $v$  – средняя скорость движения жидкости;  
 $d$  – внутренний диаметр трубопровода;  
 $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

В формуле (1.45) средняя скорость движения жидкости  $v$  определяется из уравнения неразрывности (1.34):

$$v = \frac{Q}{S}, \quad (1.46)$$

где  $Q$  – расход жидкости;  
 $S$  – площадь поперечного сечения потока жидкости.

По своей физической природе критерий Рейнольдса представляет собой отношение сил инерции к силам вязкости (его можно также рассматривать как отношение кинетической энергии потока жидкости к работе сил сопротивления).

При малых числах  $Re$  характер движения определяется силами вязкости, которые препятствуют возникновению и развитию пульсаций. В результате в потоке поддерживается ламинарный режим.

При больших числах  $Re$  пульсации скоростей и связанные с ними инерционные силы возрастают настолько, что вязкость больше не может служить препятствием хаотичному движению частиц жидкости, т. е. в потоке будет иметь место турбулентный режим.

В напорных трубах круглого сечения, в среднем при  $Re < 2300$  (нижнее критическое число) имеет место устойчивый ламинарный режим движения, а при  $Re > 4000$  (верхнее критическое число) – устойчивый турбулентный режим.

Если  $2300 < Re < 4000$ , то наблюдается неустойчивый (переходный) режим. В потоке возникают пульсации, которые постепенно затухают, т. е. на отдельных участках потока ламинарный и турбулентный режим сменяют друг друга.

По формуле (1.45) соотношение сил инерции и вязкости определяется приближенно, т. к. не все факторы, оказывающие влияние на режим движения, при этом учитываются. Поэтому приводимые в литературе величины критических чисел справедливы только для средних условий, обычно встречающихся в практике. Например, в потоках, имеющих повышенную шероховатость стенок либо резкие изменения формы поперечного сечения, турбулизация наступает при меньших значениях  $Re$ . Наоборот, отсутствие внешних вибраций

и плавное сужение потока способствуют сохранению ламинарного режима при больших числах  $Re$  (в лабораторных исследованиях удавалось получить ламинарный режим при  $Re = 150\,000$ , однако при этом малейшее возмущение переводит режим в турбулентный).

В природе и технике имеет место в основном турбулентный режим движения жидкостей. Ламинарный наблюдается при движении жидкостей повышенной вязкости (нефти, битума, мазута, смазочных масел и др.), а также при движении жидкостей в трубках малого диаметра (капиллярах, порах грунта).

### **Описание экспериментальной установки**

Работа проводится на установке Рейнольдса (рис. 1.12), в которой стеклянная трубка 7 для наблюдения режимов движения жидкости может располагаться как горизонтально, так и вертикально. Для определения расхода жидкости используется весовой метод.

### **Порядок выполнения работы**

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, занести в табл. 1.9 значение внутреннего диаметра  $d$  стеклянной трубы.

2. Открыть кран подачи подкрашенной жидкости.

3. Открытием крана регулирования расхода воды установить ламинарный режим движения, при котором струйка подкрашенной жидкости движется по прямолинейной траектории. После наблюдения выключить подачу подкрашенной жидкости в целях ее экономии и произвести измерения температуры воды  $T_v$  и установившегося расхода воды весовым методом. Результаты измерения массы тары (мерного сосуда)  $m_t$ , общей массы брутто (мерного сосуда с водой)  $m_{бр}$ , а также время его наполнения  $t$  занести в табл. 1.9.

4. Дальнейшим открытием крана регулирования расхода воды установить переходный режим. Провести аналогичные наблюдения и измерения, сделать записи.

Таблица 1.9

## Результаты измерений и расчетов

Наблюдаемый режим движения	$T_{в},$ °C	$m_{т},$ кг	$m_{бр},$ кг	$m_{н},$ кг	$t,$ с	$Q,$ см <sup>3</sup> /с	$v,$ см/с	$\nu,$ см <sup>2</sup> /с	Re	Расчетный режим движения
1. Ламинарный										
2. Переходный										
3. Турбулентный										
Внутренний диаметр $d = \underline{\hspace{2cm}}$ мм										

5. Полным открытием крана регулирования расхода воды установить турбулентный режим. Произвести аналогичные наблюдения и измерения, сделать записи.

### Обработка экспериментальных данных

Определить и записать в табл. 1.9:

- а) массу нетто (воды в мерной емкости)  $m_{н} = m_{бр} - m_{т}$ ;
- б) расход воды  $Q$  по формуле (1.39);
- в) среднюю скорость потока  $v$  по формуле (1.46);
- г) кинематический коэффициент вязкости воды  $\nu$  по прилож. 5.
- д) число Рейнольдса Re по формуле (1.45);
- е) расчетный режим движения воды, сравнивая значение критерия Рейнольдса Re с критическими числами;
- ж) сделать обоснованный вывод о соответствии расчетных и наблюдаемых режимов движения.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы

1. Какие существуют режимы движения жидкости? Как можно охарактеризовать траектории движения частиц жидкости при различных режимах?
2. Какое практическое значение имеет умение определять режимы движения жидкости?
3. Как на практике определяются режимы движения жидкости?
4. От каких основных параметров зависит режим движения жидкости?
5. Что такое критерий Рейнольдса и критические числа?

## 1.6. Лабораторная работа

### ОПЫТНАЯ ИЛЛЮСТРАЦИЯ УРАВНЕНИЯ БЕРНУЛЛИ

#### *Цель работы:*

1. Опытным путем изучить распределение энергии в напорном установившемся потоке жидкости.
2. Овладеть навыками определения и графического представления энергетических параметров напорного потока жидкости.

#### Общие сведения

Каждая движущаяся частица жидкости обладает механической (потенциальной и кинетической) энергией. Поскольку количество этой энергии зависит от величины самой частицы, то при гидравлических расчетах в целях удобства сопоставления результатов принято рассматривать механическую энергию частицы жидкости единичного веса, т. е. энергию, приходящуюся на единицу силы тяжести, действующей на жидкость. Эту энергию называют удельной энергией, или напором. Напор определяется как отношение механической энергии данной частицы к ее весу, следовательно размерность напора может быть представлена в единицах длины, например в СИ: Дж/Н = Н·м/Н = м.

Уравнение Бернулли выражает закон сохранения энергии и показывает соотношение различных видов удельной механической энергии для частиц жидкости, проходящих путь между двумя поперечными сечениями слабodeформированного установившегося потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_{1-2}, \quad (1.47)$$

или

$$H_1 = H_2 + h_{1-2}, \quad (1.47^*)$$

где  $p$  – давление в центре тяжести соответствующего сечения;  
 $\gamma$  – объемный вес жидкости;

$v$  – средняя скорость потока в соответствующем поперечном сечении;

$g$  – ускорение свободного падения;

$\alpha$  – коэффициент Кориолиса.

В уравнениях (1.47) и (1.47\*) индексы 1 и 2 обозначают номер поперечного сечения потока, к которому относится рассматриваемая величина. Остальные обозначения величин, составляющих уравнение Бернулли, их физический и геометрический смысл, способ графического изображения показаны в табл. 1.10.

Таблица 1.10

Основные составляющие уравнения Бернулли

Обозначение	Физический смысл	Название, принятое в гидравлике	Геометрический смысл	Графическое изображение
$z$	Удельная энергия положения	Напор геометрический	Высота геометрическая	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и центром тяжести сечения
$\frac{p}{\gamma}$	Удельная энергия давления	Напор пьезометрический	Высота пьезометрическая	Вертикальный отрезок между центром тяжести сечения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезометре)
$H_n = z + \frac{p}{\gamma}$	Потенциальная удельная энергия	Напор потенциальный	Высота потенциальная	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и пьезометрической линией (уровнем жидкости в пьезометре)

Обозначение	Физический смысл	Название, принятое в гидравлике	Геометрический смысл	Графическое изображение
$H_v = \frac{\alpha v^2}{2g}$	Кинетическая удельная энергия	Напор скоростной (динамический)	Высота скоростная (динамическая)	Вертикальный отрезок между пьезометрической и напорной линиями (проведенный вверх от уровня жидкости в пьезометре)
$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	Полная механическая удельная энергия	Напор полный гидродинамический	Высота полная гидродинамическая	Вертикальный отрезок между плоскостью сравнения и напорной линией
$h$	Потери удельной механической энергии	Потери напора	–	Вертикальный отрезок, равный разности полных напоров в соответствующих сечениях

Кинетическая энергия всего потока жидкости в заданном сечении, подсчитанная по значению средней скорости  $v$ , меньше фактической из-за сложной формы эпюры местных скоростей потока, поэтому в уравнение Бернулли (1.47) вводится поправочный коэффициент  $\alpha > 1$  – корректив кинетической энергии (коэффициент Кориолиса). В равномерном напорном потоке жидкости, двигающейся по круглым трубам, при ламинарном режиме  $\alpha = 2$ , а при турбулентном можно принимать в среднем  $\alpha = 1,1$ .

Взаимный переход потенциальной и кинетической энергии, который описывается уравнением Бернулли (1.47), проявляется в потоке, имеющем разные площади поперечных сечений. Наиболее удобной установкой, позволяющей изучить распределение видов энергии в потоке жидкости, является расходомер Вентури (рис. 1.13), относящийся к типу дросселирующих расходомеров. В данном

приборе границы потока изменяются плавно (угол конусности меньше  $10^\circ$ ), поэтому уравнение Бернулли может быть применено к любым поперечным сечениям расходомера.

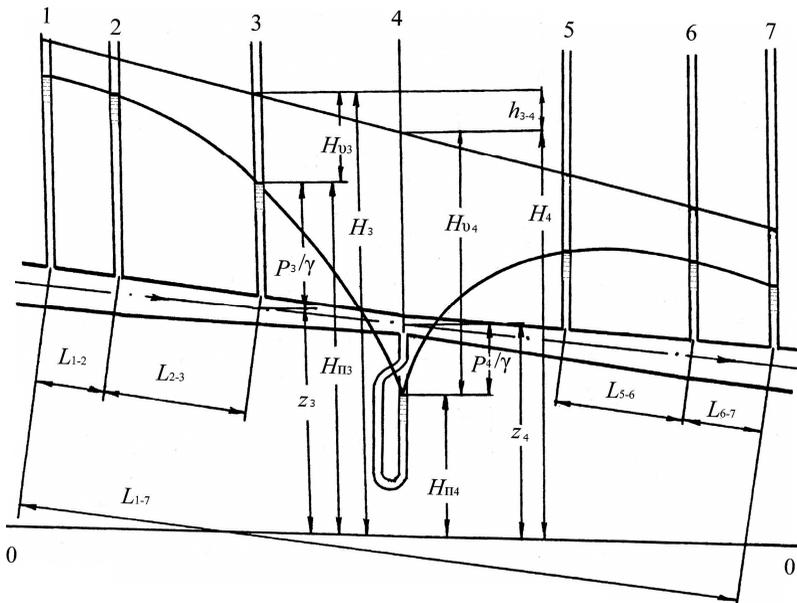


Рис. 1.13. Схема опытной установки

Для проведения исследований в определенных местах прибора подключены пьезометры, по установившимся отметкам жидкости в которых можно непосредственно определить потенциальный напор  $H_{П}$ , а зная площади поперечных сечений  $S$  и расход воды  $Q$ , проходящий через них, по уравнению неразрывности (1.34) можно определить среднюю скорость  $v$  и скоростной напор  $H_v$  в соответствующих сечениях. Сумма потенциального  $H_{П}$  и скоростного  $H_v$  напоров представляет собой полный гидродинамический напор  $H$  в поперечном сечении:  $H = H_{П} + H_v$ .

Изменение напора вдоль потока характеризуется уклонами:

а) гидравлическим (уклоном трения):

$$i = -\frac{\partial H}{\partial L}; \quad i_{\text{сп}} = \frac{H_1 - H_2}{L_2 - L_1} = \frac{h_{1-2}}{l_{1-2}}; \quad (1.48)$$

б) пьезометрическим:

$$i_{\text{п}} = -\frac{\partial H_{\text{п}}}{\partial L}; \quad i_{\text{п. ср}} = \frac{H_{\text{п1}} - H_{\text{п2}}}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta H_{\text{п}}}{l_{1-2}}; \quad (1.49)$$

в) геометрическим (уклоном геометрической оси потока):

$$i_{\text{г}} = -\frac{\partial z}{\partial L}; \quad i_{\text{г. ср}} = \frac{z_1 - z_2}{L_2 - L_1} = \frac{\Delta z}{l_{1-2}}, \quad (1.50)$$

где  $l_{1-2}$  – расстояние вдоль оси потока между сечениями 1 и 2.

На графиках характерные напоры в каждом поперечном сечении показываются линиями: напорной  $H = f_1(L)$ , пьезометрической  $H_{\text{п}} = f_2(L)$  и геодезической  $z = f_3(L)$ . Для их построения по оси абсцисс вдоль оси потока откладывается расстояние  $L$  от начального сечения до данного, а по оси ординат – соответствующие напоры (рис. 1.14).

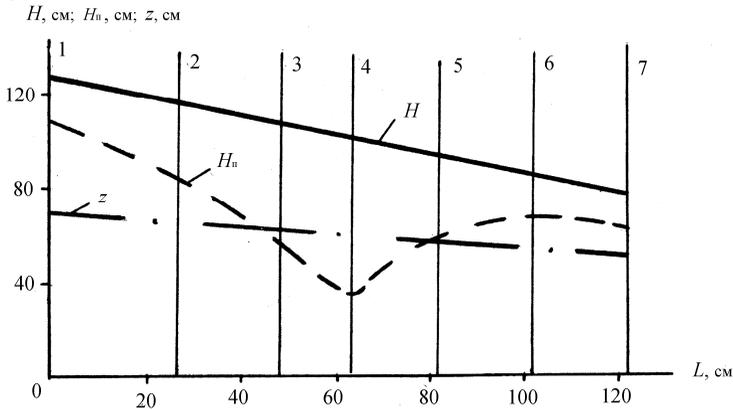


Рис. 1.14. Графическое изображение уравнения Бернулли:  
 $H$  – напорная линия;  $H_{\text{п}}$  – пьезометрическая линия;  $z$  – геодезическая линия

### Описание экспериментальной установки

В качестве опытной установки используется расходомер Вентури, установленный горизонтально или под углом к горизонту и представляющий собой участок трубопровода с плавно изменяющимся

диаметром поперечного сечения (рис. 1.13). По трубопроводу при проведении работы движется напорный поток воды. В семи точках прибора на расстоянии  $L$  друг от друга подключены пьезометры, которые объединены на общем щите и снабжены шкалой, имеющей общее начало отсчета – нулевую линию, обозначающую горизонтальную плоскость сравнения. Отсчет по такой шкале, взятый по уровню жидкости в пьезометре, дает непосредственно потенциальный напор  $H_n$ .

Для измерения расхода воды к начальному наибольшему сечению 1 и к наиболее узкому сечению 4 параллельно к основным пьезометрам подключены дополнительные трубки, отсчеты по которым обозначены соответственно  $\nabla_1$  и  $\nabla_2$ . Для удобства измерений дополнительные трубки установлены на краю щита отдельно от основных пьезометров.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой, определить и записать в табл. 1.11:

- а) значения площади  $S$  используемых в работе поперечных сечений;
- б) расстояние  $L$  до каждого сечения от начального сечения 1;
- в) геометрический напор  $z$  для начального сечения 1 и конечного 7 (при измерении учесть, что плоскость сравнения проходит через нулевую линию шкалы пьезометров).

2. Изучить порядок снятия отсчетов и места их записи в табл. 1.11 и 1.13.

3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров установились на одной отметке) измерить и записать в табл. 1.11 и 1.13:

- а) показания пьезометров, показывающих удельную потенциальную энергию (потенциальный напор  $H_n$ ) в сечениях 1–7;
- б) показания пьезометров  $\nabla_1$  и  $\nabla_2$  расходомера и их разность  $\Delta H_n = \nabla_1 - \nabla_2$ .

4. По тарировочному графику определить установившийся расход воды  $Q$ .

Таблица 1.11

## Напоры

Сечения	$S$ , см <sup>2</sup>	$L$ , см	$z$ , см	$H_n$ , см	$v$ , см/с	$H_v$ , см	$H$ , см	$\frac{p}{\gamma}$ , см
1		0						
2								
3								
4								
5								
6								
7								

Таблица 1.12

## Уклоны

Участок	$l$ , см	$\Delta z$ , см	$i_{г. ср}$	$\Delta H_n$ , см	$i_{п. ср}$	$h$ , см	$i_{ср}$
1–4							
4–7							

Таблица 1.13

## Расход

$V_1$ , см	$V_2$ , см	$\Delta H_n$ , см	$Q$ , л/с

**Обработка экспериментальных данных**

1. Определить и записать в табл. 1.11:

а) среднюю скорость потока воды  $v$  в сечениях с помощью уравнения неразрывности (1.34);

б) скоростные напоры  $H_v$ , причем коэффициент  $\alpha$  принять для турбулентного режима движения;

в) полные гидродинамические напоры

$$H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha v^2}{2g} = H_n + H_v.$$

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, в одинаковом масштабе линии: напорную  $H = f_1(L)$ , пьезометрическую  $H_p = f_2(L)$  и геодезическую  $z = f_3(L)$ . Геодезическая линия строится по двум известным значениям  $z$  в начальном сечении 1 и конечном 7, поскольку ось потока в данной лабораторной установке представляет собой прямую линию (рис. 1.14).

3. Определить и записать в табл. 1.11–1.13:

а) значения  $z$  для всех оставшихся сечений с помощью геодезической линии;

б) пьезометрические напоры  $\frac{P}{\gamma}$  для всех сечений из формулы

$$H_p = z + \frac{P}{\gamma};$$

в) длину  $l$  участков 1–4 и 4–7, а также разность геометрических  $\Delta z$  и потенциальных  $\Delta H_p$  напоров для этих участков согласно формулам (1.50) и (1.49) соответственно;

г) потери напора  $h$ , которые определяются разностью полных напоров  $H$  для участков 1–4 и 4–7 по уравнению Бернулли (1.47\*);

д) средние геометрический, пьезометрический и гидравлический уклоны для участков 1–4 и 4–7, используя формулы (1.50), (1.49) и (1.48) соответственно.

4. На графике для двух сечений, взяв одно из них, где скоростной напор наибольший, показать все составляющие уравнения Бернулли:

$$z, \frac{P}{\gamma}, H_p, H_v, H \text{ и } h.$$

5. Сделать обоснованный вывод о соответствии полученного графического изображения всех составляющих уравнения Бернулли и физической сущности явления с точки зрения закона сохранения энергии.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы

1. Что выражает уравнение Бернулли?
2. Что называется удельной энергией?

3. Какие составляющие входят в уравнение Бернулли с точки зрения физического смысла?
4. Что такое коэффициент Кориолиса? Для чего он вводится в уравнение Бернулли?
5. Как в гидравлике принято называть все составляющие уравнения Бернулли?
6. Какой геометрический смысл имеет уравнение Бернулли?
7. Как графически представляется уравнение Бернулли для двух произвольных сечений потока реальной жидкости?
8. Как изменяются потенциальная и кинетическая энергии при изменении площади живого сечения потока? Как можно визуализировать взаимный переход энергий при движении жидкости в напорном трубопроводе переменного диаметра?
9. Что такое геометрический и пьезометрический уклон?
10. Что такое потери удельной энергии (потери напора) и гидравлический уклон?

## 1.7. Лабораторная работа

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА В ТРУБОПРОВОДЕ

#### *Цель работы:*

1. Овладеть навыками опытного определения потерь напора при движении жидкости в трубопроводе.
2. Овладеть навыками расчета потерь напора в технических трубопроводах.

#### Общие сведения

При движении потока жидкости возникают силы гидравлического сопротивления. Различают вязкостные и инерционные сопротивления.

*Вязкостные сопротивления* возникают в результате работы сил трения, обусловленных вязкостью реальных жидкостей.

*Инерционные сопротивления* возникают в результате образования вихрей и перемешивания масс жидкости в турбулентном потоке. С увеличением числа Рейнольдса влияние инерционных сопротивлений возрастает, а при развитом турбулентном режиме движения они становятся преобладающими.

На преодоление сил сопротивления затрачивается часть механической энергии жидкости. Теряемая при этом удельная механическая энергия называется *потерей напора*.

Из уравнения Бернулли (1.47) следует, что суммарные потери напора

$$h = H_1 - H_2 = (H_{п1} + H_{v1}) - (H_{п2} + H_{v2}), \quad (1.51)$$

где  $H$ ,  $H_{п}$ ,  $H_v$  – соответственно полный гидродинамический, потенциальный и скоростной напоры в сечениях 1 и 2.

Суммарные потери напора  $h$  складываются из местных потерь  $h_m$  и потерь напора по длине  $h_d$ :

$$h = \Sigma h_m + \Sigma h_d. \quad (1.52)$$

*Потери напора по длине*  $h_d$  затрачиваются на преодоление гидравлических сопротивлений на участках трубопровода с равномерным

поток, который движется прямолинейно и с постоянной средней скоростью (живые сечения потока неизменны).

На участке трубопровода с равномерным потоком (рис. 1.15) скоростные напоры  $H_v$  во всех сечениях одинаковы, местные потери напора  $h_m$  отсутствуют, возникают только потери напора по длине:

$$h = h_d = \Delta H_{\text{п}} = H_{\text{п}1} - H_{\text{п}2}, \quad (1.53)$$

где  $H_{\text{п}}$  – потенциальный напор в соответствующем сечении.

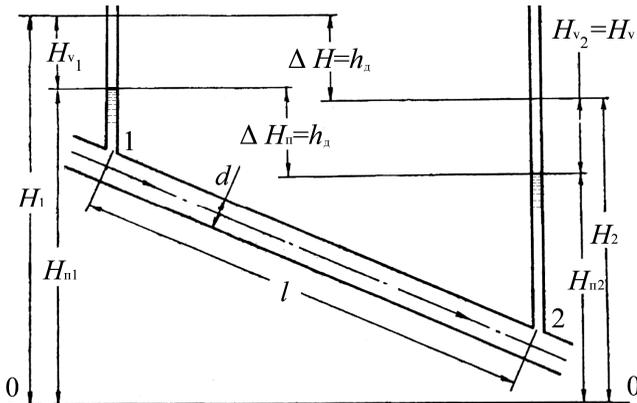


Рис. 1.15. Схема к опытному определению потерь напора по длине

Основной формулой для вычисления потерь напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения является формула Дарси–Вейсбаха

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (1.54)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина участка;

$d$  – внутренний диаметр трубы;

$v$  – средняя скорость потока.

Коэффициент  $\lambda$  зависит в общем случае от режима движения жидкости (числа Рейнольдса  $Re$ ), относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$ , а также от формы выступов шероховатости.

Число Рейнольдса  $Re$  определяется по формуле (1.45).

Для труб круглого сечения относительная шероховатость

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}, \quad (1.55)$$

где  $\Delta$  – характерная высота выступов шероховатости (абсолютная шероховатость), для технических труб приводится в справочниках (прилож. 9).

Вместо относительной шероховатости часто применяется обратная ей величина – относительная гладкость  $\frac{d}{\Delta}$ .

Для потоков некруглого сечения в формулах (1.45), (1.54) и (1.55) вместо значения внутреннего диаметра  $d$  применяется величина  $4R$ , где  $R$  – гидравлический радиус.

Величина коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  определяется по эмпирическим формулам различных авторов, а также по графикам, построенным на основании экспериментальных исследований.

Основой для развития методов определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  послужили исследования И. И. Никурадзе [6, 7], который в 30-х гг. XX в. под руководством Л. Прандля провел опыты и систематизировал данные по определению влияния различных факторов на величину  $\lambda$ . В результате был представлен график Никурадзе, отражающий зависимость коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$ .

Для своих опытов Никурадзе использовал гладкие (шлифованные) латунные трубы, а также трубы с искусственной однородной шероховатостью, которая создавалась наклеиванием на внутреннюю поверхность трубы песка определенной фракции.

У большинства технических труб выступы шероховатости неодинаковы по высоте и по форме, размещены неравномерно. Такая шероховатость называется естественной. Для обеспечения возможности инженерных расчетов труб, выпускаемых промышленностью (с естественной шероховатостью), были проведены исследования потерь напора по длине Кольбруком [8] в 1938 г., Г. А. Муриным в 1948 г. и другими исследователями. В данной работе будем исполь-

зовать график Мурина (прилож. 11), поскольку результаты исследований Мурина и Кольбрука практически совпадают.

Экспериментально установлено, что существует пять характерных зон гидравлического сопротивления:

I. Зона ламинарного режима движения  $0 < Re < 2300$  (на графике Мурина не показана). Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. Коэффициент  $\lambda$  не зависит от шероховатости стенок и определяется по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (1.56)$$

II. Зона переходного режима движения  $2300 < Re < 4000$  (на графике Мурина не показана). Выступы шероховатости покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости. В данной зоне при одном и том же числе  $Re$  в условиях эксплуатации технических труб режим движения жидкости переходит от ламинарного к турбулентному и обратно без видимых изменений условий эксплуатации. Зависимость коэффициента  $\lambda$  от числа  $Re$  и шероховатости стенок становится неопределенной, а расход, скорость и другие параметры потока меняются во времени. Поэтому поток при таком режиме движения является неустановившимся и малопригодным для использования в технике, особенно в системах управления и автоматики.

Для установившегося турбулентного режима движения существует три зоны сопротивления.

III. Зона гладкостенного сопротивления (гидравлически гладких труб)  $4000 < Re < \frac{10}{\Delta}$ . Потери напора пропорциональны  $v^{1,75}$ . Режим движения в середине потока турбулентный, но выступы шероховатости еще покрыты ламинарным слоем. Сопротивление движению определяется в основном силами вязкости у стенок и инерционными сопротивлениями в ядре потока. Коэффициент  $\lambda$  зависит только от величины критерия  $Re$ .

IV. Зона неразвитого турбулентного режима движения, или докватричного сопротивления  $\frac{10}{\Delta} < Re < \frac{500}{\Delta}$ . Потери напора пропорциональны  $v^m$ , где  $1,75 < m < 2$ . Толщина ламинарного слоя

становится меньше выступов шероховатости, поэтому за ними образуются местные вихри. Это увеличивает влияние инерционных сопротивлений. Коэффициент  $\lambda$  в этой зоне зависит не только от числа  $Re$ , но и от шероховатости.

V. Зона развитого турбулентного режима движения, или квадратичного сопротивления  $Re > \frac{500}{\Delta}$ . Потери напора пропорциональны  $v^2$ .

Ламинарный пристенный слой практически исчезает, вихри заполняют все впадины между выступами. Сопротивление движению определяется в основном инерционными силами. Коэффициент  $\lambda$  зависит только от шероховатости.

Для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  кроме графиков Никурадзе, Кольбрука и Мурина различными авторами предложен ряд эмпирических формул.

Для определения коэффициента  $\lambda$  при расчете технических трубопроводов с естественной шероховатостью в любой зоне турбулентного режима движения А. Д. Альтшуль [9, 10] предложил следующую формулу:

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \bar{\Delta} \right)^{0,25}. \quad (1.57)$$

Для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  в неограниченном диапазоне чисел Рейнольдса  $Re$  при расчете напорных водопроводных труб М. В. Кравцов [11, 12] предложил трехчленную формулу

$$\lambda = \frac{A}{Re} + \frac{B}{\sqrt{Re}} + C_d, \quad (1.58)$$

где коэффициенты

$$A = 64;$$

$$B = \frac{0,035}{C_d} - 1,39;$$

$$C_d = 0,177 \sqrt[3]{\bar{\Delta}}.$$

При ламинарном режиме движения с уменьшением числа Рейнольдса  $Re$  значения  $\lambda$ , определенные по формуле (1.58), стремятся к значениям, определенным по формуле (1.56). В зоне же развитого турбулентного режима движения первые два члена в правой части формулы (1.58) становятся пренебрежимо малыми, в этом случае коэффициент гидравлического трения  $\lambda \approx C_d$ .

Все известные методы для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  имеют определенную погрешность. На величину погрешности влияют различные факторы, один из которых – сложность точного установления шероховатости внутренних стенок трубы. Абсолютная шероховатость труб из различных материалов приводится в справочной литературе (например, прилож. 9). Справочные данные дают ориентировочные значения шероховатости, часто указывается довольно широкий диапазон значений.

Реальные потери напора в существующем трубопроводе можно определить опытным путем. Для этого в начальной и конечной точках трубопровода с равномерным движением жидкости (рис. 1.15) присоединяют приборы для измерения напора (пьезометры) или давления (манометры). Потери напора по длине  $h_d$  определяются по показаниям пьезометров  $H_{п1}$ ,  $H_{п2}$  по формуле (1.53) или по показаниям манометров  $p_{м1}$ ,  $p_{м2}$  по формуле

$$h_d = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_{м1} - p_{м2}}{\rho g}, \quad (1.59)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;

$\Delta p$  – разность значений давления в начальном и конечном сечениях.

Зная опытные потери напора по длине  $h_d$ , а также внутренний диаметр трубы  $d$ , длину участка  $l$  и расход жидкости  $Q$ , можно определить опытное значение коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ , воспользовавшись формулами (1.34) и (1.54).

*Местные потери напора*  $h_m$  возникают на относительно коротких участках трубопровода, в которых происходит резкое изменение скорости или направления движения потока жидкости. Это наблюдается при резком расширении (рис. 1.16) или сужении трубопровода, на поворотах в виде колен и отводов, в диафрагмах, задвижках,

кранах, вентилях, дроссельных заслонках, клапанах и других местах, называемых местными сопротивлениями (прилож. 10). На этих участках трубопровода с неравномерным движением увеличиваются градиенты местных скоростей, образуются вихревые зоны, увеличивается интенсивность перемешивания масс жидкости. В результате возрастают вязкостные и инерционные силы сопротивления, препятствующие движению жидкости. После местного сопротивления силы вязкости (трения) оказывают стабилизирующее действие на поток и тем самым приводят к восстановлению нарушенной в местном сопротивлении эпюры скоростей до состояния, соответствующего равномерному движению. Все эти процессы увеличивают потери механической энергии потока. Дополнительная доля потерь механической энергии потока, возникающая в местном сопротивлении, отнесенная к единице веса жидкости, называется местной потерей напора  $h_m$ .

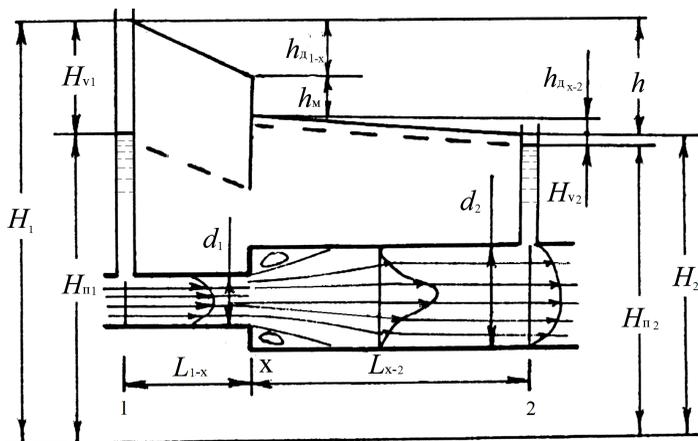


Рис. 1.16. Графическое иллюстрация местного сопротивления (внезапное расширение)

Местные потери напора  $h_m$  определяются из формулы (1.52) как разность между полными потерями напора на рассматриваемом участке трубопровода  $h$  (рис. 1.16) и потерями напора по длине  $h_d$ , возникающими на участках с равномерным движением жидкости до и после местного сопротивления:

$$h_m = h - \Sigma h_d. \quad (1.60)$$

При графическом построении местные потери напора показываются в характерном сечении местного сопротивления (сечение X на рис. 1.16) вертикальным отрезком соответствующей длины.

Местные потери напора вычисляются по формуле Вейсбаха

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (1.61)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора);

$v$  – средняя скорость потока в сечении после местного сопротивления (если специально не оговаривается иное).

Коэффициент местного сопротивления  $\zeta$  зависит от вида местного сопротивления и в практических расчетах определяется, как правило, по справочным данным (например, прилож. 10). Справочные значения коэффициента местного сопротивления получают на основании опытных данных с помощью формул (1.60) и (1.61).

В соответствии с уравнением Бернулли (1.47\*) полные потери напора на участке трубопровода с местным сопротивлением

$$h = H_1 - H_2, \quad (1.62)$$

где  $H_1, H_2$  – полные напоры в начальном и конечном сечениях участка трубопровода с местным сопротивлением (рис. 1.16).

Потери напора по длине на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, можно определить по формуле Дарси–Вейсбаха (1.54), а значения остальных параметров – по опытным данным.

Более точно потери напора по длине на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, находятся с помощью опыта. Для этого на участке трубопровода с равномерным движением, т. е. без местного сопротивления, и диаметром и шероховатостью стенок как во входящей в местное сопротивление части трубопровода, определяется гидравлический уклон

$$i = \frac{h_d}{l}, \quad (1.63)$$

где  $h_d$  – потери напора по длине (рис. 1.15), определяемые по показаниям пьезометров  $H_{п1}$ ,  $H_{п2}$  и формуле (1.53) или по показаниям манометров  $p_{м1}$ ,  $p_{м2}$  и по формуле (1.59);

$l$  – длина участка трубопровода с равномерным движением.

Затем вычисляются потери напора по длине на участках трубопроводов, входящих в местное сопротивление, по формуле

$$h_d = iL, \quad (1.64)$$

где  $L$  – длина участка трубопровода постоянного диаметра, входящего в местное сопротивление (рис. 1.16).

## А. Определение потерь напора по длине

### *Описание экспериментальной установки*

Установка представляет собой горизонтальный или наклонный участок трубопровода постоянного диаметра  $d$ , к которому на расстоянии  $l$  друг от друга присоединены два пьезометра (рис. 1.15) или два манометра (рис. 1.17). Опытные потери напора по длине  $h_{д(оп)}$  при движении потока жидкости между сечениями 1 и 2 определяются по разности показаний пьезометров  $H_{п1}$ ,  $H_{п2}$  или манометров  $p_{м1}$ ,  $p_{м2}$ . Чтобы не учитывать влияние давления жидкости в присоединительных трубках, следует установить манометры на одном уровне. Тогда разность давлений в сечениях  $\Delta p = p_{м1} - p_{м2}$ . Если для измерения разности давлений в двух сечениях используется дифманометр или один общий манометр, то положение манометра (дифманометра) относительно оси потока не имеет значения. При проведении работы по трубопроводу движется напорный поток воды с расходом  $Q$ . Расход воды  $Q$  измеряется при помощи счетчика воды или дросселирующего расходомера.

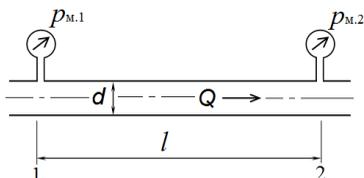


Рис. 1.17. Схема лабораторной установки

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.14 следующие данные: номер трубопровода; номера начального и конечного сечений участка трубопровода; материал трубопровода и соответствующую абсолютную шероховатость стенок  $\Delta_{\text{спр}}$  по справочным данным (прилож. 9); длину  $l$  и внутренний диаметр  $d$  участка трубопровода; тип прибора для измерения расхода воды.

Таблица 1.14

Сведения об установке

Номер трубопровода	Номер сечения		Материал трубопровода	$\Delta_{\text{спр}}$ , мм	$l$ , см	$d$ , мм	Тип расходомера
	начального	конечного					

2. Изучить порядок снятия отсчетов и занесения их в табл. 1.15.

Таблица 1.15

Опытные данные

Потери напора по длине			Расход воды					$Q$ , л/с	$T$ , °С	$v$ , см <sup>2</sup> /с
$H_{п1}$ , см ( $p_{м1}$ , кПа)	$H_{п2}$ , см ( $p_{м2}$ , кПа)	$h_d$ (оп), см	Счетчик		Дросселирующий расходомер					
			$V$ , л	$t$ , с	$V_1$ , см	$V_2$ , см	$\Delta H_p$ , см			

3. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров или манометров не меняются) измерить и записать в табл. 1.15:

а) показания пьезометров  $H_{п1}$ ,  $H_{п2}$  или манометров  $p_{м1}$ ,  $p_{м2}$  в начальном и конечном сечениях участка трубопровода;

б) расход воды  $Q$  при помощи счетчика и формулы (1.35), для чего измерить время  $t$ , за которое через счетчик пройдет определенный объем воды  $V$ , или при помощи дросселирующего расходо-

мера, для чего снять показания пьезометров  $\nabla_1, \nabla_2$  и найти их разность  $\Delta H_{\text{п}} = \nabla_1 - \nabla_2$ , а затем определить расход воды  $Q$  по тарифовочному графику;

в) температуру воды  $T$  и соответствующий ей кинематический коэффициент вязкости  $\nu$  (по графику или прилож. 5).

### **Обработка экспериментальных данных**

1. Определить и записать в табл. 1.15 опытную величину потерь напора по длине  $h_{\text{д(оп)}}$  по показаниям пьезометров и формуле (1.53) или по показаниям манометров и формуле (1.59), в которой плотность воды  $\rho$  принять с учетом температуры по прилож. 6.

2. Определить и записать в табл. 1.16:

а) среднюю скорость  $v$  потока воды в трубопроводе с помощью уравнения неразрывности (1.34);

б) значение критерия Рейнольдса  $Re$  по формуле (1.45);

в) значение относительной гладкости трубопровода  $\frac{d}{\Delta_{\text{сп}}}$ ;

г) значение относительной шероховатости  $\bar{\Delta}$  трубопровода по формуле (1.55);

д) значения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  по графику Мурина (прилож. 11), формулам (1.57), (1.58) и соответствующую расчетную величину потерь напора по длине  $h_{\text{д(р)}}$  по формуле (1.54).

Таблица 1.16

Результаты расчетов

$v$ , см/с	$Re$	$\frac{d}{\Delta_{\text{сп}}}$	$\bar{\Delta}$	$\lambda$ по графику	$h_{\text{д(р)}}$ , см	$\delta$ , %	$\lambda$ по формуле (1.57)	$h_{\text{д(р)}}$ , см	$\delta$ , %	$\lambda$ по формуле (1.58)	$h_{\text{д(р)}}$ , см	$\delta$ , %

3. Сопоставить результаты определения потерь напора по длине опытными и расчетными методами, принимая опытное значение за истинное. Процентное отклонение  $\delta$  расчетного значения потерь напора по длине  $h_{\text{д(р)}}$  от истинного значения  $h_{\text{д(оп)}}$  определяется по формуле

$$\delta = \frac{h_{\text{д(р)}} - h_{\text{д(оп)}}}{h_{\text{д(оп)}}} 100 \% . \quad (1.65)$$

4. Сравнить полученные данные с результатами студентов, исследовавших другие трубопроводы, и сделать обоснованный вывод, в котором дать оценку:

а) точности расчетных методов определения потерь напора по длине с указанием возможных источников погрешности;

б) степени влияния на величину потерь напора по длине различных факторов: шероховатости внутренней поверхности трубопровода  $\Delta$ , длины трубопровода  $l$ , средней скорости движения потока  $v$ .

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## **Б. Определение местных потерь напора**

### ***Описание экспериментальной установки***

Установка представляет собой трубопровод с прямолинейными участками постоянного диаметра, в которых чередуются различные виды местного сопротивления (внезапные сужения и расширения, резкие и плавные повороты). Каждое местное сопротивление снабжено двумя пьезометрами (рис. 1.16) или манометрами (дифманометром), присоединенными перед местным сопротивлением и за ним на определенном расстоянии  $L$ .

По трубопроводу при проведении работы движется напорный поток воды. Расход воды  $Q$  измеряется при помощи счетчика или одного из видов местного сопротивления по принципу дросселирующего расходомера.

### ***Порядок выполнения работы***

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой и записать в табл. 1.17 следующие сведения: номер трубопровода и наименования применяемых измерительных приборов; внутренние диаметры  $d$ , длины  $l$  и номера начальных и конечных сечений участков равномерного потока; вид местного сопротивления, номера сечений до и после местного сопротивления, внутренние диаметры  $d$  трубопровода в сечениях до и после местного сопротивления, радиус  $R$  или угол

поворота  $\alpha$  трубопровода (для плавного или резкого поворота соответственно), длины  $L$  прямолинейных участков трубопровода от мест измерительных приборов в соответствующих сечениях до местного сопротивления.

2. Соблюдая основные пропорции, зарисовать в виде эскиза принципиальную схему индивидуального местного сопротивления с указанием направления движения жидкости и линейных размеров (диаметров участков трубопровода до и после местного сопротивления, расстояния от местного сопротивления до ближайших сечений с измерительными приборами).

3. Изучить порядок снятия отсчетов и занесения их в табл. 1.18 и 1.19.

4. После запуска установки и выхода ее на рабочий режим (показания пьезометров или манометров не меняются) измерить и записать в табл. 1.18 и 1.19:

а) расход воды  $Q$  при помощи счетчика и формулы (1.35), для чего определить время  $t$ , за которое через счетчик пройдет определенный объем воды  $V$ , или при помощи дросселирующего расходомера, для чего снять показания пьезометров  $\nabla_1$ ,  $\nabla_2$  и найти их разность  $\Delta H_{\text{п}} = \nabla_1 - \nabla_2$ , а затем определить расход воды  $Q$  по тарировочному графику;

б) показания пьезометров  $H_{\text{п}}$  или манометров  $p_{\text{м}}$  в начальном и конечном сечениях участка равномерного потока;

в) показания пьезометров  $H_{\text{п}}$  или манометров  $p_{\text{м}}$  в начальном и конечном сечениях участка с местным сопротивлением.

### ***Обработка экспериментальных данных***

1. Определить и записать в табл. 1.19:

а) потери напора по длине  $h_{\text{д}}$  на участках равномерного потока по показаниям пьезометров и формуле (1.53) или по показаниям манометров и формуле (1.59);

б) гидравлические уклоны  $i$  на участках равномерного потока по формуле (1.63);

в) значения средних скоростей потока воды  $v$  в сечениях участка с местным сопротивлением из уравнения неразрывности (1.34);

г) скоростные напоры  $H_v$  в сечениях участка трубопровода с местным сопротивлением, где коэффициент Кориолиса  $\alpha = 1,1$  для турбулентного режима движения;

Таблица 1.17

## Сведения об установке

Номер трубопровода, наименование измерительных приборов	Участки равномерного потока			Участок с местным сопротивлением					
	Номер сечения	$d$ , см	$l$ , см	Вид местного сопротивления	Номер сечения	$d$ , см	$R$ , см	$\alpha$ , град.	$L$ , см

Таблица 1.18

## Определение расхода воды

Тип измерительного прибора					$Q$ , л/с
Счетчик		Дросселирующий расходомер			
$V$ , л	$t$ , с	$V_1$ , см	$V_2$ , см	$\Delta H_{II}$ , см	

Таблица 1.19

## Определение потерь напора и коэффициента местного сопротивления

Участки равномерного потока				Участок с местным сопротивлением											
Номер сечения	$H_{II}$ , см ( $p_M$ , кПа)	$h_{д}$ , см	$i$	Номер сечения	$H_{II}$ , см ( $p_M$ , кПа)	$v$ , см/с	$H_0$ , см	$H$ , см	$h$ , см	$h_{д}$ , см	$\Sigma h_{д}$ , см	$h_{M(оп)}$ , см	$\zeta_{спр}$	$h_{M(p)}$ , см	$\delta$ , %

д) полные напоры  $H = H_{\Pi} + H_v$  в сечениях участка с местным сопротивлением, где потенциальный напор  $H_{\Pi}$  определяется в соответствующих сечениях по показаниям пьезометров или по показаниям манометров и формуле  $H_{\Pi} = \frac{P_{\text{м}}}{\rho g}$ ;

е) полные потери напора  $h$  на участке с местным сопротивлением по формуле (1.62);

ж) потери напора по длине  $h_d$  на участках трубопровода, входящих в местное сопротивление, при помощи формулы (1.64), а также сумму этих потерь  $\Sigma h_d$ ;

з) опытную величину местной потери напора  $h_{\text{м(оп)}}$  по формуле (1.60);

и) справочное значение коэффициента  $\zeta_{\text{спр}}$  по прилож. 10 и соответствующую расчетную величину местной потери напора  $h_{\text{м(р)}}$  по формуле (1.61).

2. Сопоставить результаты определения местной потери напора опытным и расчетным методами, принимая опытное значение за истинное. Процентное отклонение  $\delta$  расчетного значения местной потери напора  $h_{\text{м(р)}}$  от истинного значения  $h_{\text{м(оп)}}$  определяется по формуле

$$\delta = \frac{h_{\text{м(р)}} - h_{\text{м(оп)}}}{h_{\text{м(оп)}}} 100 \% . \quad (1.66)$$

3. Сделать вывод о соответствии значений местной потери напора, полученных опытным путем  $h_{\text{м(оп)}}$  и расчетным методом  $h_{\text{м(р)}}$ .

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы

1. Что такое гидравлические сопротивления? Какие основные виды сопротивлений возникают при движении потока реальной жидкости?

2. К чему приводит наличие гидравлических сопротивлений в потоке жидкости?

3. Какие различают виды потерь напора?

4. От чего зависят и как определяются потери напора по длине в напорных трубопроводах круглого поперечного сечения?

5. Сколько выделяют характерных зон гидравлических сопротивлений?
6. От чего зависит коэффициент гидравлического трения в общем случае и в частных случаях?
7. Какие существуют практические методы определения коэффициента гидравлического трения?
8. Что такое местное сопротивление? Почему оно возникает?
9. Какие бывают виды местного сопротивления?
10. От чего зависят и как определяются местные потери напора?
11. От чего зависят коэффициенты местного сопротивления? Как они определяются для практических расчетов?
12. Как определяются опытные значения коэффициентов местного сопротивления?

## 1.8. Практическая работа

### РАСЧЕТ КОРОТКОГО ТРУБОПРОВОДА

#### *Цель работы:*

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками гидравлического расчета коротких трубопроводов.

#### **Общие сведения**

Трубопроводы подразделяют на простые и сложные. Простым называется трубопровод, который не имеет ответвлений. Если трубопровод имеет ответвления, то он называется сложным или системой трубопроводов. Системы трубопроводов бывают тупиковые и кольцевые.

Простые трубопроводы подразделяют на короткие и длинные.

Длинными называют простые трубопроводы, у которых доминируют потери напора по длине, а доля местных потерь невелика и составляет не более 20 %. Суммарные потери напора при расчете длинных трубопроводов определяют по формуле

$$h = k \sum h_d, \quad (1.67)$$

где  $k$  – повышающий коэффициент, учитывающий наличие в трубопроводе местных потерь напора (принимается по справочным данным или рекомендациям в зависимости от назначения трубопровода).

Короткими называют простые трубопроводы, у которых местные потери напора занимают существенную долю в общих потерях напора. Суммарные потери напора при расчете коротких трубопроводов определяют по формуле (1.52).

На практике гидравлический расчет трубопроводов выполняют при решении следующих задач:

1. Определение требуемого напора (давления) в начале трубопровода или в других его сечениях для пропускания заданного расхода жидкости при известных геометрических параметрах.
2. Определение пропускной способности трубопровода (расхода жидкости) при заданных геометрических параметрах и известном действующем напоре.

3. Определение требуемого диаметра трубопровода для пропуска заданного расхода жидкости с определенной скоростью.

Для решения задач гидравлического расчета трубопроводов используются следующие основные зависимости: уравнение неразрывности (1.34) капельных жидкостей; уравнение Бернулли (1.47) для реальной жидкости; формулы для определения потерь напора по длине (1.54) и местных потерь напора (1.61); критерий Рейнольдса (1.45) для определения режимов движения жидкости; формулы, графики или таблицы для определения коэффициентов гидравлического трения и коэффициентов местных сопротивлений.

### Задание

#### Исходные данные

Температура воды  $T$ ; отметка уровня воды в баке  $\nabla_{ув}$ ; отметка оси выходного сечения трубопровода  $\nabla_{тр}$ ; суммарная длина трубопровода  $l$ ; внутренний диаметр трубопровода  $d_b$ ; радиус закругления плавного поворота  $R$ ; угол резкого поворота трубопровода  $\alpha$ ; показание мановакуумметра  $p_{мв}$ . Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации.

Определить максимальный расход воды  $Q_p$ , которая будет вытекать из напорного бака (рис. 1.18) через короткий трубопровод при полном открытии задвижки и установившемся движении.

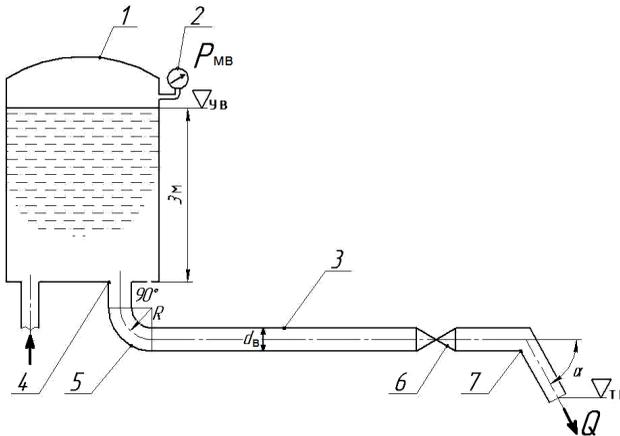


Рис. 1.18. Расчетная схема:

- 1 – бак напорный; 2 – мановакуумметр; 3 – трубопровод короткий;  
4 – вход в трубу; 5 – поворот плавный; 6 – задвижка; 7 – поворот резкий

Данные для расчета принимаются по табл. 1.20 или выдаются преподавателем из других источников.

Таблица 1.20

Индивидуальные данные

Вариант	$T$ , °C	$\nabla_{ув}$ , м	$\nabla_{гр}$ , м	$l$ , м	$d_b$ , мм	$R$ , см	$\alpha$ , град.	$p_{мв}$ , кПа
1	20	11	7	5	53	5,0	30	$10 + x$
2	40	12	7	10	71	6,5	40	$5 + x$
3	30	13	7	15	83	8,0	60	$16 + x$
4	50	14	7	20	96	9,0	70	$8 + x$
5	60	15	10	25	108	10,0	80	$-4 - x$
6	70	16	10	30	126	12,5	90	$-6 - x$
7	20	17	10	35	153	15,0	30	$-10 - x$
8	30	18	10	40	210	20,0	40	$-5 - x$
9	40	19	13	45	263	25,0	60	$-4 - x$
10	50	20	13	50	320	30,0	70	$-5 - x$
11	30	21	13	55	53	7,5	80	$-6 - x$
12	20	22	13	60	71	10,0	90	$-8 - x$
13	20	23	15	65	83	12,5	30	$-10 - x$
14	40	24	15	70	96	14,0	40	$-5 - x$
15	30	25	15	75	108	15,0	60	$-16 - x$
16	50	26	15	80	126	19,0	70	$-8 - x$
17	60	27	18	85	153	22,5	80	$4 + x$
18	70	28	18	90	210	30,0	90	$6 + x$
19	20	29	18	95	263	37,5	30	$10 + x$
20	30	30	18	100	320	45,0	40	$5 + x$
21	40	31	21	105	53	10,0	60	$4 + x$
22	50	32	21	110	71	13,0	70	$4 + x$
23	30	33	21	115	83	16,0	80	$6 + x$
24	20	34	21	120	96	18,0	90	$8 + x$
25	25	35	27	125	108	20,0	30	$-12 - x$
26	40	36	27	130	126	25,0	40	$-5 - x$
27	45	37	27	135	153	30,0	60	$-8 - x$
28	60	38	27	140	210	40,0	70	$6 + x$
29	25	39	33	145	263	50,0	80	$12 + x$
30	40	40	33	150	320	60,0	90	$15 + x$

Примечания:

- 1) вариант соответствует номеру студента в журнале преподавателя;
- 2) значение  $x = 0-30$  присваивается студенческой группе преподавателем.

На выполнение задания предусматривается 4 аудиторных часа.  
 Практическая работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Пример расчета

Для трубопровода, представленного на рис. 1.19, определить расход воды  $Q$  и построить гидравлическую характеристику  $H = f(Q)$ . Уровень воды в резервуаре поддерживается постоянным, температура воды  $T = 20^\circ\text{C}$ .

Геометрические параметры системы:  $l = 2,4$  м,  $d = 35$  мм,  $B = 3,1$  м. Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации. Угол поворота крана  $10,4^\circ$ .

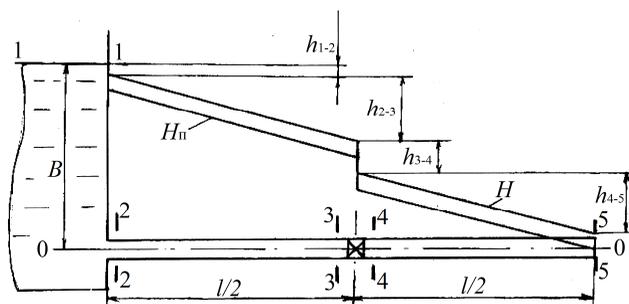


Рис. 1.19. Схема короткого трубопровода

Пример расчета иллюстрирует методику решения задачи для частного случая и не полностью соответствует заданиям студентов, что необходимо учитывать при самостоятельной работе над индивидуальным заданием.

### Порядок расчета

Составляется расчетная схема (рис. 1.19) и определяются параметры, характеризующие материал трубы и жидкость.

В рассматриваемом примере абсолютная (эквивалентная) шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации  $\Delta = 0,19$  мм (прилож. 9), плотность воды  $\rho = 998,3$  кг/м<sup>3</sup> (прилож. 6), кинематический коэффициент вязкости воды при температуре  $20^\circ\text{C}$ ,  $\nu = 0,01$  см<sup>2</sup>/с (прилож. 5).

На схеме намечаются расчетные сечения: на границах потока и вблизи от участков местного сопротивления (в рассматриваемом

случае – сечения от 1 до 5). Через центр тяжести сечения, расположенного наиболее низко (из намеченных), проводится горизонтальная плоскость сравнения 0–0. Это делает значения  $z$  в остальных сечениях положительными. На схеме указываются соответствующие величины  $z$ .

Составляется исходное уравнение Бернулли (1.47) для сечений с наименьшим числом неизвестных величин (в нашем случае – для сечений 1–1 и 5–5):

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_5 + \frac{p_5}{\rho g} + \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{1-5}.$$

Действующий напор

$$H_d = \left( z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) - \left( z_5 + \frac{p_5}{\rho g} \right).$$

Здесь  $z_1 = B = 3,1$  м; избыточные давления  $p_1 = p_5 = 0$ , т. к. резервуар открытый, а истечение происходит в атмосферу;  $v_1 \approx 0$ , т. к. площадь поверхности воды в баке намного превышает площадь поперечного сечения трубопровода;  $z_5 = 0$ , т. к. плоскость сравнения 0–0 совмещена с центром тяжести сечения 5–5.

Подставив эти данные в выражения для действующего напора, получим:

$$H_d = (3,1 \text{ м} + 0 + 0) - (0 + 0) = 3,1 \text{ м}.$$

Представим исходное уравнение в следующем виде:

$$H_d = \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + h_{1-5}.$$

По формуле (1.52) общие потери напора в коротком трубопроводе равны сумме потерь напора на каждом участке:

$$h_{1-5} = h_{1-2} + h_{2-3} + h_{3-4} + h_{4-5},$$

где  $h_{1-2}$  – местные потери напора на входе в трубу;

$h_{2-3}$  – потери напора по длине  $\frac{l}{2}$  на участке между баком и краном;

$h_{3-4}$  – местные потери напора на кране;

$h_{4-5}$  – потери напора по длине  $\frac{l}{2}$  на участке за краном.

С учетом формул (1.54) и (1.61) получим:

$$H_d = \frac{\alpha_5 v_5^2}{2g} + \zeta_{1-2} \frac{v_2^2}{2g} + \lambda_{2-3} \frac{1}{2} \frac{l}{d} \frac{v_3^2}{2g} + \zeta_{3-4} \frac{v_4^2}{2g} + \lambda_{4-5} \frac{1}{2} \frac{l}{d} \frac{v_5^2}{2g},$$

где  $\zeta_{1-2}$  – коэффициент местного сопротивления участка 1–2 (вход в трубу);

$\lambda_{2-3}, \lambda_{4-5}$  – коэффициенты гидравлического трения трубопровода на участке 2–3 и 4–5 соответственно;

$\zeta_{3-4}$  – коэффициент местного сопротивления участка 3–4 (кран).

В данном примере трубопровод на обоих участках одинаковый, поэтому средние значения скорости  $v$  во всех сечениях трубопровода будут одинаковы. Также одинаковыми будут коэффициенты гидравлического трения  $\lambda$  на участках 2–3 и 4–5. Поэтому при определении потерь напора по длине объединим оба этих участка в один длиной  $l$ , а коэффициент  $\lambda$  запишем без индекса.

Таким образом, после умножения обеих частей уравнения на  $2g$  и выноса за скобки  $v^2$  расчетное уравнение примет вид:

$$2gH_d = v^2 \left( \alpha + \zeta_{1-2} + \zeta_{3-4} + \lambda \frac{l}{d} \right).$$

В данном уравнении неизвестными величинами являются средняя скорость  $v$ , а также зависящие от нее коэффициенты  $\alpha$  и  $\lambda$ , т. е. имеет место зависимость  $v = f(v)$ . Рассматриваемое уравнение решается методом последовательных приближений:

а) намечается предварительно режим движения – в рассматриваемом случае движение характеризуется достаточно большим действующим напором и маловязкой жидкостью. Это позволяет предположить развитый турбулентный режим движения;

б) определяются в первом приближении все коэффициенты для принятого режима:  $\alpha = 1,1$ ;  $\zeta_{1-2} = 0,5$ ,  $\zeta_{3-4} = 0,35$  (прилож. 10);  $\lambda$  опре-

деляем по формуле (1.58), которая для развитого турбулентного режима движения принимает следующий вид:

$$\lambda = C_d = 0,177 \sqrt[3]{\frac{\Delta}{d_B}} = 0,177 \sqrt[3]{\frac{0,19 \text{ мм}}{35 \text{ мм}}} = 0,0311;$$

в) в расчетное уравнение подставляются найденные коэффициенты и остальные известные величины, определяется средняя скорость движения потока в первом приближении:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_d}{\alpha + \zeta_{1-2} + \zeta_{3-4} + \lambda \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 \cdot 3,1 \text{ м}}{1,1 + 0,5 + 0,35 + 0,0311 \frac{2,4 \text{ м}}{0,035 \text{ м}}}} = 3,86 \text{ м/с};$$

г) по найденной скорости вычисляется число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{386 \text{ см/с} \cdot 3,5 \text{ см}}{0,01 \text{ см}^2/\text{с}} = 135 \text{ 100};$$

д) определяется коэффициент  $B$ :

$$B = \frac{0,035}{C_d} - 1,39 = \frac{0,035}{0,0311} - 1,39 = -0,265,$$

затем с учетом полученного значения  $Re$  уточняется коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  по формуле (1.58):

$$\lambda = \frac{A}{Re} + \frac{B}{\sqrt{Re}} + C_d = \frac{64}{135 \text{ 100}} - \frac{0,265}{\sqrt{135 \text{ 100}}} + 0,0311 = 0,0309;$$

е) уточняется скорость во втором приближении:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_d}{\alpha + \zeta_{1-2} + \zeta_{3-4} + \lambda \frac{l}{d}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 \cdot 3,1 \text{ м}}{1,1 + 0,5 + 0,35 + 0,0309 \frac{2,4 \text{ м}}{0,035 \text{ м}}}} = 3,87 \text{ м/с};$$

ж) выполняется проверка:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{387 \text{ см/с} \cdot 3,5 \text{ см}}{0,01 \text{ см}^2/\text{с}} = 135\,450;$$

$$\lambda = \frac{A}{Re} + \frac{B}{\sqrt{Re}} + C_d = \frac{64}{135\,450} - \frac{0,265}{\sqrt{135\,450}} + 0,0311 = 0,0309.$$

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  не изменился, следовательно дальнейших уточнений скорости не требуется.

Определяется площадь живого сечения потока:

$$S = \frac{\pi d_b^2}{4} = \frac{3,14(3,5 \text{ см})^2}{4} = 9,62 \text{ см}^2,$$

после чего с помощью уравнения неразрывности (1.34) находится расход воды:

$$Q = vS = 387 \text{ см/с} \cdot 9,62 \text{ см}^2 = 3722 \text{ см}^3/\text{с} = 3,72 \text{ л/с}.$$

### Контрольные вопросы

1. Какой трубопровод называют коротким?
2. Какие основные типы практических задач решают при гидравлическом расчете короткого трубопровода?
3. Какие основные теоретические формулы используют при гидравлическом расчете короткого трубопровода?
4. Как выбирают расчетные сечения и проводится горизонтальная плоскость сравнения для составления уравнения Бернулли?
5. Почему при аналитическом методе определения расхода жидкости в коротком трубопроводе задачу приходится решать методом последовательных приближений?

## 1.9. Практическая работа

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В ТРУБОПРОВОДЕ

#### *Цель работы:*

1. На практике усвоить основные теоретические сведения.
2. Овладеть навыками определения параметров гидравлического удара, возникающего в напорном трубопроводе при резком закрытии крана.

#### **Общие сведения**

*Гидравлическим ударом* называется колебательный процесс, при котором происходит периодическое изменение давления в трубопроводе вследствие изменения скорости движения жидкости. Например, при закрытии крана в конце трубопровода примыкающие частицы жидкости затормаживаются и в этой зоне повышается давление. Затем тормозятся соседние частицы жидкости. В результате зона повышенного давления быстро расширяется, занимая весь трубопровод. При этом создается неравновесное состояние, т. е. давление, возникшее в трубопроводе, превышает давление, создаваемое напорным баком или насосом. Поэтому жидкость начинает двигаться в обратном направлении – обратно в бак или к насосу. В результате из-за инерции жидкости давление в трубопроводе понижается и в итоге становится меньше, чем давление, создаваемое напорным баком или насосом. Поэтому жидкость вновь поступает в трубопровод и тормозится у крана, процесс повторяется. Таким образом, при гидравлическом ударе в трубопроводе проходят волны повышенного давления.

Гидравлический удар может приводить к негативным последствиям: появлению трещин или разрыву трубопроводов; выходу из строя трубопроводной арматуры, гидравлической аппаратуры и контрольно-измерительных приборов; разрушению рабочих органов насосного оборудования.

Величина повышения давления при гидравлическом ударе зависит от ряда факторов, в т. ч. свойств жидкости и параметров трубопровода, величины изменения скорости потока и времени, за которое происходит это изменение.

Гидравлические удары подразделяют на два вида – прямой или не прямой. Для определения величины изменения давления в трубопроводе при *прямом* гидравлическом ударе используется формула Н. Е. Жуковского

$$\Delta p_{\text{пр}} = \rho c \Delta v, \quad (1.68)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости;

$c$  – скорость распространения фронта волны гидравлического удара;

$\Delta v$  – изменение скорости.

Скорость распространения фронта волны гидравлического удара определяют по формуле Н. Е. Жуковского

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{E_{\text{ж}} d}{E \delta}}}, \quad (1.69)$$

где  $c_0 = \sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}$  – скорость распространения звука в безграничном объеме данной жидкости;

$E_{\text{ж}}$  – модуль упругости жидкости;

$d$  – диаметр трубопровода;

$E$  – модуль упругости материала трубопровода;

$\delta$  – толщина стенок трубопровода.

Формулы (1.68) и (1.69) справедливы для прямого удара, т. е. удара, возникающего при очень быстрой остановке потока жидкости, например при резком закрытии крана. Считается, что данное условие выполняется, если

$$t_3 \leq t, \quad (1.70)$$

где  $t_3$  – время закрытия крана;

$t = \frac{2l}{c}$  – время возвращения к крану фронта волны гидравлического удара ( $l$  – длина трубопровода).

Если время закрытия больше и условие (1.70) не выполняется, то удар называется *непрямым*. В этом случае изменение давления может быть значительно меньше, чем при прямом ударе, и определяться по формуле Мишо в следующем виде:

$$\Delta p = \rho c \Delta v \frac{t}{t_3} = \frac{2\rho l \Delta v}{t_3}. \quad (1.71)$$

В инженерной практике умение определять параметры гидравлического удара необходимо при проектировании гидравлических систем, особенно если такие системы имеют автоматическое управление, а запорно-регулирующая арматура оснащена силовым приводом.

Для борьбы с гидравлическими ударами рекомендуется:

1) применять запорно-регулирующую арматуру с плавным закрытием или использовать автоматические устройства для обеспечения плавного закрытия;

2) предусматривать специальные устройства, например гидроаккумуляторы, демпферы, предохранительные клапаны и регуляторы давления;

3) оснащать насосы устройствами плавного пуска и остановки.

Явление гидравлического удара может иметь практическое применение, например для работы специального водоподъемного устройства – гидравлического тарана. Однако в настоящее время данное устройство не нашло широкого применения.

### Задание

1. Определить наименьшее время полного закрытия задвижки  $t_{3, \text{мин}}$ , чтобы изменение давления в водопроводе при возникновении непрямого гидравлического удара не превышало  $\Delta p_{\text{макс}} = 0,3 \text{ МПа}$  при следующих заданных параметрах (табл. 1.22): расход  $Q$  и температура  $T$  воды; трубопровод горизонтальный стальной с внутренним диаметром  $d$  и длиной  $l$ ; толщина стенок трубопровода  $\delta$ .

2. Определить время полного закрытия задвижки  $t_3$ , при котором в трубопроводе возникнет прямой гидравлический удар.

3. Определить повышение давления  $\Delta p$  в трубопроводе при мгновенной остановке потока (прямой гидравлический удар), например

при резком закрытии крана или клапана, при тех же исходных параметрах потока. Сравнить результат со значением  $\Delta p_{\text{макс}} = 0,3$  МПа.

Данные для расчета по согласованию с преподавателем принимаются по табл. 1.22 или выдаются из других источников.

Таблица 1.22

Индивидуальные данные

Номер варианта	$Q$ , л/с	$T$ , °C	$l$ , м	$d$ , мм	$\delta$ , мм
1	3x	10	50x	65	2,5
2	4x	15	60x	71	2,5
3	5x	20	70x	84	2,5
4	6x	25	80x	96	3,0
5	9x	30	90x	115	3,0
6	12x	35	100x	134	3,0
7	16x	40	110x	159	4,5
8	20x	45	120x	171	4,5
9	28x	50	130x	210	4,5
10	43x	55	140x	261	6,0
11	61x	60	150x	311	7,0
12	83x	65	160x	363	7,0
13	107x	70	170x	412	7,0
14	137x	75	180x	466	7,0
15	168x	80	190x	516	7,0
16	3x	80	200x	65	2,5
17	4x	75	210x	71	2,5
18	5x	70	220x	84	2,5
19	6x	65	230x	96	3,0
20	9x	60	240x	115	3,0
21	12x	55	250x	134	3,0
22	16x	50	260x	159	4,5
23	20x	45	270x	171	4,5
24	28x	40	280x	210	4,5
25	43x	35	290x	261	6,0
26	61x	30	300x	311	7,0

Номер варианта	$Q$ , л/с	$T$ , °C	$l$ , м	$d$ , мм	$\delta$ , мм
27	$83x$	25	$310x$	363	7,0
28	$107x$	20	$320x$	412	7,0
29	$137x$	15	$330x$	466	7,0
30	$168x$	10	$340x$	516	7,0

*Примечания:*

- 1) номер варианта соответствует номеру студента в журнале преподавателя;
- 2) значение  $x = 0,8-3,0$  присваивается студенческой группе преподавателем.

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

Практическая работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Порядок выполнения работы

1. Из табл. 1.22 выписать индивидуальные данные для решения задачи: расход воды  $Q$ ; температуру воды  $T$  и соответствующую ей плотность  $\rho$  по прилож. 6; модуль упругости воды  $E_{ж}$  и материала трубопровода  $E$  по прилож. 3; диаметр  $d$  и длину  $l$  трубопровода; толщину стенок трубопровода  $\delta$ .

2. Из уравнения (1.34) определить среднюю скорость движения воды  $v$  в трубопроводе до начала закрытия задвижки.

3. Из формулы (1.71) определить наименьшее время полного закрытия задвижки  $t_{з. мин}$  при заданном максимальном значении повышения давления  $\Delta p_{макс}$ . По условию задачи задвижка закрывается полностью, поэтому конечная скорость будет равна нулю, а изменение скорости  $\Delta v = v$ .

4. По формуле (1.70) определить время полного закрытия задвижки  $t_з$ , при котором в трубопроводе возникнет прямой гидравлический удар.

5. Используя формулы (1.68) и (1.69), определить повышение давления  $\Delta p_{пр}$  в трубопроводе при мгновенной остановке потока воды.

6. Сделать выводы, где сравнить значение повышения давления  $\Delta p_{пр}$  в трубопроводе при мгновенной остановке потока с допустимым значением  $\Delta p_{макс}$  и обозначить диапазон времени закрытия задвижки, при котором допустимое значение  $\Delta p_{макс}$  не превышаетя.

## **Контрольные вопросы**

1. В чем заключается основная причина возникновения гидравлического удара? Каковы возможные негативные последствия при его возникновении?
2. В чем отличие прямого гидравлического удара от непрямого?
3. От каких факторов зависит величина изменения давления при гидравлическом ударе?
4. Соблюдение каких мер позволяет избежать критического повышения давления в трубопроводе при гидравлическом ударе?

## 1.10. Лабораторная работа

### ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ОТВЕРСТИЯ И НАСАДКИ

#### *Цель работы:*

1. Опытным путем изучить различные виды истечения свободной струи жидкости.
2. Овладеть навыками определения расхода жидкости при истечении жидкости через малое круглое отверстие и насадки различной формы.
3. Овладеть навыками расчета времени опорожнения резервуара.

#### Общие сведения

Истечение жидкости через отверстия и насадки часто имеет место в инженерной практике и применяется для различных целей. Например, для выполнения сливо-наливных операций, опрыскивания и полива растений, распыления топлива форсунками, разбрызгивания воды в градирнях, создания струй и водяных завес при тушении пожаров и т. д.

#### *Истечение через малое круглое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре*

Характерной особенностью потока жидкости при истечении из отверстия диаметром  $d$  является то, что на относительно коротком начальном участке струи длиной  $(0,5-1,0)d$  происходит значительное изменение местных скоростей потока по величине и направлению (рис. 1.20). У входа в отверстие векторы местных скоростей направлены навстречу друг другу, а в конечном сечении рассматриваемого участка (сечение 2-2, рис. 1.20, б) они становятся практически параллельными. Это сечение называется сжатым, т. к. имеет наименьшую площадь в сравнении с другими поперечными сечениями начального участка струи жидкости. Начиная со сжатого сечения струя становится слабдеформированной, а живое сечение потока – практически плоским. В этом случае становится возможным применение уравнения Бернулли (1.47).

Уменьшение площади сечения струи на начальном участке происходит вследствие кривизны, которую приобретают траектории частиц жидкости под влиянием инерции. Особенно большую кривизну приобретают траектории частиц, движущихся непосредственно по стенке. Эти частицы, выйдя из отверстия, образуют границу струи.

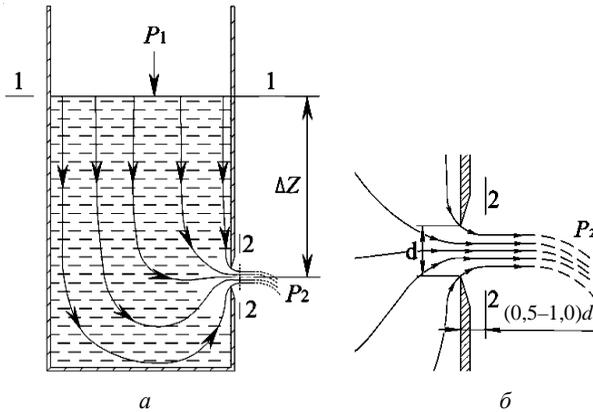


Рис. 1.20. Схема истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке

Сжатие струи характеризуется коэффициентом сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_o} = \frac{d_c^2}{d_o^2}, \quad (1.72)$$

где  $S_o$ ,  $S_c$  – площади отверстия и сжатого сечения струи соответственно;

$d_o$ ,  $d_c$  – диаметры отверстия и струи в сжатом сечении соответственно.

Коэффициент  $\varepsilon$  имеет наименьшее значение при так называемом совершенном сжатии, когда отверстие расположено достаточно далеко (свыше  $3d$ ) от дна и боковых стенок резервуара.

Отверстие называется малым, если в сжатом сечении местные скорости практически равны. Принято считать, что указанное условие выполняется, если действующий напор  $H$  превышает не менее чем в 10 раз наибольший вертикальный размер отверстия. Таким образом, круглое отверстие, имеющее диаметр  $d$ , является малым, если  $H \geq 10d$ .

Действующий напор определяется по формуле

$$H = \Delta z + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}, \quad (1.73)$$

где  $\Delta z$  – превышение поверхности жидкости в резервуаре над центром тяжести сжатого сечения;

$p_1, p_2$  – значения давления соответственно на поверхности жидкости в резервуаре и в сжатом сечении струи жидкости (в практических расчетах последнее принимается равным давлению в окружающей струе среде);

$\gamma$  – объемный вес жидкости;

$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$  – скоростной напор в сечении на поверхности жидкости

внутри резервуара (если площадь сечения резервуара много больше площади отверстия, то этот скоростной напор практически равен 0).

Из формулы (1.73) видно, что действующий напор  $H$  представляет собой избыток полного напора в сечении 1–1, которое совпадает со свободной поверхностью жидкости в резервуаре, над потенциальным напором в сжатом сечении.

Стенка называется *тонкой*, если вытекающая струя в результате сжатия отрывается от нее у входной кромки отверстия и затем больше не касается ее. Такой вид истечения в обычных условиях обеспечивается, если стенка имеет толщину  $\delta < 0,2d$  или выполнена в виде острой кромки (рис. 1.20, б).

Расход жидкости через малое отверстие в тонкой стенке при постоянном напоре  $H$  вычисляется по формуле

$$Q = \mu S_o \sqrt{2gH}, \quad (1.74)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода.

Коэффициент расхода

$$\mu = \varepsilon \varphi, \quad (1.75)$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сжатия, определяемый по формуле (1.73);

$\varphi$  – коэффициент скорости, учитывающий влияние гидравлического сопротивления на скорость истечения.

Коэффициент скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (1.76)$$

где  $\alpha$  – коэффициент Кориолиса (при истечении через отверстие  $\alpha \approx 1$ );  
 $\zeta$  – коэффициент гидравлического сопротивления.

Коэффициент скорости  $\varphi$  показывает долю, которую составляет скорость жидкости в сжатом сечении  $v_c$  от скорости движения идеальной жидкости  $v_n$  в тех же условиях:

$$v_c = \varphi v_n = \varphi \sqrt{2gH}. \quad (1.77)$$

Формула (1.74) получена с помощью уравнения Бернулли (1.47), примененного для сечений 1–1 и 2–2 (рис. 1.20, *a*) с учетом формул (1.72), (1.73), (1.75), (1.76).

Значения коэффициентов  $\mu$ ,  $\varepsilon$ ,  $\varphi$ ,  $\zeta$  для круглого отверстия при турбулентном режиме приведены в прилож. 12.

### ***Истечение через насадки при постоянном напоре***

Насадком называется короткий патрубок длиной  $l = (3-4)d$ , соединенный с емкостью или трубопроводом и предназначенный для получения струи с заданными параметрами.

Расход жидкости при истечении через насадки вычисляется по формуле (1.74), которая выводится, как и в случае истечения через малое отверстие, путем применения уравнения Бернулли (1.47) для сечений 1–1 и 2–2 (рис. 1.21, *a*). Соотношения между коэффициентами, характеризующими истечение, такие же, как и для малых отверстий (см. формулы (1.72), (1.75), (1.76)).

Величина коэффициентов, характеризующих истечение через насадки, зависит от типа насадка и режима движения жидкости.

Средние значения этих коэффициентов при турбулентном режиме истечения приведены в прилож. 12, где они даны для насадков, имеющих оптимальное соотношение размеров, и для сечения на выходе (сечение 2–2 на рис. 1.21).

Обтекая острую входную кромку насадка при турбулентном режиме, частицы жидкости,двигающиеся непосредственно у стенок резервуара, так же, как и при истечении из отверстия, в результате

инерции отрываются у входной кромки от стенок насадка. Но, в отличие от отверстия, боковые стенки насадка оказывают воздействие на поток жидкости при истечении таким образом, что поток заполняет сечение насадка полностью и на выходе векторы местных скоростей становятся практически параллельными (рис. 1.21, б). Это означает, что площадь струи на выходе из насадка равна площади его выходного отверстия, а коэффициент сжатия  $\epsilon = 1$ . Исключение составляют конические сходящиеся насадки с большой конусностью, для которых коэффициент сжатия несколько меньше единицы. Например, при угле конусности  $13^\circ$  значение  $\epsilon = 0,98$ .

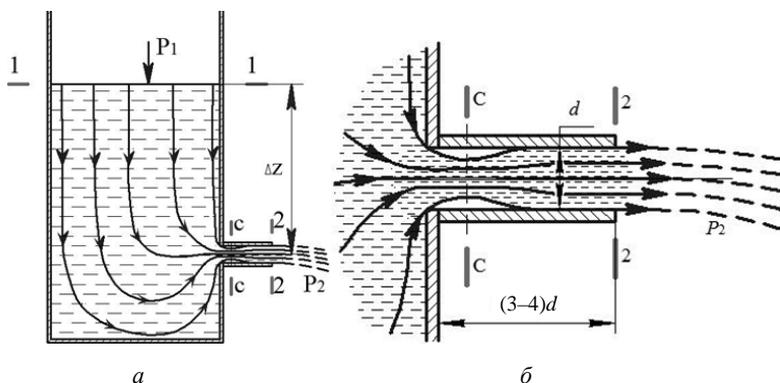


Рис. 1.21. Схема истечения жидкости через наружный цилиндрический насадок

В начале насадка, в месте отрыва потока от стенок, образуется вихревая зона, которая увеличивает гидравлическое сопротивление. Чем относительно больше объем этой зоны, тем больше коэффициент гидравлического сопротивления насадка. Округление входных кромок насадка уменьшает размеры вихревой зоны и, соответственно, сопротивление движению, тем самым увеличивая пропускную способность. Поэтому наибольшее значение коэффициента расхода  $\mu$  имеет коноидальный насадок, у которого вихревая зона отсутствует. Однако практическое применение коноидальных насадков ограничено по причине сложности его изготовления.

В пределах вихревой зоны у цилиндрических и конических сходящихся насадков площадь сечения потока меньше площади потока на выходе из насадка, поэтому в соответствии с уравнением Бер-

нулли давление в вихревой зоне меньше давления среды, в которую происходит истечение. Для насадка Вентури наибольшее понижение давления наблюдается в сечении С–С (см. рис. 1.21), где оно уменьшается на величину  $(0,75-0,80)\gamma H$ .

Если давление в вихревой зоне насадка понизится до давления насыщенных паров жидкости при данной температуре, то поток оторвется от стенок насадка (так называемый второй режим истечения).

Наибольший коэффициент расхода  $\mu$  имеют насадки при оптимальном соотношении размеров  $l = (3-4)d$ . Например, при меньшей длине цилиндрического насадка поток не всегда будет устойчиво заполнять все его сечения; при большей длине возрастает доля потерь напора по длине. В обоих случаях коэффициенты  $\mu$ ,  $\phi$  уменьшаются.

Насадки, имеющие длину свыше оптимальной, рассчитываются как короткие трубопроводы.

При течении жидкости через весьма малые отверстия и капилляры расход со временем уменьшается в результате уменьшения действующего проходного сечения вплоть до полной остановки жидкости. Физико-химическое явление зарастивания канала слоем неподвижной жидкости называется *облитерацией*. По этой причине диаметр отверстия жиклеров и дросселей не должен быть меньше 0,2–0,4 мм.

Цилиндрические насадки применяются для увеличения пропускной способности отверстия. Конические расходящиеся – для уменьшения кинетической энергии потока на выходе (отсасывающие трубы гидротурбин). Конические сходящиеся и в особенности коноидальные насадки применяются в устройствах для получения компактной струи жидкости, имеющей большую кинетическую энергию: сопла активных турбин, дождевальнх аппаратов, гидромониторов и т. п.

### ***Истечение через отверстия и насадки при переменном напоре***

При опорожнении резервуара постепенно уменьшается действующий напор и, следовательно, расход вытекающей жидкости.

Расчетное время вытекания жидкости из открытого резервуара ( $p_1 = p_2$ , т. е.  $H = \Delta z$ ), имеющего постоянную площадь  $S_p$ , горизонтального сечения определяется по формуле

$$t_{\text{оп. расч}} = \frac{V}{Q_{\text{ср}}}, \quad (1.78)$$

где  $V$  – объем вытекшей жидкости;

$$Q_{\text{cp}} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \text{ – средний расход жидкости за время истечения;}$$

$Q_1, Q_2$  – значения расхода в начале и конце опорожнения данного объема соответственно.

Суммарный расход определяется по формуле

$$Q_1 + Q_2 = \mu S \sqrt{2g} (\sqrt{H_1} + \sqrt{H_2}), \quad (1.79)$$

где  $H_1, H_2$  – значения действующего напора в начале и конце опорожнения соответственно.

Определение времени опорожнения резервуара для рассмотренных условий можно производить также по развернутой формуле

$$t_{\text{оп. расч}} = \frac{2S_p}{\mu S_o \sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}). \quad (1.80)$$

Закономерности истечения жидкости при переменном напоре используются при расчете времени опорожнения (наполнения) резервуаров, в т. ч. дозирующих устройств систем автоматического регулирования.

### Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 1.22. Вода подается в бак 1 по трубопроводу 12 при открытом кране 11. Бак имеет водосливную перегородку 9 для поддержания постоянного уровня. Избыток воды из бака отводится по трубопроводу 10. В баке установлена перфорированная перегородка 8 для успокоения потока воды перед рабочим устройством для истечения 3. Установка имеет набор устройств для истечения, которые представляют собой отверстия и насадки различной формы, закрепленные на поворотном диске, вращением которого можно установить в рабочее положение любое имеющееся устройство для истечения. Бак снабжен уровнемером 2 для определения значения  $\Delta z$  – превышение поверхности

воды в резервуаре над центром выходного отверстия рабочего устройства для истечения. Расход воды при проведении опытов определяется объемным способом при помощи мерного бака 4, имеющего уровнемер 5 для определения его наполнения. Мерный бак опорожняется при открытии крана 6, установленного на трубопроводе 7.

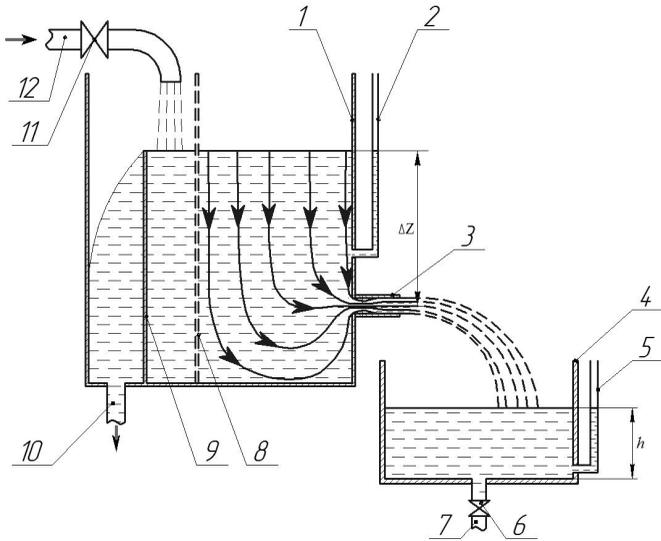


Рис. 1.22. Схема лабораторной установки

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторной установкой. Определить и записать в табл. 1.23 и 1.24:

а) площади мерного бака  $S_{м. б}$  и резервуара  $S_p$  в горизонтальной плоскости;

б) диаметры отверстий  $d_0$  на выходе из устройств для истечения.

Таблица 1.23

Сведения об установке

Устройство для определения расхода	$S_{м. б.}, \text{дм}^2$	$S_p, \text{дм}^2$	$\Delta z_1, \text{см}$	$H, \text{см}$
Мерный бак				

Таблица 1.24

Результаты измерений истечения при постоянном напоре

Устройство для истечения	$\mu$	$d_o, \text{мм}$	$S_o, \text{см}^2$	$d_c, \text{мм}$	$h, \text{дм}$	$V, \text{дм}^3$	$t, \text{с}$	$Q, \text{л/с}$		$\delta, \%$
								опытный	расчетный	
Малое круглое отверстие										
Внешний цилиндрический насадок			—							
Конический сходящийся насадок			—							
Конический расходящийся насадок			—							
Коноидальный насадок			—							

2. Изучить порядок снятия отсчетов, место их записи в таблицах, доложить об этом преподавателю и получить разрешение на запуск установки.

3. Установить в рабочее положение малое круглое отверстие, запустить установку, вывести ее в рабочий режим и, убедившись, что он установился (уровень воды в резервуаре поддерживается постоянным), открыть запорный клапан. Измерить и записать в табл. 1.23 и 1.24:

а) превышение поверхности жидкости в резервуаре над центром выходного отверстия  $\Delta z_1$  и действующий напор  $H$ ;

б) диаметр  $d_c$  сжатого сечения струи, вытекающей из отверстия;

в) высоту  $h$  и время  $t$  наполнения мерного бака.

4. Поочередно устанавливая в рабочее положение различные насадки, повторить опыт, каждый раз определяя высоту  $h$  и время  $t$  наполнения мерного бака. Результаты измерений занести в табл. 1.24.

5. Установить в рабочее положение заданное преподавателем устройство для опорожнения, отключить подачу воды в установку, открыть запорный клапан и опорожнить резервуар от уровня  $\Delta z_1$  до уровня  $\Delta z_2$ , определив при этом опытное время опорожнения  $t_{\text{оп. опыт}}$ . Результаты измерений занести в табл. 1.25.

Таблица 1.25

Результаты измерений истечения при переменном напоре

Устройство для опорожнения	$\mu$	$S_0$ , см <sup>2</sup>	$\Delta z_1$ , см	$\Delta z_2$ , см	$t_{\text{оп}}, \text{с}$		$\delta$ , %
					опытная	расчетная	

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 1.24:
  - а) площади выходных отверстий  $S_0$  всех устройств для истечения;
  - б) объем воды в мерном баке  $V = S_{\text{м. б}} h$  и соответствующий опытный расход  $Q_{\text{опыт}}$  по формуле (1.35);
  - в) справочные значения коэффициента расхода  $\mu$  всех устройств для истечения по прилож. 12;
  - г) расчетный расход воды  $Q_{\text{расч}}$  по формуле (1.74).
2. Определить и записать в табл. 1.25:
  - а) площадь выходного отверстия  $S_0$  устройства для опорожнения и соответствующий ему коэффициент расхода  $\mu$  (выписать из табл. 1.24);
  - б) расчетное время опорожнения резервуара  $t_{\text{оп. расч}}$  от уровня  $\Delta z_1$  до уровня  $\Delta z_2$  по формуле (1.80).
3. Сопоставить результаты определения расхода воды и времени опорожнения резервуара опытными и расчетными методами, принимая опытное значение за истинное. Процентное отклонение  $\delta$  расчетного значения  $C$  от истинного значения (опытного)  $E$  определяется по формуле

$$\delta = \frac{C - E}{E} 100 \% . \quad (1.81)$$

4. Сделать вывод о соответствии опытных и расчетных значений. В выводе также указать возможные причины погрешности.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## Контрольные вопросы

1. Для чего применяется истечение жидкости через отверстия и насадки?
2. Что называют малым отверстием в тонкой стенке?
3. Что такое сжатие струи? Как оно возникает, чем характеризуется?
4. Что такое инверсия струи?
5. Что называют насадком? Какие бывают виды насадков?
6. От чего зависит расход жидкости при истечении из отверстий и насадков? По какой формуле его определяют?
7. Как определяется скорость в сжатом сечении струи?
8. Как определяется действующий напор при истечении жидкости из отверстий и насадков?
9. Почему изменяется расход жидкости при опорожнении резервуара через отверстие или насадок? Как определяется время опорожнения?

## 1.11. Лабораторная работа

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЯМОУГОЛЬНОГО ВОДОСЛИВА

#### **Цель работы:**

1. Опытное наблюдение различных форм струи при истечении воды через тонкую стенку прямоугольного водослива.
2. Опытное исследование совершенного водослива с тонкой стенкой.
3. Овладение навыками расчета дальности отлета струи и расхода воды при работе совершенного водослива.
4. Приобретение навыков построения тарировочного графика водослива.

#### **Общие сведения**

*Водосливом* в общем случае называют преграду на пути открытого потока, через которую переливается вода. В практике гидротехнического строительства водосливы, как правило, являются частью напорного фронта подпорных сооружений и применяются для пропуска воды из верхнего бьефа в нижний, регулирования и перераспределения водных потоков в реках и каналах, а также определения расходов открытых потоков.

По расположению в плане водосливы бывают *прямыми*, *косыми*, *боковыми* и *криволинейными* (рис. 1.23). Наибольшее распространение в практике получили прямые водосливы (линия порога водослива перпендикулярна направлению потока).

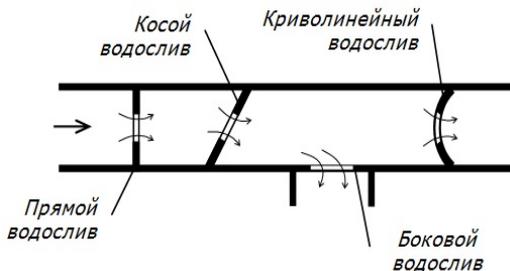


Рис. 1.23. Виды водосливов в плане

По наличию или отсутствию бокового сжатия струи водосливы бывают *без бокового сжатия* и *с боковым сжатием*. На рис. 1.23 все изображенные водосливы имеют боковое сжатие. Боковое сжатие отсутствует, если ширина водосливной кромки равна ширине канала. В гидротехнических сооружениях боковое сжатие может возникать при обтекании потоком устоев, быков, стоек и других строительных конструкций.

По виду поперечного сечения водосливы разделяют на три основных типа:

- 1) водосливы с тонкой стенкой (или острым порогом);
- 2) водосливы с широким порогом;
- 3) водосливы практического профиля, к которым относят водосливы с поперечным сечением стенки, образованной ломаной линией или кривыми различных очертаний.

К *водосливам с тонкой стенкой* (или острым порогом) относятся преграды в виде вертикальной стенки толщиной  $\delta \leq (0,1-0,5)H$  (рис. 1.24). По форме выреза в стенке такие водосливы бывают прямоугольные, трапециевидальные, треугольные и криволинейные (см. рис. 1.9).

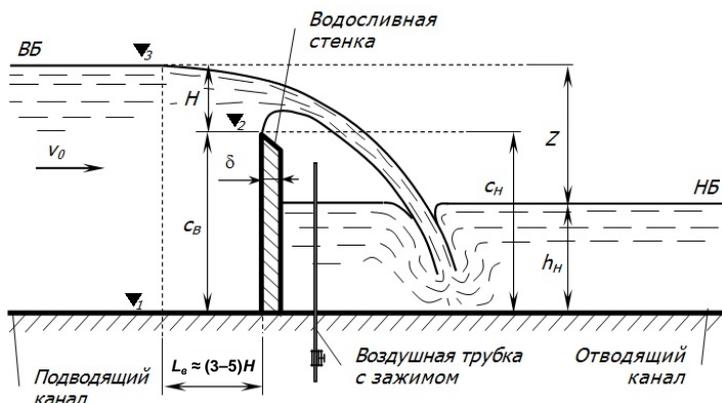


Рис. 1.24. Схема свободного истечения через водослив с тонкой стенкой

При истечении через водослив с тонкой стенкой струя может принимать различные формы (рис. 1.25) – свободную, поджатую, подтопленную снизу, прилипшую и волнистую.

*Свободной струей* (рис. 1.25, а) называют случай, когда обеспечено свободное поступление воздуха под струю. Если перекрыть дос-

туп воздуха под струю, то имеющийся там воздух постепенно отсасывается потоком и в этом пространстве создается вакуум, в результате чего струя приближается к стенке водослива, а уровень воды в пространстве под струей становится выше уровня нижнего бьефа. Такая струя называется *поджатой* (рис. 1.25, б).

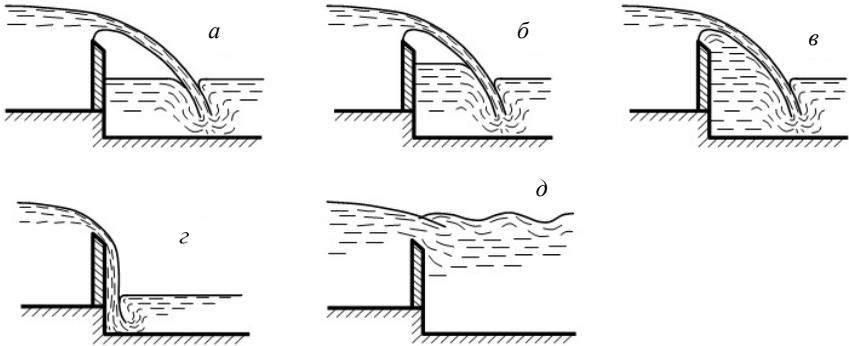


Рис. 1.25. Виды истечения через водослив с тонкой стенкой

Если по мере удаления воздуха все пространство под струей заполняется водой, то такая поджатая струя называется *подтопленной снизу* (рис. 1.25, в).

Если поджатая струя полностью прижимается к стенке, то она называется *прилипшей* (рис. 1.25, г). Такой случай может возникнуть при относительно малых удельных расходах воды в условиях медленного нарастания напора на водосливе.

В случае затопления водослива, т. е. когда глубина потока в нижнем бьефе  $h_n$  превышает высоту низовой грани водослива  $c_n$ , а сопряжение в нижнем бьефе происходит в виде надвинутого гидравлического прыжка, возникает *волнистая струя* (рис. 1.25, д). В случае прямоугольного русла и отсутствия сжатия струи надвинутый гидравлический прыжок возникает, если относительный перепад

$\frac{Z}{c_n}$  меньше некоторого его критического значения  $\left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр}$ ,

которое можно определить по специальному графику (рис. 1.26)

как функцию отношения заданных величин  $\frac{H}{c_n}$ .

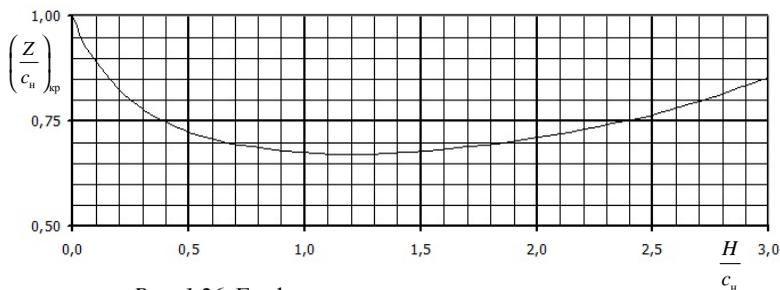


Рис. 1.26. График для определения критического

относительного перепада  $\left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр}$

Таким образом, затопление водослива наступит при следующем условии:

$$\left\{ \begin{array}{l} h_n > c_n; \\ \frac{Z}{c_n} < \left(\frac{Z}{c_n}\right)_{кр}, \end{array} \right. \quad (1.82)$$

где  $Z$  – перепад на водосливе (разность уровней в верхнем и нижнем бьефах).

Водосливы с тонкой стенкой часто применяются в качестве водомеров в гидрометрической практике и гидравлических лабораториях, а также как элементы комплексных гидроузлов. Среди водосливов с тонкой стенкой наибольшее распространение в практике гидротехнического строительства получили трапецидальные и прямоугольные водосливы со свободной струей, что обусловлено наиболее устойчивой работой сооружений, т. к. на истечение струи не оказывают влияние ни пульсации вакуума под струей, ни положение уровня нижнего бьефа, ни тип прыжкового сопряжения за водосливом.

Расход водослива  $Q$  с тонкой стенкой определяется по общей водосливной формуле (1.41). Используемый в ней коэффициент расхода водослива  $m_0$  определяют по эмпирическим формулам различных авторов. Коэффициент расхода  $m_0$  прямого вертикального прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия и свободной струей (*совершенный водослив*) можно определять по формулам Базена, Ребока, Чугаева и др.

Формула Базена

$$m_0 = \left( 0,405 + \frac{0,003}{H} \right) \left[ 1 + 0,55 \left( \frac{H}{H + c_b} \right)^2 \right], \quad (1.83)$$

где  $c_b$  – высота верховой грани водослива.

Формула Ребока

$$m_0 = 0,403 + 0,053 \frac{H}{c_b} + \frac{0,0007}{H}. \quad (1.84)$$

Значение  $H$  в формулах (1.83) и (1.84) следует принимать в метрах. При соблюдении достаточной точности измерения  $H$ , а также условий  $0,2 \text{ м} < b < 2,0 \text{ м}$ ;  $0,24 \text{ м} < c_b < 1,13 \text{ м}$ ;  $0,05 \text{ м} < H < 1,24 \text{ м}$  погрешность определения расчетного расхода с использованием формул (1.83) и (1.84) не превышает 1 %.

Формула Чугаева

$$m_0 = 0,402 + 0,054 \frac{H}{c_b}. \quad (1.85)$$

Формула Чугаева (1.85) используется при условии  $H \geq 0,1 \text{ м}$ ;  $c_b \geq 0,5H$ .

В случае затопленного водослива расход  $Q$  определяется по формуле (1.44). Согласно Базену при  $0 < \frac{h_n}{c_n} < 1,5$  (где  $h_n$  – превышение уровня воды в нижнем бьефе над отметкой ребра водослива:  $h_n = h_n - c_n$ ) коэффициент подтопления  $\sigma_n$  из выражения (1.44) определяется по следующей эмпирической формуле:

$$\sigma_n = 1,05 \left( 1 + 0,2 \frac{h_n}{c_n} \right) \sqrt[3]{\frac{Z}{H}}. \quad (1.86)$$

Дальность отлета свободной струи от кромки водослива с тонкой стенкой (рис. 1.27) определяется по формуле

$$L_{\text{отл}} = x' + x_1, \quad (1.87)$$

где  $x'$  – горизонтальное расстояние от верховой грани водослива до верхнего сжатого сечения  $C'-C'$ ;

$x_1$  – дальность полета струи.

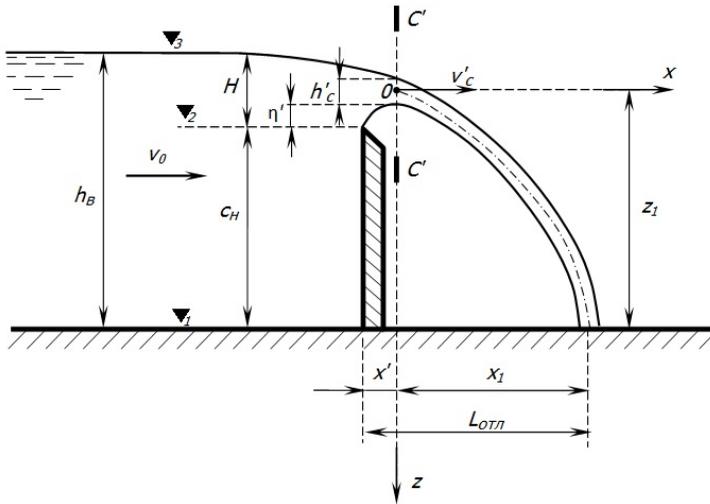


Рис. 1.27. Схема к определению дальности отлета струи

Дальность полета струи  $x_1$  определяется по уравнениям движения материальной частицы из теоретической механики

$$\begin{cases} x = v'_c t; \\ z = \frac{gt^2}{2}, \end{cases} \quad (1.88)$$

где  $x, z$  – пространственные координаты;

$v'$  – начальная скорость частицы;

$t$  – время.

Выражая  $t$  из второго уравнения системы (1.88) и подставляя в первое, получаем зависимость для определения  $x_1$ , входящего в формулу (1.87):

$$x_1 = v'_c \sqrt{\frac{2z_1}{g}}, \quad (1.89)$$

где

$$z_1 = c_n + \eta' + \frac{h'_c}{2}; \quad (1.90)$$

$$v'_c = \frac{Q}{S'_c} = \frac{mb\sqrt{2gH_0^{\frac{3}{2}}}}{S'_c} = \frac{m\sqrt{2gH_0^{\frac{3}{2}}}}{h'_c}. \quad (1.91)$$

Обозначения, входящие в формулы (1.89)–(1.91), приведены на рисунке 1.27. Выражение для  $Q$  в формуле (1.91) получено на основании водосливной формулы (1.38).

Если  $c_n$  и  $H_0$  известны, то для определения  $L_{отл}$  по формуле (1.87) необходимо знать  $x'$ ,  $\eta'$ ,  $h'_c$  и  $m$ . На основании опытных данных рекомендуется принимать для водослива с тонкой стенкой следующие численные значения этих величин:  $x' \approx 0,3H_0$ ;  $\eta' = 0,112H_0$ ;  $h'_c = 0,668H_0$ ;  $m \approx 0,42$ .

Аналогичным образом определяется дальность отлета струи  $L_{отл}$  для других типов водосливов. Задачи такого рода часто решаются при определении длины водобойного колодца, устраиваемого за водосбросными и сопрягающими сооружениями.

### Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 1.28.

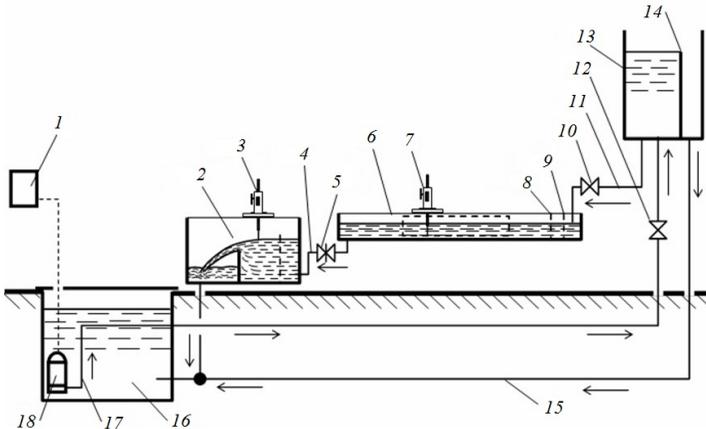


Рис. 1.28. Схема экспериментальной установки

Установка является циркуляционной и включает следующие основные элементы: резервуар 16, погружной насос 18 с пультом управления 1, трубопровод 17 с задвижкой 12, напорный бак 13, трубопровод 15 для отвода избыточной воды, подающий трубопровод 11 с краном 10, прямоугольный горизонтальный лоток б с затвором 5 в конце, сливной трубопровод 4, мерный водослив 2. Для поддержания постоянного напора в баке 13 имеется водосливная перегородка 14. В горизонтальном лотке б установлены водораспределительные перегородки 8, 9 для успокоения потока жидкости. Модель водослива устанавливаются в центральной части лотка б в объеме, контур которого обозначен штриховой линией. Для определения отметок в лотке б и мерном водосливе 2 применяются игольчатые уровнемеры 7, 3 соответственно.

Установка работает следующим образом: вода из резервуара 16 погружным насосом 18 по трубопроводу 17 подается в напорный бак 13, избыток воды переливается через гребень перегородки 14 и отводится по трубопроводу 15 обратно в резервуар 16. Рабочая жидкость поступает из бака 13 в лоток б по трубопроводу 11. Расход воды регулируется краном 10. Поток воды при прохождении через перегородки 8, 9 приходит в спокойное состояние и далее переливается через водослив, установленный в центральной части лотка б. Уровень воды в нижнем бьефе регулируется при помощи затвора 5 в конце лотка б. Исползованная вода по трубопроводу 4 поступает в мерный водослив 2, предназначенный для определения рабочего расхода. Из мерного водослива вода поступает в резервуар 16 и используется для работы установки повторно.

В горизонтальном лотке устанавливается модель прямоугольного водослива с тонкой стенкой без бокового сжатия (см. рис. 1.24). Пространство под струей водослива сообщается с атмосферой при помощи воздушной трубки с зажимом на конце. Расход воды в лотке определяется при помощи мерного водослива Томсона 2 (рис. 1.28).

### **Порядок выполнения работы**

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Измерить и занести в табл. 1.26 ширину лотка  $b$ , отметки дна горизонтального лотка  $\nabla_1$  и гребня водосливной стенки  $\nabla_2$  (см. рис. 1.24).

Таблица 1.26

Значения постоянных величин

$b$ , см	$\nabla_1$ , см	$\nabla_2$ , см	$c_B = c_H$ , см

2. Полностью открыть затвор  $14$  в конце лотка  $11$  (см. рис. 1.28).

3. Пережать зажимом воздушную трубку водослива.

4. Включить погружной насос  $2$  (см. рис. 1.28), питающий напорный бак  $б$ , после заполнения которого открыть кран  $10$  на подающем трубопроводе  $9$  и установить такой расход воды, чтобы ее истечение через модель водослива происходило в виде прилипшей струи (см. рис. 1.25,  $з$ ).

5. Открыть зажим на воздушной трубке водослива, что приведет к истечению свободной струи, после чего определить расход воды  $Q_{оп}$  при помощи мерного водослива, отметку уровня воды в верхнем бьефе лотка  $\nabla_3$  и опытное значение дальности отлета струи  $L_{отл. оп}$  (см. рис. 1.27). Данные занести в табл. 1.27.

Таблица 1.27

Результаты измерений отлета струи

Расход, измеренный мерным водосливом				$L_{отл. оп}$ , см	$\nabla_3$ , см	$H$ , см	$h_B$ , см	$v_0$ , см/с	$H_0$ , см	$v'_c$ , см/с	$z_1$ , см	$x_1$ , см	$L_{отл. р}$ , см	$\delta$ , %
$\nabla_{г. в}$ , см	$\nabla_{у. в}$ , см	$H_{м. в}$ , см	$Q_{оп}$ , л/с											

6. Перекрыть воздушную трубку водослива, после чего поджатием затвора  $14$  в конце лотка  $11$  (см. рис. 1.28) повысить уровень воды в нижнем бьефе выше отметки гребня водосливной стенки до возникновения волнистого прыжка (см. рис. 1.25,  $д$ ).

7. Полностью открыть затвор  $14$  в конце лотка  $11$  (см. рис. 1.28) и установить истечение свободной струи. Определить и записать в табл. 1.28 расход воды  $Q_{оп}$  и отметку уровня воды в верхнем бьефе  $\nabla_3$ . Опыт повторить несколько раз при различных расходах,

после чего завершить работу, закрыв кран 10 на подающем трубопроводе 9 и выключив погружной насос 2.

Таблица 1.28

Результаты измерений расхода

Номер опыта	Расход, измеренный мерным водосливом				$\nabla_3$ , см	$H$ , см	Расход, рассчитанный по формуле (1.41) с использованием различных формул для определения $m_0$							
	$\nabla_{г. в.}$ , см	$\nabla_{у. в.}$ , см	$H_{м. в.}$ , см	$Q_{оп.}$ , л/с			(1.83)		(1.84)		(1.85)			
							$Q_p$ , л/с	$\delta$ , %	$Q_p$ , л/с	$\delta$ , %	$Q_p$ , л/с	$\delta$ , %		
Среднее значение $\delta_{ср}$							—		—		—			

### Обработка экспериментальных данных

1. По соответствующим отметкам определить и занести в табл. 1.26 значение высоты водосливной стенки  $c_v = c_n$  (см. рис. 1.24).

2. По соответствующим отметкам определить и занести в табл. 1.27 напор над гребнем водослива  $H$  и глубину потока в верхнем бьефе  $h_b$  (см. рис. 1.27), после чего из уравнения неразрывности (1.34) определить скорость подхода  $v_0$ , напор с учетом скорости подхода  $H_0$  (см. расшифровку формулы (1.40)), скорость в сжатом сечении  $v'_c$  по формуле (1.91), высоту  $z_1$  по формуле (1.90), расстояние  $x_1$  по формуле (1.89) и расчетную длину отлета струи  $L_{отл. p}$  по формуле (1.87). Сопоставить вычисленное значение  $L_{отл. p}$  с опытными значениями  $L_{отл. оп.}$ , определив отклонение  $\delta$  в процентном выражении по формуле (1.81).

3. По соответствующим отметкам определить и занести в табл. 1.28 напор над гребнем водослива  $H$  для всех опытов, после чего по формуле (1.41) с использованием формул (1.83)–(1.85) определить значения расчетного расхода  $Q_p$ , сопоставляя результаты с опытными значениями расхода  $Q_{оп.}$ . Определить относительные отклонения  $\delta$  в процентном выражении по формуле (1.81) и средние арифметические отклонения  $\delta_{ср}$  по формуле

$$\delta_{ср} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\delta_i|. \quad (1.92)$$

4. Сделать вывод о результатах сопоставления расчетных и опытных значений, укажите возможные причины погрешности.

5. Построить тарировочный график  $Q = f(H)$  водослива по опытным данным.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### **Контрольные вопросы**

1. Что называют водосливами? Для чего они применяются? Приведите классификацию водосливов.

2. Что такое водослив с тонкой стенкой? Какие бывают виды водосливных отверстий и формы струи? Поясните ответ рисунком.

3. Что такое дальность отлета струи? Для чего она определяется?

4. От чего зависит расход водослива с учетом условий истечения? Как он определяется?

5. Какова методика определения расчетного расхода водослива?

## **2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И СИСТЕМЫ**

### **2.1. Практическая работа**

#### **ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ**

##### ***Цель работы:***

1. Ознакомиться с классификацией, маркировкой и областью применения динамических насосов.
2. Изучить устройство и принцип действия различных динамических насосов.

##### **Общие сведения**

Насосы являются одной из самых распространенных разновидностей гидравлических машин. Насос предназначен для преобразования механической энергии двигателя (привода) в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Насос в составе с двигателем образует насосный агрегат. В настоящее время для привода насосов наиболее часто используют электродвигатели. Также для привода насосов в мобильных установках часто используют двигатель внутреннего сгорания.

Насосы применяются в разнообразных гидравлических системах для создания давления и перемещения различных жидкостей.

По принципу действия насосы делят на две группы: объемные и динамические. В объемных насосах жидкость приобретает энергию в результате циклического воздействия на нее рабочего органа, периодически изменяющего объем рабочей камеры, которая поочередно сообщается с всасывающим и нагнетательным патрубками насоса. В динамических насосах жидкость приобретает энергию в результате непрерывного силового воздействия на нее рабочего органа в рабочей камере, которая постоянно сообщается с всасывающим и нагнетательным патрубками насоса.

В данной практической работе рассматриваются только динамические насосы. Классификация динамических насосов представлена на рис. 2.1. Самую большую группу составляют лопастные

насосы, которые получили наибольшее распространение на практике. У лопастных насосов непрерывное силовое воздействие на жидкость оказывает рабочий орган в виде вращающегося рабочего колеса, имеющего лопасти. У вихревых насосов жидкость приобретает энергию в результате работы сил трения и инерционных сил при вращении рабочего колеса (крыльчатки), имеющего радиальные или наклонные лопасти. Работа вихревого насоса сопровождается образованием вихрей. У струйных насосов перекачиваемая жидкость (пассивная среда) приобретает энергию в результате действия высокоскоростной струи другой жидкости (рабочей), а также пара или газа. Вихревые и струйные насосы имеют ограниченное применение из-за относительно низкого коэффициента полезного действия.

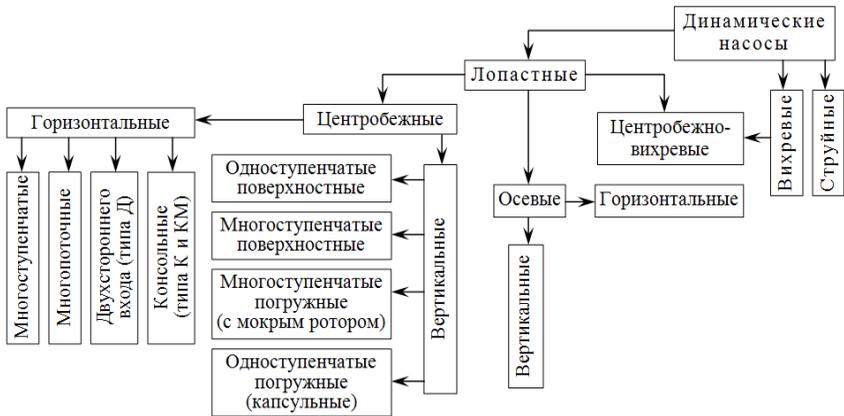


Рис. 2.1. Классификация динамических насосов

Работу динамических насосов характеризуют следующие основные параметры:

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч или л/с;

$H$  – напор насоса, м;

$N$  – мощность насоса, кВт;

$\eta$  – КПД насоса, %;

$n$  – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин или мин<sup>-1</sup>.

Кроме указанных основных характеристик в каталогах приводятся другие параметры – эксплуатационные, конструктивные, геометрические и т. д.

## Центробежные насосы

Центробежные насосы по классификации относятся к лопастным динамическим насосам.

Центробежные насосы получили широкое применение на практике за счет своей эффективности, универсальности и надежности. В настоящее время они используются для перемещения различных жидкостей в большом диапазоне подач  $Q$  и напоров  $H$ . Ориентировочно область применения различных центробежных насосов по параметрам  $Q$ – $H$  представлена на рис. 2.2.

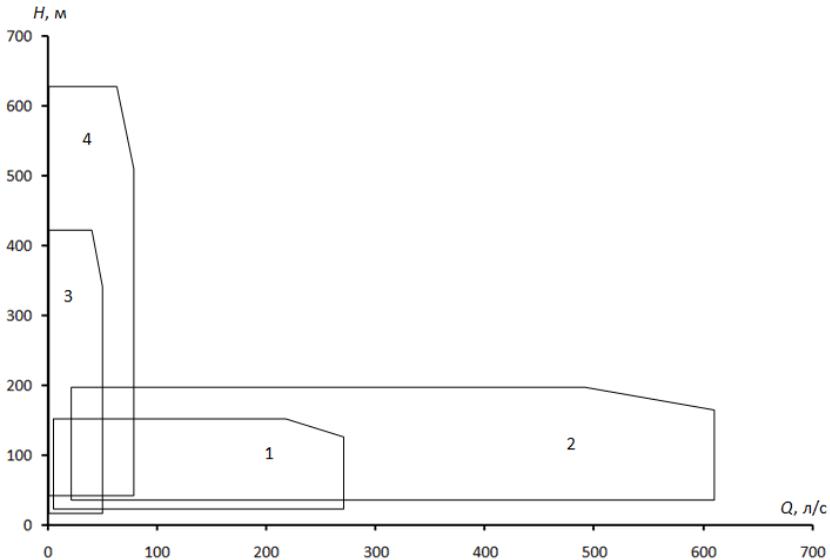


Рис. 2.2. Область применения центробежных насосов по параметрам  $Q$ – $H$ :  
1 – насосы типа К и КМ; 2 – насосы типа Д; 3 – насосы многоступенчатые поверхностные; 4 – насосы многоступенчатые погружные (скважинные)

По особенностям конструкции различают следующие виды центробежных насосов:

- по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и многоступенчатые;
- по количеству потоков – однопоточные, двухпоточные и многопоточные;
- по способу подвода жидкости – одностороннего и двустороннего входа;

- по конструкции рабочего колеса – закрытого, полуоткрытого, открытого типа;
- по расположению вала – вертикальные и горизонтальные;
- по способу соединения с приводом – с общим валом (моноблочные) и с отдельными валами (соединение муфтой);
- по положению насоса относительно уровня перекачиваемой жидкости – поверхностные, погружные и полупогружные.

Схема центробежного насоса представлена на рис. 2.3. При вращении рабочего колеса жидкая среда, находящаяся в межлопаточном канале, под действием центробежных сил перемещается от центра к периферии, выходит в отвод насоса и далее в нагнетательный трубопровод. В центре рабочего колеса возникает вакуум, за счет которого жидкость поступает к рабочему колесу вдоль оси его вращения через всасывающий трубопровод.

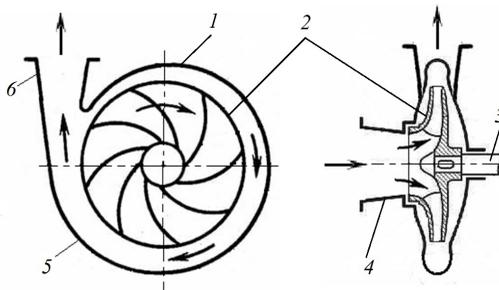


Рис. 2.3. Схема центробежного насоса:  
 1 – корпус; 2 – колесо рабочее; 3 – вал; 4 – патрубок всасывающий;  
 5 – отвод спиральный; 6 – патрубок нагнетательный

### **Консольные насосы, тип К или КМ**

Насосы типа К и КМ по классификации относятся к одноступенчатым горизонтальным поверхностным насосам одностороннего входа. Символ «К» означает «консольный» – рабочее колесо закреплено на конце вала вне зоны, защемленной подшипниками, т. е. на консоли. Насосы типа К (рис. 2.4) имеют отдельный вал, который, как правило, соединяется с валом приводного двигателя при помощи муфты. Насосы типа КМ (консольный моноблочный) не имеют отдельного вала и насаживаются на удлиненный вал электродвигателя (рис. 2.5).

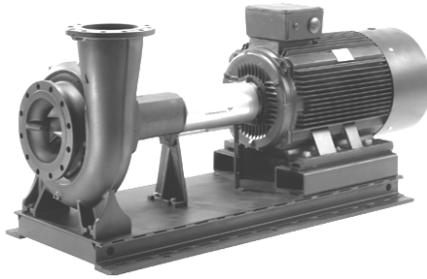


Рис. 2.4. Общий вид насоса типа К с электродвигателем [13]



Рис. 2.5. Общий вид насоса типа КМ с электродвигателем [13]

#### *Маркировка, область применения*

В настоящее время для маркировки насосов используется в основном тройное обозначение по международному стандарту ИСО 2853, например *K 65-50-160*, где *K* – тип насоса (*K* или *KM*); 65 и 50 – диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков соответственно, мм; 160 – номинальный диаметр рабочего колеса, мм. К маркировке добавляются символы, характеризующие фактический диаметр рабочего колеса, код исполнения насоса, материал корпуса и рабочего колеса насоса, тип и материал уплотнений, направление вращения рабочего колеса и др.

Для маркировки насосов используется и двойное обозначение, например *K 8/18*, где *K* – тип насоса (*K* или *KM*); 8 – номинальная подача насоса, м<sup>3</sup>/ч; 18 – напор насоса, м. К данной маркировке также могут добавляться символы, обозначающие дополнительные характеристики насоса.

Производители насосов могут использовать для маркировки как двойное, так и тройное обозначение. Например, ЗАО «Белнасос-пром» [14] маркирует двойным обозначением насосы с направлением вращения рабочего колеса против часовой стрелки (если

смотреть со стороны двигателя), а тройным – насосы с направлением вращения рабочего колеса по часовой стрелке.

Консольные насосы типа К или КМ нашли самое широкое применение в сельском хозяйстве, в промышленности, на транспорте, в городском коммунальном хозяйстве, используются в небольших стационарных и передвижных установках. Они применяются в системах водоснабжения, а также в системах центрального отопления жилых районов, мастерских, животноводческих ферм и других объектов в качестве циркуляционных установок.

Консольные насосы предназначены для перекачивания маловязких, неагрессивных, невзрывоопасных, холодных и горячих жидкостей без содержания абразивных частиц и волокон. Конкретные свойства перекачиваемых жидкостей зависят от применяемых конструкционных и уплотнительных материалов и приводятся в каталогах производителей насосов.

Консольные насосы выпускаются в широком диапазоне размеров и имеют обширную область применения по параметрам  $Q-H$  (см. рис. 2.2, поз. 1).

#### *Основные элементы конструкции консольных насосов*

Основным рабочим органом консольного насоса (рис. 2.6) является рабочее колесо 3, закрепленное на валу 10 шпонкой 14 и гайкой 13. Рабочее колесо 3 выполнено из двух дисков, между которыми расположены криволинейные лопасти, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения. Передний диск в центре имеет входное отверстие. Задний диск имеет разгрузочные отверстия для выравнивания давления, действующего на диски, что позволяет уменьшить осевое усилие, действующее на подшипники 11. Для снижения количества жидкости, поступающей из области высокого давления в зону низкого давления, предусмотрены щелевые уплотнения, которые представляют собой уплотняющие пояски вокруг входного отверстия и уплотняющие кольца 5, запрессованные в примыкающих к колесу деталях насоса. Щелевые уплотнения повышают объемный КПД насоса.

Рабочее колесо 3 помещено в корпус насоса 2, который одновременно выполняет роль спирального отвода жидкости, заканчивающегося напорным патрубком. Насос поставляется с напорным патрубком, направленным вверх, но в случае необходимости патрубок может быть повернут в любое положение через  $90^\circ$ .

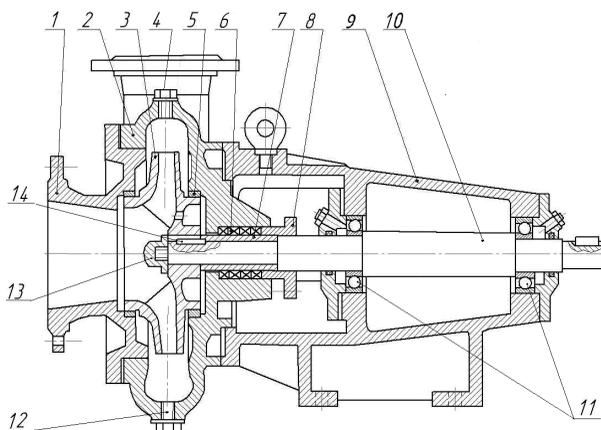


Рис. 2.6. Схема насоса типа К:

1 – крышка с подводящим патрубком; 2 – корпус насоса; 3 – колесо рабочее;  
 4 – отверстие заливное; 5 – кольцо уплотняющее; 6 – сальник; 7 – втулка защитная;  
 8 – крышка сальника; 9 – стойка опорная; 10 – вал; 11 – подшипники шариковые;  
 12 – отверстие выпускное; 13 – гайка; 14 – шпонка

В корпусе насоса 2 сделаны технологические отверстия 4, 12 с резьбовыми пробками для залива и слива жидкости. При повороте корпуса эти отверстия надо сделать в новом месте. Корпус насоса 2 закрывается крышкой с подводящим (всасывающим) патрубком 1. С противоположной стороны корпус насоса 2 крепится к опорной стойке 9 или к опорному кронштейну.

В опорной стойке 9 устанавливаются два шариковых подшипника 11, в которых крепится вал 10. Подшипники 11 смазываются консистентными смазками или литолом, у некоторых насосов – моторным маслом. Некоторые маломощные водяные насосы могут быть снабжены только одним шариковым подшипником, установленным в стойке. В этом случае подшипник, установленный со стороны рабочего колеса, является подшипником скольжения и представляет собой бронзовую втулку. Этот подшипник смазывается перекачиваемой водой, для чего в корпусе имеется канал, соединяющий напорную полость насоса с опорной втулкой.

Для предотвращения утечки жидкости через щель между валом 10 и корпусом насоса 2 предусмотрено кольцевое уплотнение. Оно состоит из корпуса, отлитого заодно с корпусом насоса 2, сальника 6 и крышки 8, затягиваемой гайками. В качестве сальниковой набивки

используют шнур, кольца или манжеты. Сальники изготавливаются из резины, графита, карбида кремния, фторопласта или других материалов, придающих изделию износостойкость, термостойкость, химическую стойкость.

У насосов, имеющих рабочее колесо с разгрузочными отверстиями, кольцевое уплотнение находится в зоне разрежения, т. е. возможен прорыв воздуха через него в рабочее колесо и прекращение подачи. Поэтому в среднюю часть кольцевого уплотнения по специальному каналу (на рис. 2.6 не показан) подается из камеры высокого давления жидкость, которая создает гидравлическую завесу и предотвращает попадание воздуха. Крышка 8 затягивается таким образом, чтобы при работе насоса через сальник для его охлаждения и смазки протекало 15–20 капель жидкости в минуту. Данное конструктивное решение применимо к насосам для перекачки чистой воды.

Для предотвращения износа вала 10 на него надевается защитная втулка 7. Вал насосов типа К соединяется с валом двигателя через упругую муфту или с помощью шкива, если используется ременная передача.

Насосы типа КМ (рис. 2.7) – консольные моноблочные – отличаются от насосов типа К тем, что не имеют своего вала, опорной стойки и подшипников. Детали насосов типа КМ монтируются на фланце и валу 5 электродвигателя. В гидравлическом отношении насосы типов К и КМ одинаковы.

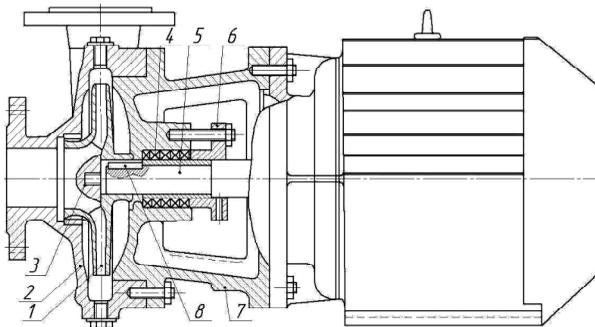


Рис. 2.7. Схема насоса типа КМ с электродвигателем:  
 1 – колесо рабочее; 2 – корпус с подводящим патрубком;  
 3 – гайка; 4 – сальник; 5 – вал; 6 – крышка сальника;  
 7 – корпус с кронштейном крепления; 8 – шпонка

Моноблочные насосы занимают меньше места, они удобнее при монтаже и эксплуатации, но для них требуется двигатель специального исполнения с удлиненным валом.

### ***Насосы двустороннего входа типа Д***

Насосы типа Д (рис. 2.8) относятся к виду одноступенчатых горизонтальных поверхностных насосов двустороннего входа.

#### ***Маркировка, область применения***

Маркировка насосов типа Д осуществляется аналогично насосам типов К и КМ.

Насосы типа Д предназначены для перекачки воды без содержания абразивных частиц и волокон. Температура воды – от 0 °С до 90 °С. Насосы могут применяться и для перекачки других жидкостей, сходных с водой по вязкости и химической активности.

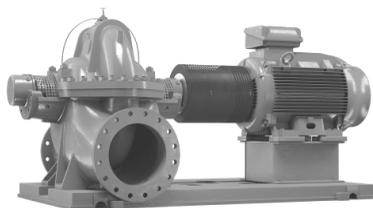


Рис. 2.8. Общий вид насоса типа Д с электродвигателем [15]

Насосы типа Д в сравнении с консольными создают значительно большую подачу при сопоставимом диаметре рабочего колеса. Эти насосы широко используются в системах водоснабжения, а в сельском хозяйстве применяются также в гидромелиоративных системах.

Насосы типа Д выпускаются в широком диапазоне размеров и имеют обширную область применения по параметрам  $Q-H$  (см. рис. 2.2, поз. 2).

#### ***Конструктивные особенности***

Основным рабочим органом насоса (рис. 2.9) является лопастное рабочее колесо  $II$  с двойным входом. Конструкцию рабочего колеса  $II$  можно представить в виде двух колес консольного насоса, соединенных задними дисками: одна половина рабочего колеса является зеркальным отображением другой. Внутренний разделяющий диск

не доходит до внешнего обода колеса, поэтому два потока, с разных сторон входящих в рабочее колесо, на выходе объединяются. Рабочее колесо 11 закреплено шпонкой 20 на валу 16. Вал 16 установлен в шариковых подшипниках 4, 17.

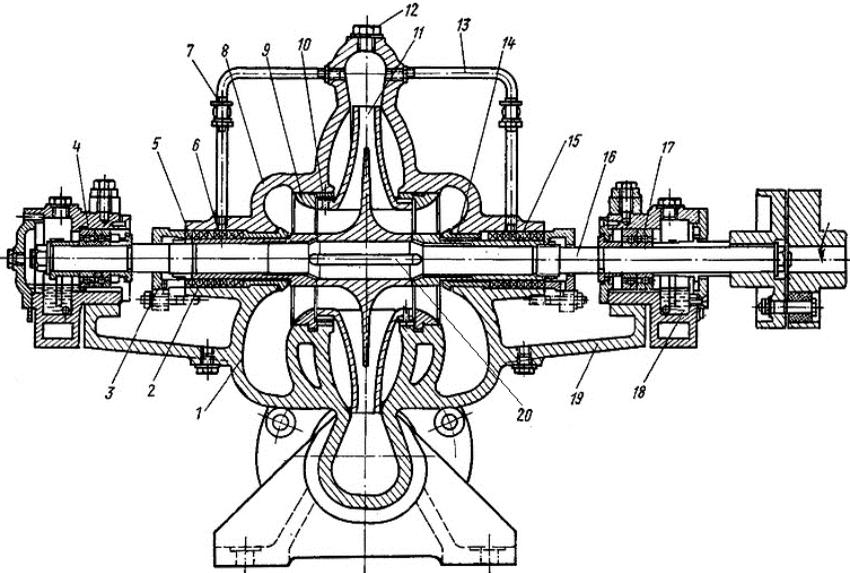


Рис. 2.9. Схема насоса типа Д:

- 1 – корпус насоса; 2 – набивка сальника; 3 – крышка сальника;  
 4, 17 – подшипники; 5 – корпус сальника; 6 – кольцо гидравлического уплотнения; 7, 13 – трубки гидравлического уплотнения;  
 8 – крышка корпуса насоса; 9, 10 – кольца защитные; 11 – колесо рабочее;  
 12 – пробка заливная; 14 – грундбукса; 15 – втулка; 16 – вал;  
 18 – ванна масляная; 19 – кронштейн; 20 – шпонка

Щелевые и сальниковые уплотнения аналогичны уплотнениям консольных насосов. Отличие состоит в том, что вода для гидравлического уплотнения сальника подается не через канал в корпусе, а по специальным трубкам 7, 13. При большой высоте всасывания напор насоса не всегда обеспечивает надежность гидравлической завесы и воздух прорывается в насос. В этом случае воду в сальник подают от постороннего источника с повышенным напором. От осевого усилия вал насоса разгружен, т. к. рабочее колесо симметрично. Рабочее колесо с валом размещается в корпусе, который сверху

имеет плоский горизонтальный разъем, упрощающий монтаж и разборку насоса (разборку можно проводить без отсоединения насоса от трубопроводов). Сверху насос закрывается крышкой 8, в которой имеются каналы, продолжающие каналы корпуса 1.

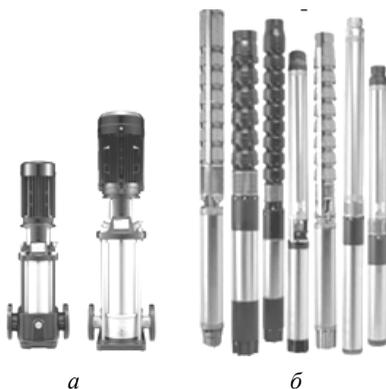
Подводящий канал раздваивается и подводит воду к колесу с двух противоположных сторон. Отвод воды спиральный. Подводящий и отводящий патрубки насоса расположены ниже оси насоса перпендикулярно к ней.

### ***Многоступенчатые насосы***

В многоступенчатых насосах реализован принцип последовательного их соединения. Каждая ступень имеет свое рабочее колесо, все рабочие колеса ступеней имеют общий вал. При работе насоса на каждой ступени повышается напор насоса при неизменной подаче. Поэтому многоступенчатые насосы, в зависимости от количества ступеней, могут обеспечивать широкий диапазон требуемых напоров (см. рис. 2.2, поз. 3, 4).

Многоступенчатые насосы применяют для повышения давления и перекачивания воды и других чистых жидкостей. Возможность перекачивания жидкостей со специфическими свойствами необходимо уточнять в каталогах производителей насосов.

Многоступенчатые насосы бывают поверхностными и погружными, вертикальными (рис. 2.10) и горизонтальными.



*Рис. 2.10.* Общий вид вертикальных многоступенчатых насосов [16]:  
а – поверхностные с электродвигателем в верхней части агрегата;  
б – погружные (скважинные) с электродвигателем в нижней части

Рассмотрим многоступенчатые насосы на примере скважинных (рис. 2.10, б), относящихся к виду многоступенчатых вертикальных погружных насосов.

*Маркировка, область применения*

Маркировка скважинных насосов у различных производителей может отличаться. Например, ОАО «Завод Промбурвод» [16, 17] для маркировки насосов стандартного исполнения использует следующее условное обозначение: ЭЦВ 6-10-80, где Э – электрический; Ц – центробежный; В – водяной; 6 – условный диаметр агрегата, определяемый номинальным диаметром скважины в дюймах; 10 – номинальная подача насоса, м<sup>3</sup>/ч; 80 – напор насоса, м.

Насосы ОАО «Завод Промбурвод» [16, 17] стандартного исполнения имеют пластиковые рабочие колеса и отводы, а остальные детали насоса выполнены из обычной стали. Маркировка насосов нестандартного исполнения имеет дополнительные символы:

- НРК – то же, что и стандартный вариант с рабочим колесом из нержавеющей стали;

- НРО – с рабочим колесом и лопаточным отводом из нержавеющей стали, изготовлены методом штамповки;

- НЛ – с рабочим колесом и лопаточным отводом из нержавеющей стали, изготовлены методом литья;

- ЧЛ – с рабочим колесом и лопаточным отводом из легированного чугуна;

- ЧЛК – с рабочим колесом и лопаточным отводом из легированного чугуна с катафарезным покрытием;

- БР – с рабочим колесом и лопаточным отводом из бронзы;

- КН – корпус насосной части из нержавеющей стали;

- НН – корпус насоса и двигателя из нержавеющей стали;

- ДН – корпус двигателя из нержавеющей стали.

Скважинные насосы нашли широкое применение для подъема воды из скважин для городского, промышленного и сельскохозяйственного водоснабжения. Кроме того, скважинные насосы применяются для осушения котлованов и гидротехнических сооружений, понижения уровня грунтовых вод и в других случаях.

Скважинные насосы работают непосредственно в скважине, погруженные ниже минимального динамического уровня воды не менее чем на 1 м, а также применяются в бустерных системах, когда насос располагают в заполненном водой контейнере или трубопроводе.

### Конструктивные особенности

Скважинный насос представляет собой погружной агрегат, состоящий из многоступенчатого центробежного насоса (рис. 2.11) и электродвигателя (на рис. 2.11 не показан).

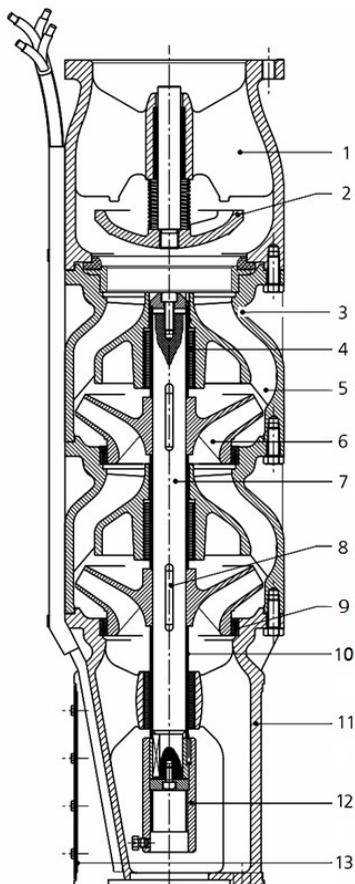


Рис. 2.11. Схема насоса ЭЦВ 10 ЧЛК/БР/НЛ ОАО «Завод Промбурвод» [16]:  
1 – головка насоса; 2 – клапан обратный; 3 – корпус; 4 – подшипник скольжения;  
5 – аппарат направляющий; 6 – колесо рабочее; 7 – вал; 8 – шпонка; 9 – кольцо  
уплотнительное; 10 – втулка распорная; 11 – основание; 12 – муфта; 13 – сетка

Основным рабочим органом насоса является лопастное рабочее колесо 6. В связи с тем, что насос опускается в скважину, диаметр

его рабочего колеса значительно меньше, чем у консольных насосов, соответственно одно колесо создает относительно малое приращение напора. Но для подъема воды из глубоких скважин требуется создание большого напора. Поэтому у погружных насосов на одном валу объединяется несколько рабочих колес (до 30 штук). Таким образом, погружной насос представляет собой многоступенчатую систему, состоящую из ряда центробежных насосов, соединенных последовательно. Общий напор насоса равен сумме напоров каждой ступени.

Область высокого давления отделяется от области низкого с помощью щелевых уплотнений (уплотнительное кольцо 9), как и у консольных насосов. Рабочее колесо 6 на валу 7 крепится шпонкой 8.

Вода из рабочего колеса 6 поступает в направляющий аппарат 5, представляющий собой систему неподвижных лопастей, которые направляют поток воды от периферии рабочего колеса одной секции (ступени) в центр рабочего колеса следующей.

Подвод воды в насос производится через специальные окна в основании 11, которые снаружи закрыты защитной сеткой 13. Отвод воды происходит через обратный клапан 2 и головку насоса 1, к которой присоединяется нагнетательный трубопровод.

Вал 7 насоса закреплен в подшипниках скольжения 4, неподвижные втулки которых выполнены из пластмассы, резины или других материалов. Смазываются подшипники водой, которая поступает через продольные каналы.

В рабочем положении вал насоса расположен вертикально. В целях защиты двигателя от возможного попадания песка вал двигателя снабжен уплотнением из резиновых колец.

Снизу к насосу подсоединяется погружной электродвигатель. Вал насоса соединяется с валом электродвигателя муфтой 12. В муфте имеются специальные отверстия для прокрутки вала вручную при проверке правильности сборки. Для привода скважинных насосов применяют различные электродвигатели, например ПЭДГ (погружной электродвигатель герметичный), ПЭДВ (погружной электродвигатель водозаполненный) и др. [16]. Герметичный электродвигатель типа ПЭДГ заполнен жидкостью (смесь пропиленгликоля с водой) для смазки подшипников скольжения и охлаждения электродвигателя. Негерметичный электродвигатель типа ПЭДВ смазывается и охлаждается перекачиваемой жидкостью и перед опусканием в скважину заливается чистой водой через пробки-фильтры. Не допускается

включение (даже кратковременное) скважинного насосного агрегата с незаполненным и не погруженным в воду электродвигателем. Во избежание «сухой работы» при снижении динамического уровня воды в скважине насос оборудуется защитной автоматикой.

### Вихревые насосы

Вихревые насосы (рис. 2.12) относятся к динамическим насосам трения, у которых жидкость перемещается по периферии рабочего колеса по винтовой траектории с образованием вихрей.

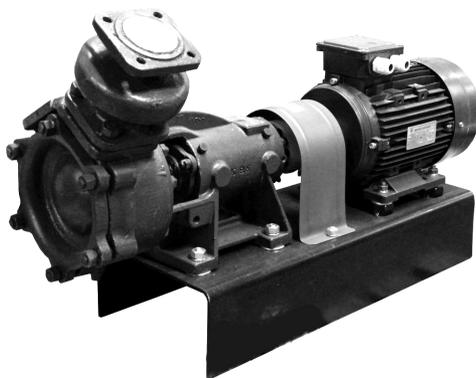


Рис. 2.12. Общий вид вихревого насоса типа ВКС с электродвигателем

При работе вихревого насоса один и тот же объем жидкости многократно попадает из кольцевого канала 18 (рис. 2.13) в межлопаточное пространство рабочего колеса 4, где последовательно получает приращение энергии.

Вихревые насосы способны обеспечивать напор  $H$  до 250 м и подачу  $Q$  до 12 л/с.

Недостатками вихревых насосов являются низкий КПД (менее 45 %) и повышенные требования к чистоте жидкости, т. к. даже небольшое содержание абразивных частиц приводит к быстрому износу уплотнений и рабочих органов насоса. Эти недостатки ограничивают практическое использование вихревых насосов, которые вытесняются более экономичными многоступенчатыми центробежными.

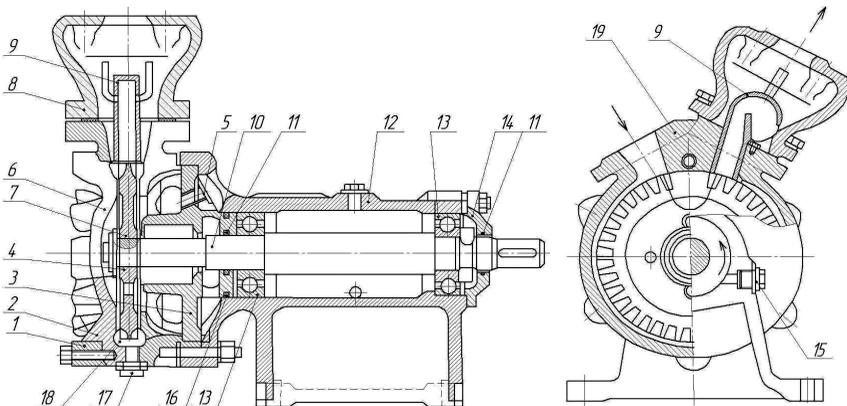


Рис. 2.13. Схема насоса типа ВКС:

- 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – крышка внутренняя; 4 – колесо рабочее;  
 5 – отверстие для присоединения паропроводов; 6 – крышка обогревная  
 (для насосов с обогревом); 7 – зазор, регулируемый кольцами; 8 – колпак;  
 9 – воздуховод; 10 – вал; 11 – кольца войлочные уплотняющие; 12 – стойка  
 опорная; 13 – подшипник; 14 – крышка; 15 – пробка; 16 – кольцо резиновое;  
 17 – пробка сливная; 18 – каналы в корпусе; 19 – патрубок входной

Преимуществом вихревых насосов является их способность к самовсасыванию, когда для запуска насоса в работу достаточно заполнить водой только его корпус, а впоследствии достаточно той воды, которая останется в насосе после остановки. Это преимущество упрощает эксплуатацию насосной установки и делает оправданным практическое использование маломощных вихревых насосов для обеспечения малых подач. Также вихревые насосы целесообразно использовать в качестве специальных для перекачки газонасыщенных и легколетучих жидкостей, например бензинов, спиртов, эфиров и т. д.

#### *Маркировка, область применения*

Маркировка насоса начинается с букв ВК – вихревой консольный или ЦВК – центробежно-вихревой консольный. При специальном исполнении насоса в обозначение добавляются буквы С – самовсасывающий, О – обогреваемый (охлаждаемый). Далее записываются числа в виде дроби. Числитель дроби означает подачу насоса (л/с), а знаменатель – напор (м). Затем указываются буквы и цифры, обозначающие материал проточных частей, вид уплотнений и климатическое исполнение. Например, ВКС 4/28 А-2Г-У2

расшифровывается следующим образом: вихревой консольный самовсасывающий насос, подача которого – 4 л/с, напор – 28 м, выполнен из серого чугуна с двойными торцевыми уплотнениями, предназначен для использования в умеренном климате.

### *Конструктивные особенности*

Элементы конструкции насосов ВК (ВКС) показаны на рис. 2.13.

Основным рабочим органом является рабочее колесо 4, по окружности которого расположены радиальные лопатки и торцевое уплотнение.

В корпусе насоса 1, который закрывается крышкой 2, имеется кольцевой канал, соединяющийся с нагнетательным и всасывающим патрубками насоса 19. На коротком участке между патрубками имеется радиальное уплотнение, препятствующее перетеканию жидкости из области высокого давления в область низкого.

Соединение рабочего колеса с приводом такое же, как у консольных насосов.

Для получения больших напоров и увеличения КПД выпускаются насосы типа ЦВК. Эти насосы двухступенчатые: первая ступень – центробежный насос, а вторая – вихревой. Колеса обоих насосов установлены последовательно и на одном валу. КПД таких насосов увеличивается до 50 %.

## **Струйные насосы**

Струйные насосы (рис. 2.14, 2.15) относятся к классу динамических. Особенность струйных насосов состоит в том, что в качестве рабочего органа используется не твердое тело, а струя жидкости (рабочая жидкость), в результате гидродинамического действия которой всасывается и перемещается другая жидкость или газ (пассивная среда). Рабочий процесс струйного насоса сопровождается активным перемешиванием двух потоков.

Струйный насос работает только в составе с другим лопастным насосом, который обеспечивает непрерывную подачу рабочей жидкости. Поток рабочей жидкости из подающего трубопровода 2 (см. рис. 2.14, 2.15) с расходом  $Q_p$  поступает в сопло 3, где приобретает большую скорость. В соответствии с уравнением Бернулли (1.47) скоростной напор возрастает, а потенциальный напор (давление)

уменьшается. В результате при определенных условиях в приемной камере 4 возникает вакуум, за счет которого пассивная среда с расходом  $Q_{п}$  через всасывающий патрубок 1 поступает в струйный насос, где оба потока взаимодействуют и перемешиваются в горловине 5 и далее через диффузор 6 поступают в трубопровод.

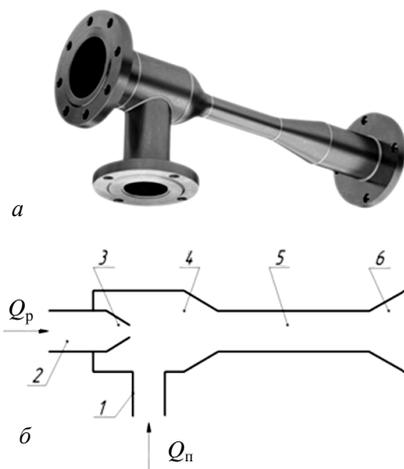


Рис. 2.14. Струйный насос поверхностный:  
а – общий вид; б – схема

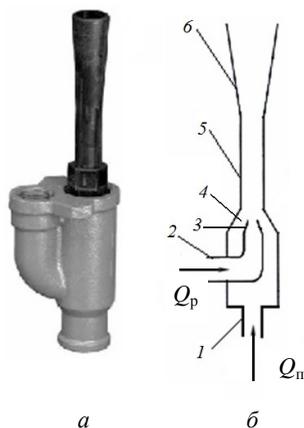


Рис. 2.15. Струйный насос погружной:  
а – общий вид; б – схема

Струйные насосы имеют ряд преимуществ: отсутствие подвижных элементов; простота конструкции и малые габариты; высокая надежность при минимальных затратах на обслуживание. Основным недостатком, препятствующим широкому использованию струйных насосов, является низкий КПД (не более 35 %).

Струйные насосы используются в перерабатывающей отрасли, теплоэнергетике, водоснабжении и водоподготовке. Их применяют, когда необходимо смешивать и перекачивать различные жидкости, получать водовоздушные смеси, создавать вакуум в вакуумных установках, а также в водоподъемных установках.

В водоподъемных установках струйные насосы применяются в составе с поверхностными центробежными насосами для увеличения их высоты всасывания при добыче воды из подземных источников. Схема водоподъемной установки с питающим центробежным насосом б и струйным насосом 4 представлена на рис. 2.16.

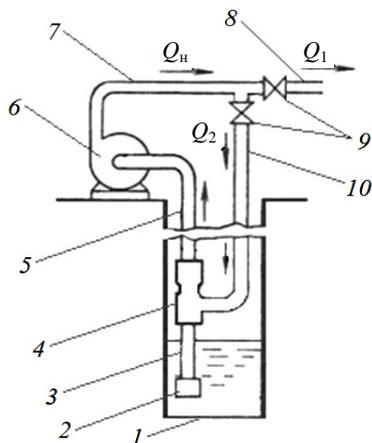


Рис. 2.16. Схема водоподъемной установки:

- 1 – колодец (скважина); 2 – клапан обратный (приемный) с сеткой;  
 3 – патрубок всасывающий насоса струйного; 4 – насос струйный;  
 5 – трубопровод всасывающий насоса центробежного;  
 6 – насос центробежный; 7 – трубопровод нагнетательный насоса центробежного; 8 – трубопровод подачи воды в сеть или в напорно-регулирующий резервуар; 9 – регулирующие задвижки;  
 10 – трубопровод подачи рабочей жидкости в насос струйный

Центробежный насос *б* поднимает воду из колодца (скважины) *1* и подает ее в нагнетательный трубопровод *7* с подачей  $Q_n$ . Далее часть подачи насоса  $Q_1$  поступает по трубопроводу *8* в водопроводную сеть. Другая часть подачи насоса  $Q_2$  поступает по трубопроводу *10* для обеспечения работы струйного насоса *4*. В струйном насосе *4* рабочий поток создает вакуум, за счет которого через всасывающий патрубок *3* происходит подсос воды из колодца (скважины) *1*, которая смешивается с рабочим потоком и под давлением поступает во всасывающий трубопровод *5* центробежного насоса *б*.

Водоподъемные установки со струйными насосами позволяют использовать поверхностные центробежные насосы для подъема воды из колодцев (скважин) с глубины, превышающей допустимую высоту всасывания поверхностных насосов, которая не превышает 8 м. Однако, т. к. часть подачи центробежного насоса  $Q_2$  затрачивается на работу струйного насоса, а в систему водоснабжения поступает полезный объем воды с расходом  $Q_1$ , то такие установки имеют

низкий КПД (не более 30 %) из-за снижения полезной мощности подающего насоса. С увеличением глубины расположения струйного насоса КПД установки падает. Поэтому такие установки допустимо применять для обеспечения относительно малых подач воды с глубины не более 25 м при неинтенсивном водопользовании. В других случаях целесообразно применять погружные центробежные насосы.

### Осевые насосы

В осевых насосах поток жидкости движется вдоль оси рабочего колеса. Осевые насосы относятся к лопастным динамическим насосам с вертикальным или горизонтальным расположением вала, с поверхностным или погружным расположением электродвигателя.

Общий вид осевого погружного насоса представлен на рис. 2.17. Данный насос с герметичным электродвигателем располагается в вертикальном положении непосредственно в трубопроводе.



Рис. 2.17. Общий вид осевых погружных насосов [15]

Осевые насосы создают весьма большую подачу  $Q$  (до  $40 \text{ м}^3/\text{с}$ ) при сравнительно небольшом напоре  $H$  (не более 20 м), поэтому используются при необходимости перекачки больших объемов природных и предварительно очищенных сточных вод без содержания волокнистых материалов. Осевые насосы характеризуются высоким КПД (до 90 %). В сельском хозяйстве данные насосы находят применение в мелиоративных системах. Варианты схем установки осевых насосов представлены на рис. 2.18.

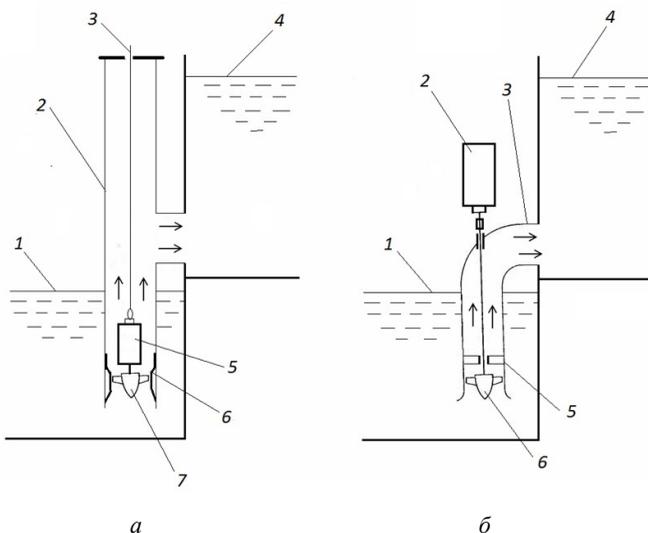


Рис. 2.18. Схемы установки осевых насосов:

*a* – агрегат погружной: 1 – уровень воды в нижнем бьефе; 2 – трубопровод с отводом; 3 – подвес и силовой кабель; 4 – уровень воды в верхнем бьефе;

5 – электродвигатель погружной; 6 – корпус насоса; 7 – колесо рабочее;

*б* – агрегат полупогружной (с поверхностным электродвигателем):

1 – уровень воды в нижнем бьефе; 2 – электродвигатель поверхностный; 3 – отвод;

4 – уровень воды в верхнем бьефе; 5 – корпус насоса; 6 – колесо рабочее

### Маркировка, область применения

Маркировка осевых насосов у различных производителей может отличаться. Обозначение осевого насоса состоит из следующих элементов: О – осевой с жестко закрепленными лопастями; П – поворотнолопастной; В – с вертикальным валом (Г – с горизонтальным валом); Э – с электроприводом разворота лопастей. Далее могут идти числовые обозначения номера модели, наружного диаметра рабочего колеса и др., затем буквы, обозначающие модификацию. Например, маркировка насоса *ОПВ 6-87Э* означает: осевой поворотнолопастной вертикальный насос шестой модели с диаметром рабочего колеса 87 см и электроприводом разворота лопастей.

### Конструктивные особенности

Основным рабочим органом осевого насоса с поверхностным расположением электродвигателя (рис. 2.19, электродвигатель не показан)

является рабочее колесо 3, состоящее из втулки и лопастей (лопастей может быть от 3 до 6). Наружный обод отсутствует. Лопастки могут жестко закрепляться на втулке, а могут поворачиваться. В модификациях Э и ЭГ (с электро- и электрогидроприводом разворота лопастей) лопасти можно поворачивать без остановки агрегата, что позволяет использовать режим работы с наибольшим КПД.

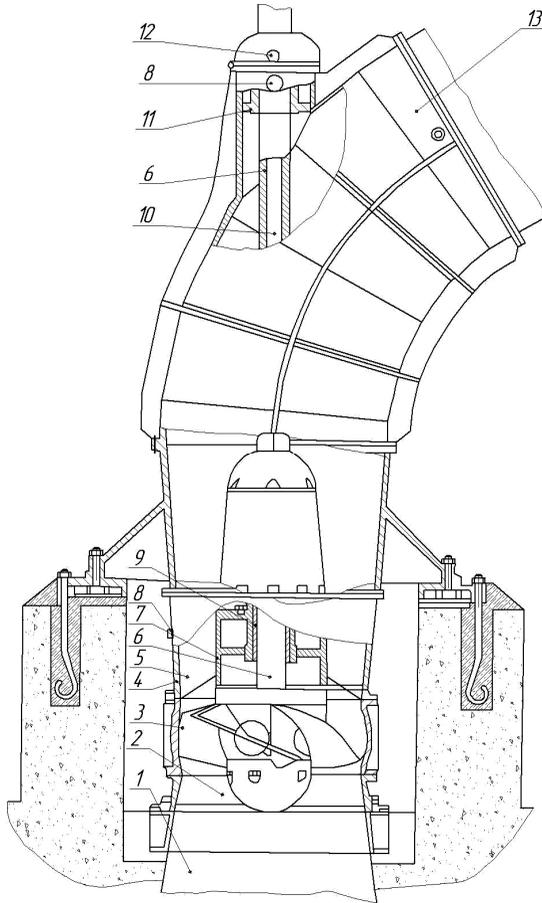


Рис. 2.19. Схема осевого насоса:

- 1 – труба всасывающая; 2 – камера; 3 – колесо рабочее; 4 – аппарат выправляющий;  
 5 – лопатка выправляющего аппарата; 6 – вал; 7 – обтекатель;  
 8, 12 – штуцеры для подвода воды к подшипникам; 9, 11 – подшипники;  
 10 – шток поворота лопастей рабочего колеса; 13 – отвод

Рабочее колесо крепится к фланцу вала 6, который вращается в подшипниках скольжения 9, 11. При работе насоса подшипники смазываются водой. К верхнему подшипнику вода подается также при пуске насоса. Если перекачиваемая вода содержит более 50 мг/л твердых минеральных частиц, то к подшипникам подается чистая вода с помощью специального насоса с расходом порядка 0,5 л/с.

Перед рабочим колесом могут быть установлены лопатки направляющего аппарата с обтекателем, предназначенного для создания оптимальных условий входа жидкости в насос. Затем вода поступает в рабочую камеру 2 и на рабочее колесо 3. После рабочего колеса 3 вода проходит через лопатки выправляющего аппарата 4, предназначенного для выравнивания закрученного потока, что уменьшает потери напора в трубопроводе после насоса. Далее установлен отвод 13, который представляет собой трубу, наклоненную под углом  $60^\circ$  к оси насоса. Могут выпускаться насосы с углом поворота отвода  $90^\circ$ .

Дополнительную информацию о динамических насосах можно найти в литературе [2].

### **Задание**

1. Изучить основные сведения о динамических насосах, кратко законспектировать.

2. Изучить устройство и принцип действия динамических насосов и выделить различными цветами основные элементы насосов (корпус, рабочее колесо, вал и т. д.) и их позиции в подрисуночной подписи.

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

### **Контрольные вопросы и задания**

1. Какие насосы относятся к классу динамических? Почему они получили такое название?

2. Какие типы насосов относятся к центробежным? Почему они получили такое название?

3. Приведите классификацию и основные виды центробежных насосов.

4. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности насосов типа К и КМ.

5. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности насосов типа Д.
6. Каковы особенности эксплуатации насосов типа К, КМ и Д?
7. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности многоступенчатых насосов.
8. Каковы особенности монтажа и эксплуатации скважинных насосов?
9. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности вихревых насосов, их основные преимущества и недостатки по сравнению с центробежными.
10. Укажите назначение и конструктивные особенности струйных насосов.
11. Приведите схему и перечислите особенности эксплуатации водоподъемных установок со струйным насосом.
12. Укажите область применения, маркировку и конструктивные особенности осевых насосов.

## 2.2. Лабораторная работа

### ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### *Цель работы:*

1. На практике закрепить теоретические знания.
2. Овладеть навыками определения и графического представления характеристик насоса.

#### Общие сведения

Испытание насоса является распространенной задачей в инженерной практике. Как правило, характеристики насосов определяются опытным путем для заданного значения частоты вращения рабочего колеса и для определенной жидкости. Задача определения характеристик возникает при проектировании новых насосов, при внесении конструктивных изменений в существующие модели, при их регулировании для обеспечения заданных параметров и в других случаях. Испытание насоса осуществляется в составе насосной установки, которая кроме насоса содержит соединительные трубопроводы, регулировочную и защитную арматуру, контрольно-измерительные приборы, электрическое и другое оборудование. Пример установки для испытания центробежного насоса представлен на рис. 2.20.

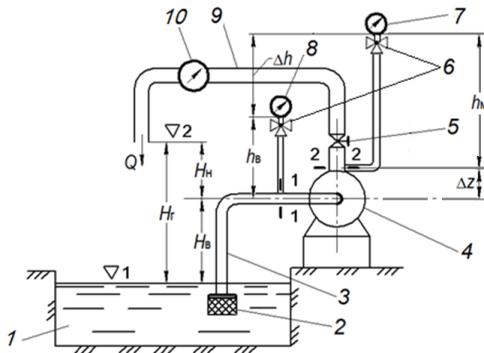


Рис. 2.20. Схема установки для испытания насоса:

- 1 – резервуар; 2 – клапан обратный с сеткой; 3 – трубопровод всасывающий; 4 – насос; 5 – кран регулировочный; 6 – кран трехходовой; 7 – манометр; 8 – мановакуумметр; 9 – трубопровод нагнетательный; 10 – счетчик (расходомер)

Работу центробежных насосов характеризуют следующие основные параметры:

1. *Подача насоса*  $Q$  – количество жидкости, перемещаемое насосом в единицу времени. В соответствии с единицей измерения количества жидкости различают подачу объемную ( $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , л/с, л/мин) и массовую (кг/с, кг/мин, т/ч).

2. *Напор насоса*  $H$  – энергия, которую приобретает в среднем каждая единица веса жидкости, пройдя через насос. Поэтому напор насоса равен разности напоров, измеренных в сечении 2–2 на выходе из насоса и в сечении 1–1 на входе в него.

Следовательно, напор насоса

$$H = \left( z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left( z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right), \quad (2.1)$$

где  $z_1, z_2$  – значения геометрического напора в сечениях на выходе и входе насоса;

$p_1, p_2$  – значения давления в соответствующих сечениях;

$v_1, v_2$  – значения средней скорости в соответствующих сечениях;

$\alpha_1, \alpha_2$  – значения коэффициентов Кориолиса в соответствующих сечениях;

$\gamma$  – удельный вес жидкости;

$g$  – ускорение силы тяжести.

Уравнение (2.1) можно представить в виде

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\gamma} + \Delta H_v, \quad (2.1^*)$$

где  $\Delta z = z_2 - z_1$  – разность геометрических напоров в сечениях на выходе и входе насоса соответственно;

$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$  – приращение пьезометрического напора в насосе;

$\Delta H_v = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g}$  – приращение скоростного напора в насосе.

С учетом турбулентного режима движения жидкости ( $\alpha_1 = \alpha_2$ ) во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса и уравнения

неразрывности (1.34) формулу для определения приращение скоростного напора в насосе можно представить в виде

$$\Delta H_v = \frac{\alpha}{2g} \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right) Q^2 = A Q^2, \quad (2.2)$$

где  $S_1 = \frac{\pi d_{в.п}^2}{4}$ ,  $S_2 = \frac{\pi d_{н.п}^2}{4}$  – площади сечений на входе и выходе насоса соответственно ( $d_{в.п}$  и  $d_{н.п}$  – внутренние диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса);

$Q$  – расход воды, проходящий через рассматриваемое поперечное сечение (подача насоса);

$A$  – постоянный коэффициент для определенного насоса.

3. *Мощность насоса  $N$*  – мощность, потребляемая насосом. Если вал двигателя непосредственно соединяется с валом насоса, то она равняется полезной мощности двигателя.

4. *Эффективная (полезная) мощность насоса  $N_n$*  – мощность, которую жидкость получает от насоса:

$$N_n = \gamma Q H. \quad (2.3)$$

5. *Коэффициент полезного действия (КПД) насоса*

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\gamma Q H}{N}. \quad (2.4)$$

6. *Допустимая вакуумметрическая высота всасывания  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$*  или *допустимый кавитационный запас  $\Delta h_{\text{доп}}$* .

7. *Частота вращения рабочего колеса насоса  $n$* .

Зависимости  $H = f_1(Q)$ ,  $N = f_2(Q)$ ,  $\eta = f_3(Q)$ ,  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = f_4(Q)$  или  $\Delta h_{\text{доп}} = f_4(Q)$  при  $n = \text{const}$  называются рабочими характеристиками насоса. Причем первая называется главной (напорной), вторая и третья – энергетическими, четвертая – кавитационной.

Характеристики насосов представляются в графической (рис. 2.21) или табличной форме (прилож. 16–28).

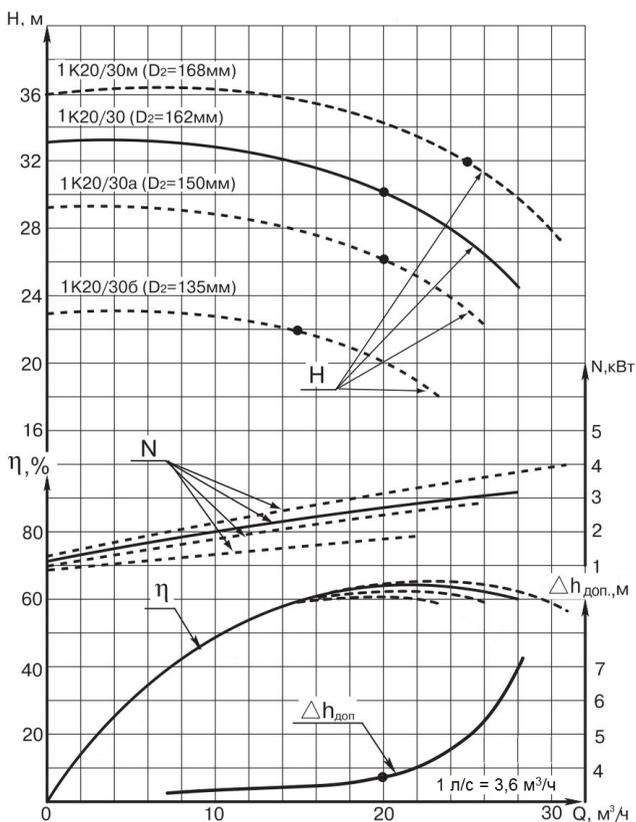


Рис. 2.21. Рабочие характеристики центробежного насоса 1К20/30 с частотой вращения рабочего колеса  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$  для перекачки воды плотностью  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Реальные характеристики насоса могут несколько отличаться от характеристик, приводимых в каталогах производителей насосного оборудования. Это связано с рядом факторов: качеством изготовления насоса; износом насоса в процессе эксплуатации; скачками частоты тока или напряжения в электрической сети, от которой запитан электродвигатель насоса, и т. д.

Для определения характеристик проводятся испытания насосов. Правила и методы испытания центробежных насосов предусмотрены ГОСТ 6134–2007 (ИСО 9906:1999) «Насосы динамические. Методы испытаний». В этом стандарте рассматривается несколько разно-

видностей испытаний: приемочные, контрольные, периодические, типовые и др.

В данной работе предусматривается только часть контрольных испытаний – определение напорной  $H = f_1(Q)$  и энергетических  $N = f_2(Q)$  и  $\eta = f_3(Q)$  характеристик.

Измерение подачи производится на выходе из насоса после отбора жидкости на собственные нужды, например на смазку и охлаждение.

Измерение давления производится манометрами, вакуумметрами или мановакуумметрами, которые присоединяются к всасывающему и нагнетательному трубопроводу на расстоянии двух диаметров от входного и выходного патрубков насоса. Измерительные приборы подключаются при помощи трубок или гибких шлангов. Для исключения систематической погрешности присоединительные трубки должны быть полностью заполнены жидкостью, давление которой измеряется. Тогда давление в выбранных сечениях (рис. 2.20) определяется по основному уравнению гидростатики (1.21):

$$p_1 = p_{\text{в}} + \gamma h_{\text{в}};$$

$$p_2 = p_{\text{м}} + \gamma h_{\text{м}},$$

где  $p_{\text{в}}$  – показание вакуумметра;

$p_{\text{м}}$  – показание манометра;

$\gamma$  – удельный вес жидкости;

$h_{\text{в}}$ ,  $h_{\text{м}}$  – превышение точки подключения соответствующего прибора над центром тяжести сечения, в котором измеряется давление.

В результате формула (2.1) для определения напора насоса по результатам измерений примет вид:

$$H = \Delta h + \frac{\Delta p_{\text{м}}}{\gamma} + \Delta H_{\text{в}}, \quad (2.5)$$

где  $\Delta h = \Delta z + h_{\text{м}} - h_{\text{в}}$ ;

$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{м}} - p_{\text{в}}$  – разность показаний манометра и вакуумметра.

Высота положения манометра  $h_{\text{м}}$  и вакуумметра  $h_{\text{в}}$  определяется до штуцера прибора (рис. 2.20). Перед штуцером устанавливается

трехходовой кран для заполнения присоединительных трубок жидкостью или отключения прибора. Также узел измерения давления должен быть оснащен устройством поглощения колебаний (демпфером) – вставкой с малым проходным отверстием, пористым элементом, воздушным колпаком или другим устройством.

Измерение частоты вращения производится тахометром.

Определение мощности на валу насоса рекомендуется производить путем измерения вращающего момента с помощью балансирного электродвигателя.

При испытании насосов с электродвигателем на одном валу допускается определить мощность на валу, измеряя ваттметром мощность, потребляемую электродвигателем от сети  $N_1$ . Так как в этом случае КПД передачи равен 1, то мощность на валу насоса  $N$  равняется мощности на валу электродвигателя  $N_2$ , которая находится по тарировочному графику  $N_2 = f(N_1)$ .

Во время проведения испытаний необходимо соблюдать основные правила эксплуатации насосов. Порядок запуска:

1. Выключить с помощью трехходовых кранов манометр и вакуумметр (во избежание их поломки в результате резкого увеличения давления).

2. Проверить соответствие задвижек пусковому положению.

Для уменьшения пусковых токов, которые могут в несколько раз превышать ток, потребляемый двигателем при соответствующем установившемся режиме, а также для уменьшения механических нагрузок двигателя запускаются по возможности при наименьшей потребляемой мощности. Из графика  $N = f_2(Q)$  на рис. 2.21 видно, что центробежные насосы потребляют наименьшую мощность при  $Q = 0$ , т. е. на холостом ходу. Поэтому центробежные насосы необходимо запускать при закрытой задвижке на нагнетательном трубопроводе. Эта особенность запуска характерна только для центробежных насосов. Остальные динамические насосы запускают, как правило, при открытых задвижках, что позволяет удалить воздух из рабочей камеры и снизить пусковые токи. Правила пуска и остановки конкретного насоса необходимо уточнять по паспортным данным.

На всасывающем трубопроводе любого насоса для исключения кавитации задвижка всегда должна быть полностью открыта при любом режиме работы (она закрывается только на время ремонта).

### 3. Запустить двигатель.

При появлении резких звуков или сильной вибрации немедленно выключить двигатель и устранить неисправность.

Если двигатель вышел на нормальный режим работы, плавно открыть задвижку на нагнетательном трубопроводе и установить требуемую подачу. Длительная работа насоса при закрытой задвижке запрещается.

Если подача насоса отсутствует, следует остановить насос и залить всасывающий трубопровод и корпус жидкостью. Это связано с тем, что разрежение во всасывающем трубопроводе, который не заполнен водой, будет почти в 800 раз меньше, чем в заполненном, т. е. во столько же раз, во сколько воздух легче воды. Поэтому центробежный насос, у которого не заполнены жидкостью корпус и всасывающий трубопровод, не сможет создать разрежение, достаточное для подъема жидкости.

4. С помощью трехходовых кранов заполнить трубки манометра и вакуумметра перекачиваемой жидкостью и включить приборы для измерения давления.

Для остановки насоса следует:

- а) отключить манометр и вакуумметр;
- б) закрыть задвижку на нагнетательном трубопроводе;
- в) остановить двигатель.

В процессе испытаний необходимо контролировать выполнение следующих требований:

а) через сальниковые уплотнения в целях охлаждения и смазки вода должна сочиться отдельными каплями, в противном случае при работе сальник перегревается и происходит катастрофический износ сальника и вала. Если через сальник просачивается чрезмерно большое количество жидкости, следует подтянуть крышку сальника или, в случае необходимости, дополнить или сменить набивку;

б) температура подшипников и электродвигателя не должна превышать  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

в) при появлении во время работы насоса сильных шумов, повышенной вибрации его необходимо срочно остановить и выяснить причины. Насос можно будет включить только после устранения всех неполадок.

С дополнительными теоретическими сведениями можно ознакомиться в литературе [2].

## Описание экспериментальной установки

Работа проводится на установке, представленной на рис. 2.20. Установка является циркуляционной: вода по всасывающему трубопроводу забирается насосом из резервуара и сбрасывается из нагнетательного трубопровода обратно в резервуар. Насос расположен выше уровня воды в резервуаре. На входе во всасывающий трубопровод установлен обратный клапан с сеткой (КС) для предотвращения опорожнения насоса во время его простоя. На нагнетательном трубопроводе установлен кран (К) для регулировки подачи насоса. Установка оснащена измерительными приборами: мановакуумметром (МВ) и манометром (М) для определения значений давления на входе в насос и выходе из него соответственно, счетчиком (С) с секундомером для определения подачи насоса, а также ваттметром для определения мощности одной фазы электродвигателя.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с установкой для испытания насоса:

а) изучить порядок снятия отсчетов по приборам, записать в табл. 2.3 соответствующие шкале приборов единицы измерения;

б) занести в табл. 2.1 паспортные данные насоса:  $Q_{\text{ном}}$ ,  $H_{\text{ном}}$ ,  $n_{\text{ном}}$ ,  $N_{\text{ном}}$ ,  $\eta_{\text{макс}}$  – номинальные подача, напор, число оборотов рабочего колеса, мощность насоса и максимальный коэффициент полезного действия соответственно;  $d_{\text{в.п.}}$ ,  $d_{\text{н.п.}}$  – диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков насоса;  $D_{\text{к}}$  – диаметр рабочего колеса;

в) определить и записать в табл. 2.2 параметры насосной установки:  $H_{\text{г}}$  – геометрический напор;  $H_{\text{в}}$  – геометрическую высоту всасывания;  $H_{\text{н}}$  – геометрическую высоту нагнетания;  $p_{\text{в1}}$  – давление на свободной поверхности воды в резервуаре;  $p_{\text{в2}}$  – давление на выходе из нагнетательного трубопровода;  $\Delta h$  – превышение штуцера манометра над штуцером мановакуумметра.

Предъявить преподавателю подготовленные материалы и получить разрешение на запуск установки.

Таблица 2.1

## Паспортные (номинальные) данные насоса

Марка насоса по паспорту	Марка аналогичного насоса	$Q_{\text{ном}}, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H_{\text{ном}}, \text{ м}$	$\eta_{\text{макс}}, \%$	$n_{\text{ном}}, \text{ мин}^{-1}$	$N_{\text{ном}}, \text{ л. с.}$	$d_{\text{в. п}}, \text{ мм}$	$d_{\text{н. п}}, \text{ мм}$	$D_{\text{к}}, \text{ мм}$

Таблица 2.2

## Параметры насосной установки

$H_{\text{г}}, \text{ см}$	$H_{\text{в}}, \text{ см}$	$H_{\text{н}}, \text{ см}$	$P_{\text{в1}}, \text{ Па}$	$P_{\text{в2}}, \text{ Па}$	$\Delta h, \text{ см}$	$A, \frac{\text{дм}}{\left(\frac{\text{дм}^3}{\text{с}}\right)^2}$

2. Руководствуясь правилами эксплуатации, запустить насос, плавно открыть кран на нагнетательном трубопроводе, убедиться в нормальной работе насоса (вода выходит из нагнетательного трубопровода компактной сплошной струей).

После того как установится режим работы насоса (показания приборов, измеряющих давление, не будут меняться), определить и записать в табл. 2.3:

а) объем воды  $V$ , протекший за время  $t$  (по секундомеру). Измеренный объем воды выбирается таким образом, чтобы максимальная относительная ошибка измерения расхода соответствовала классу точности остальных приборов (в настоящей работе принимается объем 40–100 л);

б) показания манометра  $p_{\text{м}}$  и мановакуумметра  $p_{\text{в}}$ ;

в) показания ваттметра  $N_{\text{в}}$ , измеряющего мощность одной фазы электродвигателя.

Таблица 2.3

## Рабочие параметры насоса

Открытие крана, град.	$V$	$t$	$Q$	$p_{\text{м}}$	$p_{\text{в}}$	$\frac{\Delta p_{\text{м}}}{\gamma}$	$\Delta H_{\text{в}}$	$H$	$N_{\text{в}}$	$N_1$	$N (N_2)$	$\eta$
90												
50												
40												
35												
0			0									

Предъявить результаты измерений преподавателю и получить разрешение на изменение режима работы насоса.

3. Не останавливая насос, произвести измерения, указанные в п. 2, для всех положений рукоятки крана (табл. 2.3).

4. Руководствуясь правилами эксплуатации, остановить насос.

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить и записать в табл. 2.2 и 2.3:

а) подачу насоса по формуле (1.35);

б) приращение пьезометрического напора  $\frac{\Delta p_m}{\gamma}$ , где  $\Delta p_m = p_m - p_v$  – разность показаний манометра и вакуумметра;

в) коэффициент  $A = \frac{\alpha}{2g} \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_1^2} \right)$  для вычисления приращения скоростного напора  $\Delta H_v$  по формуле (2.2);

г) приращение скоростного напора  $\Delta H_v$  по формуле (2.2);

д) полный напор насоса  $H$  по формуле (2.5);

е) мощность  $N_1 = 3N_W$ , потребляемую трехфазным электродвигателем;

ж) мощность на валу насоса  $N$  с помощью тарировочного графика электродвигателя  $N_2 = f(N_1)$  или по формуле  $N_2 = N_1 \eta_3$ , где  $N_2$  – мощность на валу электродвигателя;  $\eta_3$  – КПД электродвигателя при соответствующем режиме;

з) КПД насоса  $\eta$  по формуле (2.4).

Учитывая, что в лабораторной установке насос и двигатель имеют общий вал,  $N_2 = N$  (в данном случае КПД передачи равен единице).

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса (рис. 2.21):

а) напорную  $H = f_1(Q)$ ;

б) энергетические  $\eta = f_2(Q)$  и  $N = f_3(Q)$ .

3. Сравнить построенные в результате испытания характеристики насоса с характеристиками завода-изготовителя. Сделать вывод о результатах сопоставления.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## **Контрольные вопросы и задания**

1. Для чего проводятся параметрические испытания насосов в инженерной практике?
2. Какие основные параметры характеризуют работу насоса?
3. Что называется рабочими характеристиками насоса? Представьте графическое изображение рабочих характеристик центробежного насоса.
4. Что отражает главная характеристика насоса? Как она изменяется при обточке рабочего колеса насоса?
5. Какие характеристики называются энергетическими?
6. Что такое полезная мощность насоса? Как она определяется?
7. Перечислите основные правила эксплуатации насоса, возможные неисправности при его испытании и методы их устранения.

## 2.3. Лабораторная работа

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАВИТАЦИОННОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

#### *Цель работы:*

1. На практике закрепить теоретические знания.
2. Овладеть навыками опытного определения кавитационной характеристики насоса.

#### Общие сведения

Важным параметром при проектировании насосных установок является высота всасывания  $H_v$  (рис. 2.20), которая ограничена и не должна превышать допустимого значения  $H_v^{\text{доп}}$ .

При работе насоса в его всасывающей трубке и на тыльной стороне лопастей возникает разрежение (вакуум), т. е. в этих местах абсолютное давление становится ниже давления атмосферы, за счет чего и происходит подсос жидкости. Чем выше установлен насос относительно уровня жидкости в резервуаре (высота всасывания  $H_v$ ), тем более глубокий вакуум создается насосом, т. к. ему необходимо всасывать жидкость на большую высоту. Если высота всасывания  $H_v$  превысит допустимую высоту всасывания  $H_v^{\text{доп}}$ , то в насосе начнет развиваться кавитация.

*Кавитацией* в насосе называют явление, при котором в результате падения давления ниже значения давления насыщенных паров перекачиваемой жидкости и действия растягивающих напряжений в области всасывания насоса начинается образование пузырьков пара (жидкость закипает) и каверн (пустот в жидкости), заполненных паром. Впоследствии при повышении давления в области нагнетания насоса образовавшиеся каверны и пузырьки резко схлопываются, что приводит к возникновению локальных гидравлических ударов, сопровождающихся образованием ударных волн. В результате в насосе появляются нехарактерные для нормальной работы шумы и вибрация, ухудшаются рабочие характеристики и начинается постепенное разрушение (эрозия) рабочих органов в местах, граничащих с областью схлопывания каверн и пузырьков пара.

Для недопущения кавитации необходимо при проектировании насосной установки определять допустимую высоту всасывания  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  выбранного насоса и сопоставлять ее с планируемой высотой всасывания  $H_{\text{в}}$ . При этом должно выполняться следующее условие:

$$H_{\text{в}} \leq H_{\text{в}}^{\text{доп}}. \quad (2.6)$$

Проверку условия (2.6) необходимо выполнять и для поверхностных, и для погружных насосов, т. к. допустимая высота всасывания  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  может иметь отрицательное значение, что вызывает необходимость установки насоса только ниже уровня жидкости в резервуаре (источнике).

Выбор формулы для определения допустимой высоты всасывания  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  зависит от того, какая дана кавитационная характеристика насоса. Используются следующие кавитационные характеристики:  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  – допустимая вакуумметрическая высота всасывания,  $\Delta h_{\text{доп}}$  – допустимый кавитационный запас, или *NPSH – Net Positive Suction Head* (требуемый кавитационный запас). Соответственно, допустимая геометрическая высота всасывания определяется по одной из следующих формул:

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_{\text{в}} - \frac{v_{\text{в.п}}^2}{2g}; \quad (2.7)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п}}}{\rho g} - h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп}}; \quad (2.8)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п}}}{\rho g} - h_{\text{в}} - NPSH - h_3, \quad (2.9)$$

где  $P_{\text{атм}}$  – абсолютное давление атмосферы в местности, где будет эксплуатироваться насос;

$P_{\text{н.п}}$  – абсолютное давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре (прилож. 6, 7);

$h_{\text{в}}$  – потери напора во всасывающем трубопроводе;

$h_3$  – запас (минимум 0,5 м);

$v_{в.п}$  – средняя скорость движения жидкости во всасывающем патрубке насоса, определяемая по формуле

$$v_{в.п} = \frac{Q}{S_{в.п}}, \quad (2.10)$$

где  $Q$  – подача насоса;

$S_{в.п}$  – площадь поперечного сечения всасывающего патрубка, определяемая по его внутреннему диаметру.

Характеристики насосов обычно приводятся в каталогах и представляются, как правило, в графической форме. Образцы графических характеристик насосов 1К 20/30 и 1К 8/18 с кавитационной характеристикой  $\Delta h_{доп} = f(Q)$  приведены на рис. 2.21, 2.22.

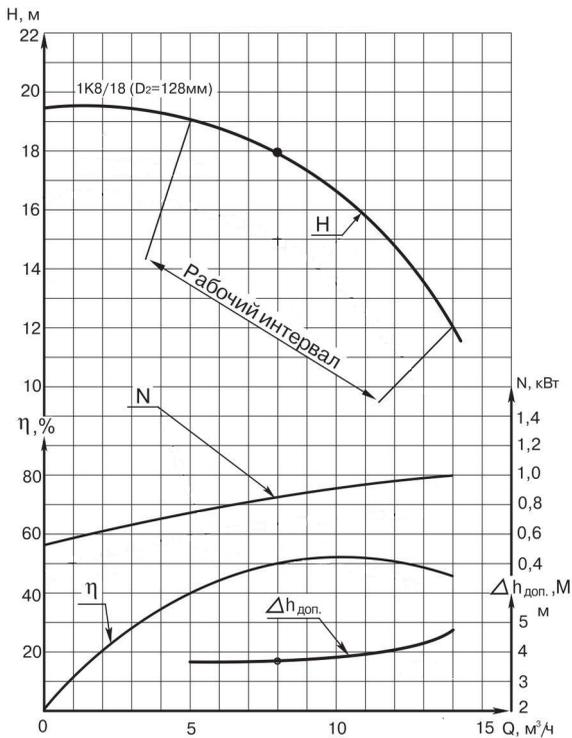


Рис. 2.22. Рабочие характеристики центробежного насоса 1К 8/18 с частотой вращения рабочего колеса  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$  для перекачки воды плотностью  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Кавитационную характеристику, как и другие характеристики насоса, получают путем проведения опытных испытаний.

Рассмотрим методику определения допустимого кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{доп}}$ . Кавитационным запасом  $\Delta h$  называется превышение полного гидродинамического напора во всасывающем патрубке насоса над напором, соответствующим давлению насыщенных паров перекачиваемой жидкости:

$$\Delta h = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}, \quad (2.11)$$

где  $p_1$ ,  $v_1$  – абсолютное давление и средняя скорость движения жидкости во всасывающем патрубке насоса.

При критическом снижении значения  $\Delta h$  в насосе начинает развиваться кавитация. Кавитационный запас, при котором это происходит, называется критическим  $\Delta h_{\text{кр}}$ .

Для определения критического кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{кр}}$  проводят серию испытаний насоса при заданных значениях подач  $Q$  насоса и при постоянной частоте вращения рабочего колеса  $n$ . В результате испытаний получают ряд кавитационных характеристик, отражающих зависимость напора  $H$  насоса от величины кавитационного запаса  $\Delta h$  при заданном значении подачи  $Q$  (рис. 2.23).

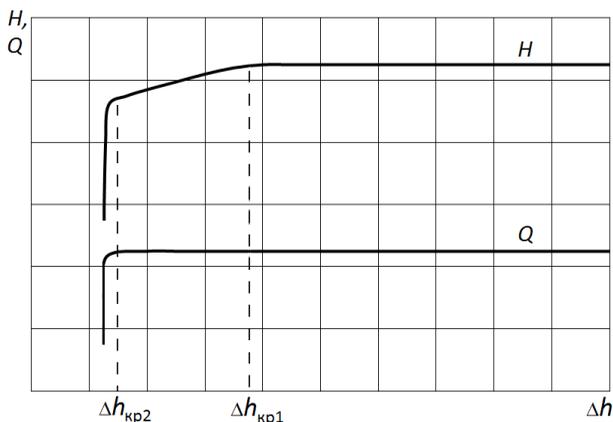


Рис. 2.23. Пример кавитационной характеристики насоса

Испытания начинают с большого значения  $\Delta h$ , обеспечивающего бескавитационную работу насоса, и определяют установившиеся напор  $H$ . Затем, не изменяя подачу насоса  $Q$ , постепенно уменьшают  $\Delta h$ . Вначале это не приводит к изменению напора  $H$  насоса, но при достижении первого критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр1}$  в насосе начинает развиваться кавитация. Напор  $H$  начинает постепенно уменьшаться при неизменной подаче  $Q$  (рис. 2.23). Дальнейшее уменьшение  $\Delta h$  в конце концов приведет к срыву работы насоса при достижении второго критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр2}$ . В этом случае резко падают напор  $H$  и подача  $Q$  насоса вплоть до полного прекращения подачи.

Значения критических кавитационных запасов  $\Delta h_{кр1}$ ,  $\Delta h_{кр2}$  определяют в местах излома полученных в результате испытаний графиков (рис. 2.23). Если кавитационная характеристика не имеет резкого излома кривой напора  $H$  в момент начала кавитации, то в качестве первого критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр1}$  принимают значение, при котором напор  $H$  уменьшился на 2 % по сравнению с напором при бескавитационной работе насоса.

Полученные в результате испытаний насоса значения критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр}$  для различных значений  $Q$  используют для построения кавитационной характеристики  $\Delta h_{доп}$  (см. рис. 2.21, 2.22), которая рассчитывается с учетом повышающего коэффициента

$$\Delta h_{доп} = (1,1-1,3)\Delta h_{кр}. \quad (2.12)$$

Повышающий коэффициент в формуле (2.12) применяется для учета случайных факторов, которые могут возникнуть в условиях реальной эксплуатации насоса.

Если необходимо полностью исключить кавитацию в насосе, то кавитационную характеристику  $\Delta h_{доп}$  строят по значениям первого критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр1}$ , а повышающий коэффициент принимают наименьший. Если допускается работа насоса в кавитационном режиме, например когда его рабочие органы выполнены из устойчивых к кавитационной эрозии материалов, то кавитационную характеристику  $\Delta h_{доп}$  строят по значениям второго критического кавитационного запаса  $\Delta h_{кр2}$ , а повышающий коэффициент принимают наибольший.

## Описание экспериментальной установки

Работа проводится на лабораторном стенде НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования». Принципиальная схема стенда представлена на рис. 2.24. Элементы схемы, задействованные для выполнения данной лабораторной работы, выполнены темным цветом.

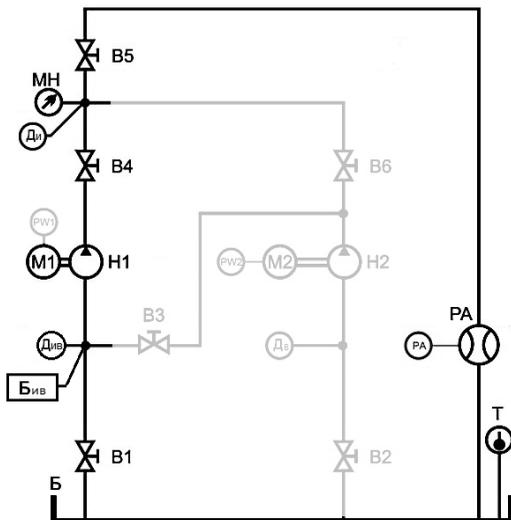


Рис. 2.24. Схема лабораторного стенда

Гидравлическая схема стенда выполнена с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в качестве которой используется вода. Для выполнения лабораторной работы задействованы (рис. 2.24): открытый гидробак Б и герметичная емкость Б<sub>ив</sub>; насосный агрегат, включающий электродвигатель М1 и насос Н1; соединительная и запорно-регулирующая арматура, включающая шаровый кран В1 и задвижки В4 и В6; информационно-измерительная система с цифровой индикацией.

При помощи информационно-измерительной системы измеряются следующие параметры:

- давление на входе насоса и давление на выходе;
- расход воды в сети.

Давление измеряется микропроцессорными датчиками:

- на входе насоса –  $D_{ив}$  (предназначен для измерения манометрического и вакуумметрического давления);
- на выходе насоса –  $D_{и}$  (предназначен для измерения манометрического давления).

Для контроля давления на выходе насоса, а также для тарировки датчика  $D_{и}$  установлен манометр МН.

Для измерения расхода воды на стенде установлен счетчик воды РА (марка МТК Ду-50N), оснащенный электронной платой с импульсным выходным сигналом.

На стенде испытывается консольный центробежный насос марки 1К 8/18. Внутренние диаметры патрубков насоса: всасывающего  $d_1 = 50$  мм; нагнетательного  $d_2 = 32$  мм. Корпус и рабочее колесо насоса диаметром  $D_2 = 128$  мм изготовлены из чугуна. Для привода насоса используется асинхронный трехфазный электродвигатель АИР 80А2 (мощность 1,5 кВт, частота вращения 3000 об/мин, КПД 82 %).

Для визуализации явления кавитации к всасывающему патрубку насоса присоединена герметичная емкость  $B_{ив}$  из прозрачного материала, заполненная водой.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 2 аудиторных часа.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторным стендом для испытания насоса, найти местоположение всех элементов, обозначенных на схеме (рис. 2.24).

2. Определить и записать в табл. 2.4: абсолютное атмосферное давление  $p_{атм}$  по барометру; температуру жидкости  $T$  в гидробаке Б по термометру; внутренние диаметры всасывающего  $d_1$  и нагнетательного  $d_2$  патрубков насоса.

Таблица 2.4

Постоянные параметры

Абсолютное давление $p_{атм}$		$T$ , °C	$Q$ , м <sup>3</sup> /ч	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$v_1$ , м/с	$v_2$ , м/с	$\Delta h_{кр1}$ , м	$\Delta h_{кр2}$ , м	$\Delta h_{доп}$ , м
мм. рт. ст.	кПа									

3. По согласованию с преподавателем записать в табл. 2.4 заданное значение подачи насоса  $Q$ , которое должно находиться в рабочем интервале (см. рис. 2.22).

4. Проверить положение кранов и задвижек. Кран В1 и задвижка В4 должны быть открыты. Кран В2 и задвижки В3, В5 и В6 должны быть закрыты.

5. Руководствуясь правилами эксплуатации, запустить насос, плавно открыть задвижку В5 на нагнетательном трубопроводе и установить заданную подачу  $Q$ . Убедиться в нормальной работе насоса и после того, как установятся показания приборов, измеряющих давление, приступить к его испытанию.

6. Провести серию опытов, в ходе которых необходимо изменять давление  $p_1$  на входе насоса, поддерживая постоянным заданное значение подачи  $Q$ . Давление  $p_1$  на входе насоса изменяется при помощи крана В1, а подача насоса  $Q$  корректируется задвижкой В5. Первый опыт проводится при полностью открытом кране В1. Далее закрытием крана В1 давление  $p_1$  на входе насоса понижается с шагом  $\approx 25$  кПа вплоть до срыва работы насоса, после чего открытием крана В1 давление  $p_1$  повышается с шагом  $\approx 10$  кПа до восстановления устойчивой бескавитационной работы насоса. При проведении каждого опыта определяются и записываются в табл. 2.5 следующие параметры:

- избыточное давление  $p_1$  на входе насоса по датчику  $D_{ив}$ ;
- избыточное давление  $p_2$  на выходе насоса по датчику  $D_{и}$ ;
- отсутствие «–» или наличие «+» кавитации, которая определяется по шуму в насосе и закипанию жидкости в емкости  $B_{ив}$ .

7. Руководствуясь правилами эксплуатации, остановить насос и выключить электрическое питание стенда.

### **Обработка экспериментальных данных**

1. Определить и записать в табл. 2.5:

- абсолютное давление  $p_1$  на входе насоса по формуле (1.12);
- полный гидродинамический напор насоса  $H$  по формуле (2.1), где для данной насосной установки  $z_2 = 0,65$  м и  $z_1 = 0$ ;  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1,1$  при турбулентном режиме;
- кавитационный запас  $\Delta h$  по формуле (2.11).

2. Построить график зависимости  $H = f(\Delta h)$  (см. рис. 2.23), определить значения критических кавитационных запасов  $\Delta h_{кр1}$ ,  $\Delta h_{кр2}$  и занести их в табл. 2.4.

3. По формуле (2.12) определить и записать в табл. 2.4 значение допустимого кавитационного запаса  $\Delta h_{доп}$  с учетом того, что в испытуемом насосе кавитация не допускается.

4. Сопоставить полученное опытное значение  $\Delta h_{доп}$  с характеристикой насоса  $\Delta h_{доп} = f(Q)$  (см. рис. 2.22) и сделать вывод об их соответствии, а в случае отклонения – о возможных причинах.

Таблица 2.5

Переменные параметры

Номер опыта	Избыточное давление		Явление кавитации	Абсолютное давление $p_1$ , кПа	$H_n$ , м	$\Delta h$ , м
	$p_1$ , кПа	$p_2$ , кПа				
1			–			
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы

1. Что такое кавитация в насосе?
2. К каким последствиям приводит кавитация в насосе?
3. Как предотвратить появление кавитации в насосе?
4. Что такое высота всасывания насоса?
5. Как определяется допустимая высота всасывания насоса?
6. Какие существуют кавитационные характеристики?
7. Как определяется кавитационная характеристика насоса?

## 2.4. Лабораторная работа

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОМ И ПАРАЛЛЕЛЬНОМ ВКЛЮЧЕНИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

#### *Цель работы:*

1. На практике закрепить теоретические знания.
2. Овладеть навыками экспериментального определения рабочих характеристик установки при последовательном и параллельном включении насосов.

#### Общие сведения

На практике часто используются насосные установки, включающие два и более насоса, которые соединяются параллельно или последовательно. На рис. 2.25 представлены схемы параллельного и последовательного соединения двух насосов. Кроме насосов схемы содержат запорно-регулирующую и защитную арматуру для включения и отключения отдельных насосов, обеспечения нормальной работы насосной установки и ее обслуживания.

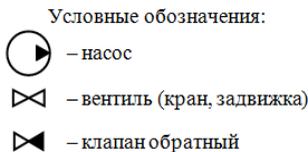
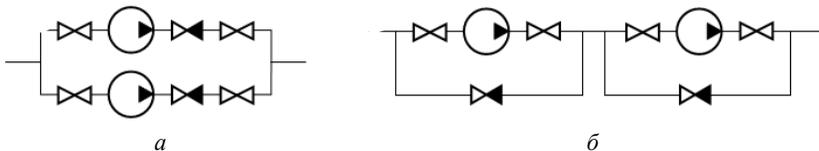


Рис. 2.25. Схемы соединения двух насосов:  
*а* – параллельное; *б* – последовательное

*Параллельное соединение насосов* (рис. 2.25, *а*) применяется в случае невозможности обеспечения требуемой подачи  $Q$  одним насосом или необходимости обеспечения подачи, изменяющейся в широком

диапазоне от  $Q_{\min}$  до  $Q_{\max}$  (например, водопотребление в системах водоснабжения населенных пунктов).

Насосные станции с параллельным соединением насосов могут комплектоваться однотипными и разнотипными агрегатами со схожими напорными характеристиками. Количество насосов не ограничено. Комплектование насосной станции однотипными насосами упрощает их эксплуатацию и техническое обслуживание.

Для построения суммарной характеристики  $H = f(Q)$  параллельно работающих насосов (линия 2, рис. 2.26, а) необходимо при одних и тех же напорах  $H$ , развиваемых насосами, просуммировать их подачи  $Q$ . Таким образом, подача насосной установки

$$Q_{\text{н. у}} = \sum_{i=1}^m Q_i, \quad (2.13)$$

Аналогичным образом определяется мощность насосной установки:

$$N_{\text{н. у}} = \sum_{i=1}^m N_i, \quad (2.14)$$

где  $N$  – мощность насоса;

$m$  – количество насосов.

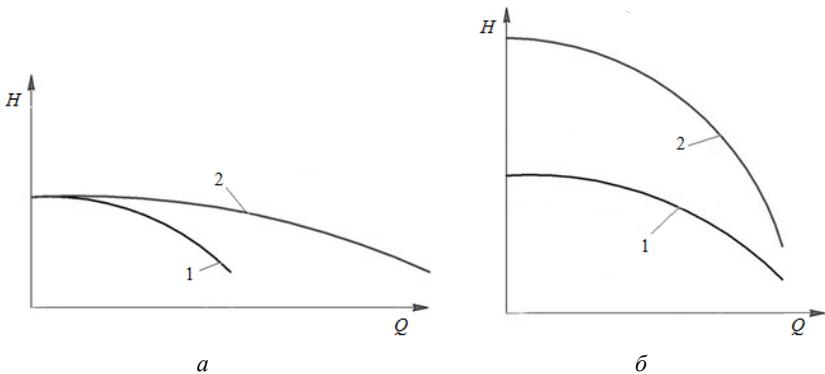


Рис. 2.26. Характеристика  $H = f(Q)$  насосной установки:  
 а – параллельное соединение двух однотипных насосов;  
 б – последовательное соединение двух однотипных насосов;  
 1 – характеристика при включении одного насоса;  
 2 – характеристика при включении двух насосов

*Последовательное соединение насосов* (рис. 2.25, б) применяется в случае невозможности обеспечения требуемого напора  $H$  одним насосом или необходимости обеспечения напора, изменяющегося в широком диапазоне от  $H_{\min}$  до  $H_{\max}$ .

Как правило, установки с последовательным соединением насосов комплектуются только однотипными агрегатами в количестве не более двух. Это связано с ограничением величины давления во всасывающих патрубках насосов. При последовательном соединении первый насос создает повышенное давление (подпор) во всасывающей трубке второго насоса, и так далее по цепи. Кроме того, каждый из насосов должен быть способен пропускать через себя весь расход жидкости. Поэтому насосы должны иметь схожие расходные характеристики.

Для построения суммарных характеристик  $H = f(Q)$  (линия 2, рис. 2.26, б) и  $N = f(Q)$  последовательно работающих насосов необходимо при одних и тех же подачах  $Q$  просуммировать напоры  $H$  и мощности  $N$  насосов. Таким образом, напор насосной установки

$$H_{\text{н.у}} = \sum_{i=1}^m H_i, \quad (2.15)$$

а мощность насосной установки определяется по формуле (2.14).

Формулы (2.13)–(2.15) не учитывают потери напора в соединительных трубопроводах насосной установки, которые, как правило, являются незначительными. Также теоретические формулы не учитывают степень износа насоса и другие факторы, влияющие на его характеристики. По этим причинам фактические рабочие характеристики насосной установки, которые можно определить опытным путем, будут несколько отличаться от теоретических, рассчитываемых по формулам (2.13)–(2.15).

С дополнительными теоретическими сведениями по данной теме можно ознакомиться в литературе [2].

### **Описание экспериментальной установки**

Работа проводится на лабораторном стенде НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования». Принципиальная схема стенда представлена на рис. 2.27.

Гидравлическая схема станда выполнена с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, в качестве которой используется вода. В состав станда входят (рис. 2.27): гидробак Б; два однотипных насосных агрегата с электродвигателями М1 и М2 и насосами Н1 и Н2; соединительная и запорно-регулирующая арматура с шаровыми кранами В1 и В2 и задвижками В3–В6; информационно-измерительная система с цифровой индикацией.

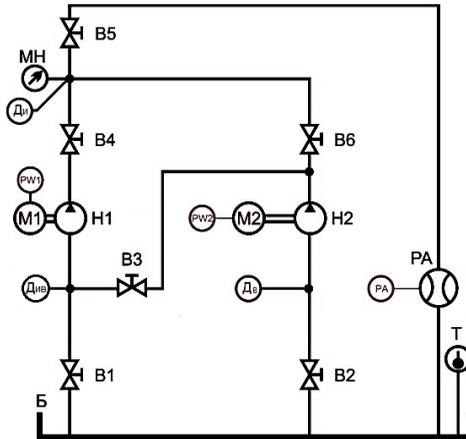


Рис. 2.27. Схема лабораторного станда

Информационно-измерительная система позволяет измерять:

- давление на входах насосов и давление на выходе;
- мощность на входе электродвигателей;
- расход воды в сети.

Давление измеряется микропроцессорными датчиками:

- на входе насоса Н2 –  $D_{в}$  (предназначен для измерения вакуумметрического давления);
- на входе насоса Н1 –  $D_{ивв}$  (предназначен для измерения манометрического и вакуумметрического давления);
- на выходе обоих насосов –  $D_{и}$  (предназначен для измерения манометрического давления).

Для контроля давления на выходе насосов, а также для проверки работоспособности датчика  $D_{и}$  установлен манометр МН.

Для измерения мощности на входе электродвигателей используются электронные ваттметры PW1 и PW2.

Для измерения расхода воды на стенде установлен счетчик воды РА (марка МТК Ду-50N), оснащенный электронной платой с импульсным выходным сигналом.

На стенде установлены два консольных центробежных насоса марки 1К 8/18. Для привода насосов используются асинхронные трехфазные электродвигатели АИР 80А2 (мощность 1,5 кВт, частота вращения 3000 об/мин, КПД 82 %). Схема соединения насосов позволяет проводить испытание как одного насоса, так и двух насосов с последовательным и параллельным включением.

### Порядок выполнения работы

На выполнение работы предусматривается 4 аудиторных часа.

Работа выполняется в следующем порядке:

1. Ознакомиться с лабораторным стендом. Найти местоположение всех элементов, обозначенных на схеме стенда (рис. 2.27).

2. Соблюдая технику безопасности и руководствуясь правилами эксплуатации, провести испытание насосной установки с различной конфигурацией включения насосов: насос Н1; насосы Н1 и Н2 с последовательным включением; насосы Н1 и Н2 с параллельным включением. При проведении экспериментов необходимо помнить, что допустимое время работы насоса (насосов) с нулевой подачей – не более 2–3 мин.

2.1. Провести исследование характеристик одного насоса Н1:

2.1.1. Проверить положение кранов и задвижек. Кран В1 и задвижка В4 должны быть открыты, а задвижки В3, В5 и В6 – закрыты.

2.1.2. Включить электрическое питание стенда.

2.1.3. Включить электродвигатель М1 (кнопка «Пуск»).

2.1.4. Полностью открыть задвижку В5 и провести первый опыт. Затем, постепенно закрывая задвижку В5 с шагом  $Q \approx 5 \text{ м}^3/\text{ч}$ , провести еще 6 опытов так, чтобы последний опыт прошел при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в табл. 2.6. В каждом опыте необходимо регистрировать значения:

– мощности  $N_{\Sigma 1}$  на входе электродвигателя М1 (по цифровому индикатору РW1);

– давления  $p_{н1}$  на выходе насоса (по цифровому индикатору  $D_{и}$ );

– давления  $p_{в1}$  на входе насоса (по цифровому индикатору  $D_{ив}$ );

– расхода воды  $Q$  (по цифровому индикатору РА).

Рабочие характеристики одного насоса

Параметр	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
Измеряемые величины							
$N_{э1}$ , кВт							
$p_{н1}$ , кПа							
$p_{в1}$ , кПа							
$Q$ , м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н1}$ , кВт							
$v_{в1}$ , м/с							
$v_{н1}$ , м/с							
$H_{н1}$ , м							

2.1.5. Выключить электродвигатель М1 (кнопка «Стоп»).

2.2. Провести исследование характеристик насосной установки при последовательном включении насосов Н1 и Н2:

2.2.1. Закрыть кран В1 и задвижки В5 и В6. Кран В2 и задвижки В3 и В4 должны быть открыты.

2.2.2. Включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»).

2.2.3. Полностью открыть задвижку В5 и провести первый опыт. Затем, постепенно закрывая задвижку В5 с шагом  $Q \approx 5$  м<sup>3</sup>/ч, провести еще 6 опытов, в т. ч. при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в табл. 2.7. В каждом опыте необходимо регистрировать значения:

– мощности  $N_{э1}$  и  $N_{э2}$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);

– давления  $p_{н1}$  на выходе насоса Н1 (по цифровому индикатору  $D_{н1}$ );

– давления  $p_{в1}$  на входе насоса Н1 (по цифровому индикатору  $D_{ив1}$ );

– давления  $p_{в2}$  на входе насоса Н2 (по цифровому индикатору  $D_{в2}$ );

– расхода воды  $Q$  (по цифровому индикатору РА).

2.2.4. Выключить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Стоп»).

2.3. Провести исследование характеристик насосной установки при параллельном включении насосов Н1 и Н2:

2.3.1. Закрыть задвижки В3 и В5. Краны В1 и В2 и задвижки В4 и В6 должны быть открыты.

2.3.2. Включить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Пуск»).

Таблица 2.7

Рабочие характеристики насосной установки  
с последовательным включением двух насосов

Параметр	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
Измеряемые величины							
$N_{э1}$ , кВт							
$N_{э2}$ , кВт							
$p_{н1}$ , кПа							
$p_{в1}$ , кПа							
$p_{в2}$ , кПа							
$Q$ , м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н(1+2)}$ , кВт							
$v_{в}$ , м/с							
$v_{н}$ , м/с							
$H_{н(1+2)}$ , м							

2.3.3. Полностью открыть задвижку В5 и провести первый опыт. Затем, постепенно закрывая задвижку В5 с шагом  $Q \approx 7$  м<sup>3</sup>/ч, провести еще 6 опытов, в т. ч. при полностью закрытой задвижке. Результаты измерений занести в табл. 2.8. В каждом опыте необходимо регистрировать значения:

- мощности  $N_{э1}$  и  $N_{э2}$  на входах электродвигателей М1 и М2 (по цифровым индикаторам РW1 и РW2);
- давления  $p_{н1}$  на выходе насоса Н1 (по цифровому индикатору  $D_{н1}$ );
- давления  $p_{в1}$  на входе насоса Н1 (по цифровому индикатору  $D_{нв1}$ );
- давления  $p_{в2}$  на входе насоса Н2 (по цифровому индикатору  $D_{нв2}$ );
- расхода воды  $Q$  (по цифровому индикатору РА).

Таблица 2.8

Рабочие характеристики насосной установки  
с параллельным включением двух насосов

Параметр	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
Измеряемые величины							
$N_{э1}$ , кВт							
$N_{э2}$ , кВт							

Параметр	Номер опыта						
	1	2	3	4	5	6	7
$p_{н1}$ , кПа							
$p_{в1}$ , кПа							
$p_{в2}$ , кПа							
$Q$ , м <sup>3</sup> /ч							
Вычисляемые величины							
$N_{н(1+2)}$ , кВт							
$v_{в}$ , м/с							
$v_{н}$ , м/с							
$H_{н(1+2)}$ , м							

2.3.4. Выключить электродвигатели М2 и М1 (кнопки «Стоп»).

2.3.5. Выключить электрическое питание стенда.

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить рабочие характеристики одного насоса Н1.

1.1. Определить и записать в табл. 2.6:

– мощность насоса

$$N_{н1} = N_{з1} \eta_3, \quad (2.16)$$

где  $\eta_3 = 0,82$  – КПД электродвигателя по паспортным данным;

– средние скорости во всасывающем  $v_{в1}$  и нагнетательном  $v_{н1}$  патрубках насоса из уравнения неразрывности (1.34) по формуле

$$v_i = \frac{4Q}{\pi d_i^2}, \quad (2.17)$$

где  $d_i$  – диаметр патрубка насоса ( $d_{в1} = 50$  мм,  $d_{н1} = 40$  мм);

– полный гидродинамический напор насоса по формуле (2.1), которая с учетом принятых обозначений для данной работы представляется в следующем виде:

$$H_{\text{н1}} = z_{\text{н1}} - z_{\text{в1}} + \frac{p_{\text{н1}} - p_{\text{в1}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{н1}} v_{\text{н1}}^2 - \alpha_{\text{в1}} v_{\text{в1}}^2}{2g}. \quad (2.18)$$

В формуле (2.18) для данной насосной установки значения геометрического напора  $z_{\text{н1}} = 0,65$  м,  $z_{\text{в1}} = 0$ . Плотность воды без учета температуры  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициенты Кориолиса  $\alpha_{\text{н1}} = \alpha_{\text{в1}} = 1$ .

1.2. На основании данных табл. 2.6 построить рабочие характеристики насоса  $H_{\text{н1}} = f(Q)$  и  $N_{\text{н1}} = f(Q)$ .

2. Определить рабочие характеристики насосной установки с последовательным включением насосов Н1 и Н2.

2.1. Определить и записать в табл. 2.7:

– суммарную мощность насосов

$$N_{\text{н(1+2)}} = (N_{\text{н1}} + N_{\text{н2}}) \eta_{\text{э}}, \quad (2.19)$$

где  $\eta_{\text{э}}$  – КПД электродвигателей по паспортным данным ( $\eta_{\text{э}} = 0,82$ );

– средние скорости во всасывающем  $v_{\text{в}}$  и нагнетательном  $v_{\text{н}}$  патрубках насосной установки по формуле (2.17). Диаметр всасывающего патрубка  $d_{\text{в}} = 50$  мм, нагнетательного  $d_{\text{н}} = 40$  мм;

– суммарный напор насосной установки по формуле (2.18), рассчитанный следующим образом:

$$H_{\text{н(1+2)}} = z_{\text{н}} - z_{\text{в}} + \frac{p_{\text{н}} - p_{\text{в}}}{\rho g} + \frac{\alpha_{\text{н}} v_{\text{н}}^2 - \alpha_{\text{в}} v_{\text{в}}^2}{2g}. \quad (2.20)$$

В формуле (2.20) для данной конфигурации насосной установки геометрические напоры  $z_{\text{н}} = 0,65$  м и  $z_{\text{в}} = 0$ , давление  $p_{\text{н}} = p_{\text{н1}}$  и  $p_{\text{в}} = p_{\text{в2}}$ , коэффициенты Кориолиса  $\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{в}} = 1$ .

2.2. На основании данных табл. 2.7 построить рабочие характеристики насосной установки с последовательным соединением двух насосов  $H_{\text{н(1+2)}} = f(Q)$  и  $N_{\text{н(1+2)}} = f(Q)$ . Полученные характеристики совместить на одном графике с ранее построенными для одного насоса  $H_{\text{н1}} = f(Q)$  и  $N_{\text{н1}} = f(Q)$ .

3. Определить рабочие характеристики насосной установки с параллельным включением насосов Н1 и Н2.

- 3.1. Определить и записать в табл. 2.8:
- суммарную мощность насосов по формуле (2.19);
  - среднюю скорость  $v_B$  во всасывающих патрубках насосной установки по формуле (2.17), приведенной к следующему виду:

$$v_B = \frac{2Q}{\pi d_B^2}, \quad (2.21)$$

где  $d_B = 50$  мм – диаметр одного всасывающего патрубка;

- среднюю скорость  $v_H$  в нагнетательном патрубке насосной установки по формуле (2.17). Диаметр нагнетательного патрубка  $d_H = 40$  мм;
- полный гидродинамический напор насосной установки по формуле (2.20), где для данной конфигурации давление  $p_H = p_{H1}$ , а давление  $p_B = \frac{p_{B1} + p_{B2}}{2}$ .

3.2. На основании данных табл. 2.8 построить рабочие характеристики насосной установки с параллельным соединением насосов  $H_{H(1+2)} = f(Q)$  и  $N_{H(1+2)} = f(Q)$  и совместить на одном графике с уже построенными характеристиками одного насоса и последовательно соединенных двух насосов.

4. Нанести на график с опытными характеристиками насосной установки, полученными в ходе выполнения лабораторной работы, теоретические характеристики, построив их на основе заводской характеристики насоса (рис. 2.22) и формул (2.13)–(2.15). Сделать вывод о соответствии полученных опытных характеристик насосной установки теоретическим данным о последовательной и параллельной работе насосов. В случае существенных отклонений указать возможные причины.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы и задания

1. Для чего применяются насосные установки с последовательным и параллельным соединением насосов? Приведите принципиальные схемы последовательного и параллельного соединения двух насосов.

2. Как определяются характеристики насосной установки при последовательном включении насосов? Поясните графиком.

3. Как определяются характеристики насосной установки при параллельном включении насосов? Поясните графиком.

4. Почему действительные рабочие характеристики насосной установки, состоящей из двух или более насосов, могут отличаться от теоретических характеристик?

5. Какую схему соединения насосов необходимо применить, если в системе требуется изменять подачу жидкости в широком диапазоне? Как определить необходимое количество однотипных насосов? Есть ли ограничения по их количеству?

6. Какую схему соединения насосов необходимо применить, если в системе требуется изменять напор в широком диапазоне? Как определить необходимое количество однотипных насосов? Есть ли ограничения по их количеству?

7. Какие преимущества дает использование в насосных установках однотипных агрегатов? В каких случаях может использоваться комбинация разнотипных насосов?

## 2.5. Практическая работа

### РАСЧЕТ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

#### *Цель работы:*

1. Овладеть методиками подбора насосного оборудования и трубопроводов насосной установки.
2. Овладеть навыками определения технических и энергетических параметров насосной установки.

#### Общие сведения

Насосной установкой называют систему резервуаров и трубопроводной арматуры, к которой подсоединяется насос (рис. 2.28).

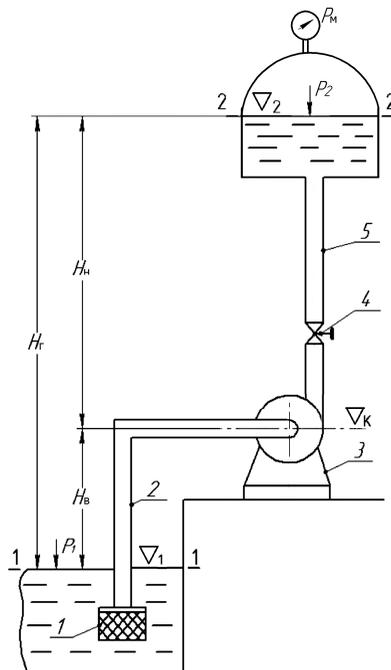


Рис. 2.28. Схема насосной установки:

- 1 – клапан обратный с сеткой; 2 – трубопровод всасывающий;  
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – трубопровод нагнетательный

Диаметры трубопроводов насосной установки выбираются в зависимости от средней скорости воды, которая принимается в соответствии с ТКП [18] и приводится в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Скорость движения воды во всасывающих и напорных линиях

Диаметр труб, мм	Скорость движения воды в трубопроводах насосных станций, м/с	
	всасывающих	нагнетательных
До 250 включительно	0,6–1,0	0,8–2,0
От 250 до 800 включительно	0,8–1,5	1,0–3,0
Свыше 800	1,2–2,0	1,5–4,0

Стандартные диаметры труб подбираются по данным, например, пособия [19] или прилож. 13, 14.

В справочной литературе для стандартных труб приводятся значения наружных диаметров  $D$  и толщин стенок  $\delta$ , а также условного прохода  $d_y$ . Условный проход  $d_y$  используется для подбора трубопроводной арматуры. Для выполнения гидравлических расчетов используется внутренний диаметр трубы

$$d = D - 2\delta. \quad (2.22)$$

Если к трубопроводу не предъявляется специальных требований по прочности и несущей способности, то с целью минимизации капитальных затрат необходимо подбирать трубы с наименьшей толщиной стенки  $\delta$ .

Рекомендуется выбирать всасывающий трубопровод максимального допустимого диаметра, наименьшей длины и с наименьшим числом местных сопротивлений.

Насосную установку характеризуют следующие параметры:

$Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч или л/с;

$H$  – напор насоса, м;

$N$  – мощность насоса, кВт;

$\eta$  – КПД насоса, %;

$n$  – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин или мин<sup>-1</sup>;

$D_k$  – диаметр рабочего колеса насоса, мм;

$p_1, p_2$  – статическое давление, Па, на горизонтальных отметках  $\nabla_1$  и  $\nabla_2$ , которые определяют высоту подъема жидкости;

$H_B = \nabla_k - \nabla_1$  – геометрическая высота всасывания, м ( $\nabla_k$  – горизонтальная отметка оси рабочего колеса насоса);

$H_n = \nabla_2 - \nabla_k$  – геометрическая высота нагнетания, м;  
 $H_r = H_b + H_n = \nabla_2 - \nabla_1$  – геометрический напор, м;  
 $Q_p$  – расчетная подача насоса (насосов), м<sup>3</sup>/ч или л/с;  
 $H_p$  – расчетный (требуемый) напор насоса (насосов), м;  
 $H_{н.у}$  – гидравлическая характеристика насосной установки (трубопровода, сети), м.

Характеристики насоса  $Q, H, N, \eta, n, D_k$  подробно рассматривались в лабораторной работе № 2.2.

Геометрические параметры насосной установки  $H_b, H_n, H_r$  обозначены на рис. 2.28.

Расчетная подача  $Q_p$  определяется на основании водохозяйственных расчетов.

Требуемый напор  $H_p$  – это напор, который необходимо создать насосу (насосам) для обеспечения насосной установкой расчетной подачи  $Q_p$ . Требуемый напор определяется по формуле

$$H_p = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h, \quad (2.23)$$

где  $h = h_b + h_n$  – общие потери напора трубопроводов насосной установки;

$h_b, h_n$  – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответственно;

$\gamma$  – удельный вес перекачиваемой жидкости.

Всасывающий трубопровод рассчитывается как короткий, тогда при определении суммарных потерь напора рассчитываются и потери напора по длине, и местные потери:

$$h_b = \lambda_b \frac{l_b}{d_b} \frac{v_b^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v_b^2}{2g} = \left( \lambda_b \frac{l_b}{d_b} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_b^2}{2g}, \quad (2.24)$$

где  $\lambda_b$  – коэффициент гидравлического трения;

$l_b, d_b$  – длина и диаметр всасывающего трубопровода, м;

$\zeta$  – коэффициент местных гидравлических сопротивлений, определяемый по справочным данным (например, по прилож. 10);

$v_b$  – средняя скорость движения жидкости во всасывающем трубопроводе, м/с.

Нагнетательный трубопровод, как правило, рассчитывается как длинный, поэтому при нахождении потерь напора в нем определяют только потери напора по длине, а местные потери учитывают приблизительно путем введения повышающего коэффициента  $k = 1,1-1,2$  [18]:

$$h_n = k\lambda_n \frac{l_n}{d_n} \frac{v_n^2}{2g}, \quad (2.25)$$

где  $\lambda_n$  – коэффициент гидравлического трения;

$l_n, d_n$  – длина и диаметр нагнетательного трубопровода, м;

$v_n$  – средняя скорость воды в нагнетательном трубопроводе, м/с.

Для определения коэффициентов гидравлического трения  $\lambda_b$  и  $\lambda_n$  технических трубопроводов можно использовать формулы (1.57), (1.58), график Мурина (прилож. 11) или другие методы.

Гидравлическая характеристика насосной установки рассчитывается по формуле

$$H_{н.у} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + K_c Q^2. \quad (2.26)$$

В формуле (2.26) параметр  $K_c$  является постоянной величиной для данной установки и называется коэффициентом гидравлического сопротивления трубопроводов. При расчете характеристики насосной установки величина  $K_c$  определяется по формуле

$$K_c = \frac{h}{Q_p^2}, \quad (2.27)$$

где  $h$  – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетной подаче  $Q_p$ .

Для анализа совместной работы насоса и насосной установки строятся их совмещенные графические характеристики. Рабочие параметры насосной установки определяются по рабочей точке А, которая находится на пересечении главной характеристики насоса  $H = f(Q)$  с характеристикой насосной установки  $H_{н.у} = f(Q)$ , рассчитываемой по формуле (2.26). Рабочие параметры насосной установки, как правило, обеспечивают требуемые (расчетные) параметры с из-

бытком:  $Q_A > Q_p$  и  $H_A > H_p$ . Поэтому в инженерной практике часто возникает необходимость регулирования насоса.

Регулирование насоса в составе насосной установки осуществляется тремя основными методами:

1) изменение гидравлической характеристики трубопровода (дросселирование);

2) обточка рабочего колеса (применяется для насосов типа К, КМ и Д);

3) изменение частоты вращения рабочего колеса насоса.

При дроссельном методе регулирования изменяется характеристика насосной установки за счет изменения динамического сопротивления запорно-регулирующей арматуры трубопровода, при этом характеристика самого насоса не изменяется. Поэтому рабочие параметры насоса определяются по его характеристике при заданном значении подачи  $Q_p$ . Мощность насоса целесообразнее находить расчетным способом по формуле

$$N = \frac{\gamma Q_p H}{\eta}, \quad (2.28)$$

где  $H$ ,  $\eta$  – напор и КПД насоса при требуемой подаче  $Q_p$ .

Обточка рабочего колеса приводит к необратимому изменению характеристики насоса и применяется для долгосрочного регулирования. Пересчет характеристик насоса при обточке рабочего колеса и неизменной частоте его вращения производится в соответствии с положениями теории подобия насосов по следующим формулам:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3; \quad (2.29)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2; \quad (2.30)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5, \quad (2.31)$$

где  $Q_1, H_1, N_1$  – параметры, характеризующие работу насоса с необточенным рабочим колесом диаметром  $D_1$ ;

$Q_2, H_2, N_2$  – параметры, характеризующие работу насоса с обточенным рабочим колесом диаметром  $D_2$ .

Предел срезки рабочего колеса зависит от коэффициента быстроходности насоса

$$n_s = 3,65 \frac{nQ^{0,5}}{H^{0,75}}. \quad (2.32)$$

Параметры в формуле (2.32) определяются по номинальным характеристикам насоса.

Рекомендуются следующие пределы срезки рабочих колес:

- от 20 % до 15 % – при  $60 < n_s < 120$ ;
- от 15 % до 11 % – при  $120 < n_s < 200$ ;
- от 11 % до 7 % – при  $200 < n_s < 300$ .

При пересчете мощности необходимо учитывать снижение КПД насоса при срезке рабочего колеса:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^{0,25}, \quad (2.33)$$

где  $\eta_1$  – КПД насоса до обточки рабочего колеса.

Мощность насоса с обточенным рабочим колесом

$$N_2 = \frac{\gamma Q_2 H_2}{\eta_2}. \quad (2.34)$$

При расчете мощности по формуле (2.34) принимают  $Q_2 = Q_p$ ,  $H_2 = H_p$  ( $Q_p, H_p$  – расчетная подача и требуемый напор насоса).

При частотном регулировании изменяются характеристики насоса, но, в отличие от обточки рабочего колеса, характеристики насоса не постоянные, а могут изменяться в широком диапазоне.

Пересчет характеристик насоса при частотном регулировании производится в соответствии с положениями теории подобия насосов по следующим формулам:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad (2.35)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad (2.36)$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (2.37)$$

где  $Q_1$ ,  $H_1$ ,  $N_1$  – параметры, характеризующие работу насоса при начальной частоте вращения  $n_1$ ;

$Q_2$ ,  $H_2$ ,  $N_2$  – параметры, характеризующие работу насоса при измененной частоте вращения  $n_2$ .

При пересчете мощности необходимо учитывать снижение КПД насоса, изменяющегося в пределах 2 %:

$$\eta_2 = 0,98\eta_1, \quad (2.38)$$

при соблюдении следующего условия:

$$1,3 \geq \frac{n_2}{n_1} \geq 0,5. \quad (2.39)$$

Мощность насоса при частотном регулировании находится по формуле (2.34) с учетом снижения КПД, определяемого по формуле (2.38).

### **Методика подбора центробежного насоса**

1. Предварительно составляется схема насосной установки, определяются ее геометрические и технические параметры, в т. ч. расчетная подача  $Q_p$  и требуемый напор  $H_p$ .

2. Подбирается насос. Для этого на сводный график подач и напоров насосов (например, прилож. 15) наносится расчетная точка Р, параметры которой соответствуют расчетной подаче  $Q_p$  и требуемому напору  $H_p$ . Выбирается тот насос, в поле которого попала расчетная точка Р. Если насос имеет разные модификации, отличающиеся диаметром рабочего колеса или количеством ступеней,

выбирается та модификация, у которой напорная характеристика насоса располагается выше и наиболее близко к расчетной точке Р.

Если расчетная точка не попала ни в одно поле, то в зависимости от конкретной ситуации можно предпринять следующие меры:

- а) взять сводные характеристики насосов другого производителя;
- б) попытаться уменьшить расчетный напор  $H_p$  за счет снижения потерь напора  $h_p$  в трубопроводах, увеличивая их диаметр, но не выходя за пределы рекомендованных в ТКП [18] средних скоростей;
- в) укомплектовать насосную установку двумя или более насосами с последовательным или параллельным соединением.

Для выбора двух однотипных насосов с последовательным соединением значение расчетного напора  $H_p$  делится на два, а значение расчетной подачи  $Q_p$  остается без изменений. Для выбора двух или более однотипных насосов с параллельным соединением значение расчетной подачи  $Q_p$  делится на количество насосов, а значение расчетного напора  $H_p$  остается без изменений. Параллельное соединение является предпочтительным, т. к. не имеет ограничений и не требует дополнительных проверок.

3. Определяются рабочие параметры насосной установки. Для этого строятся графики рабочих характеристик выбранного насоса, например на основании прилож. 16–28.

Если насосная установка состоит из двух или более насосов, то вид характеристик совместно работающих насосов зависит от способа их соединения (см. рис. 2.26). Для построения суммарных характеристик двух или более параллельно работающих однотипных насосов необходимо умножить подачу  $Q$  и мощность  $N$  одного насоса на количество насосов, при этом напор  $H$  и КПД  $\eta$  оставить неизменными. Для построения суммарных характеристик двух последовательно работающих насосов необходимо удвоить напор  $H$  и мощность  $N$  одного насоса, а подачу  $Q$  и КПД  $\eta$  оставить неизменными. Кавитационная характеристика насосной установки при любом способе их соединения остается неизменной.

Далее на тех же осях, что и главная характеристика насоса (насосов)  $H = f(Q)$ , строится гидравлическая характеристика насосной установки  $H_{н.у} = f(Q)$ , рассчитываемая по формуле (2.26). Для этого значения подачи  $Q$ , указанные в характеристике насоса или группы совместно работающих насосов, подставляются в формулу (2.26), вычисляются соответствующие значения напора.

По рабочей точке А, которая представляет собой точку пересечения главной характеристики насоса (насосов)  $H = f(Q)$  и гидравлической характеристики насосной установки  $H_{н.у} = f(Q)$ , определяются рабочие параметры, характеризующие работу насоса (насосов) на данной установке: главные характеристики  $Q_A$  и  $H_A$ ; энергетические характеристики  $\eta_A$  и  $N_A$ ; кавитационная характеристика  $H_{\text{вак}A}^{\text{доп}}$ ,  $\Delta h_{\text{доп}A}$  или  $NPSH_A$ . Проверяется, обеспечиваются ли расчетные параметры, для чего должно соблюдаться условие  $Q_A \geq Q_p$  и  $H_A \geq H_p$ .

Если насос имеет модификации с различными диаметрами рабочих колес или различным количеством ступеней, то на основании анализа совмещенных характеристик насоса  $H = f(Q)$  и насосной установки  $H_{н.у} = f(Q)$  уточняется марка насоса, у которого рабочие параметры  $Q_A$  и  $H_A$  наиболее близки к расчетным параметрам  $Q_p$  и  $H_p$  при соблюдении условий проверки. В этом случае повышается энергетическая эффективность насосной установки.

4. Проверяется отсутствие кавитации в насосе. Для этого вычисляется его допустимая геометрическая высота всасывания  $H_B^{\text{доп}}$  по формулам (2.7), (2.8) или (2.9).

При  $H_B \leq H_B^{\text{доп}}$  кавитация в насосе отсутствует. Если данное условие не выполняется, следует изменить насосную установку, например увеличить диаметр или уменьшить длину всасывающего трубопровода для уменьшения потерь напора  $h_B$ , либо понизить отметку установки насоса.

5. Устанавливается метод регулирования насоса и соответствующие энергетические параметры насосной установки.

### Задание

Насосная установка предназначена для подачи чистой воды температурой  $T = 20$  °С в напорный резервуар. Расчетная схема установки представлена на рис. 2.29. Высота всасывания насоса  $H_B = 3,5$  м. Всасывающий трубопровод считать коротким, а нагнетательный – длинным. Всасывающий трубопровод имеет следующие местные сопротивления: приемный клапан с сеткой и два плавных поворота на  $90^\circ$  радиусом изгиба  $R = 1,5D_y$  ( $D_y$  – условный диаметр трубы). Материал всасывающего трубопровода – сталь, нагнетательного – сталь или полиэтилен (по согласованию с преподавателем).

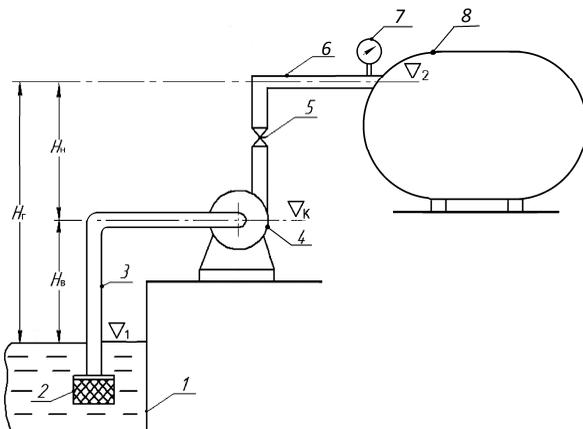


Рис. 2.29. Расчетная схема насосной установки:

- 1 – резервуар чистой воды; 2 – клапан приемный с сеткой;  
 3 – трубопровод всасывающий; 4 – насос; 5 – задвижка; 6 – трубопровод нагнетательный; 7 – манометр; 8 – резервуар напорный

Индивидуальные данные выбираются по табл. 2.10: требуемая подача воды  $Q_p$ ; длины всасывающего  $l_b$  и нагнетательного  $l_n$  трубопроводов; минимальная отметка уровня воды  $\nabla_1$  в открытом резервуаре (на отметке  $\nabla_1$  избыточное давление  $p_1 = 0$ ); отметка оси трубопровода  $\nabla_2$  на входе в напорный резервуар; избыточное давление  $p_2$  на входе в напорный резервуар (на отметке  $\nabla_2$ ).

Таблица 2.10

Индивидуальные данные

Вариант	$l_b$ , м	$l_n$ , м	$p_2$ , МПа	$\nabla_1$ , м	$\nabla_2$ , м	$Q_p$ , л/с
1	12	100	0,05	10	20	$2 + x$
2	10	150	0,06	15	25	$4 + x$
3	8	150	0,05	20	40	$6 + x$
4	10	250	0,13	25	40	$8 + x$
5	12	100	0,12	10	50	$10 + x$
6	14	260	0,15	10	25	$20 + x$
7	16	300	0,11	15	25	$25 + x$
8	18	280	0,21	60	80	$30 + x$
9	20	240	0,06	2	10	$40 + x$
10	17	230	0,28	12	20	$12 + x$

Вариант	$l_{в},$ м	$l_{н},$ м	$p_2,$ МПа	$\nabla_1,$ м	$\nabla_2,$ м	$Q_p,$ л/с
11	15	210	0,22	43	90	$10 + x$
12	14	180	0,06	24	43	$46 + x$
13	12	160	0,04	8	20	$40 + x$
14	12	100	0,02	10	20	$25 + x$
15	10	150	0,04	15	25	$40 + x$
16	8	150	0,05	20	40	$16 + x$
17	10	250	0,13	25	40	$18 + x$
18	12	100	0,12	10	50	$25 + x$
19	14	260	0,15	10	25	$15 + x$
20	16	300	0,11	15	25	$6 + x$
21	18	280	0,21	60	80	$15 + x$
22	20	240	0,06	2	10	$4 + x$
23	17	230	0,28	12	20	$14 + x$
24	15	210	0,22	43	90	$15 + x$
25	14	180	0,06	24	43	$5 + x$
26	12	160	0,04	8	20	$7 + x$
27	10	170	0,10	10	30	$12 + x$
28	8	190	0,30	20	40	$18 + x$
29	14	210	0,15	25	40	$28 + x$
30	16	220	0,05	30	50	$45 + x$

*Примечания:*

- 1) вариант соответствует номеру студента в журнале преподавателя;
- 2) значение  $x = 0-25$  присваивается студенческой группе преподавателем.

## Требуется:

1. Подобрать стандартные диаметры труб для всасывающего и нагнетательного трубопроводов насосной установки.
2. Подобрать центробежный консольный насос и расшифровать маркировку принятого насоса.
3. Определить рабочие параметры  $Q_A$  и  $H_A$  насоса и сделать вывод об обеспеченности требуемых (расчетных) параметров  $Q_p$  и  $H_p$ .
4. Определить допустимую высоту всасывания насоса и сделать вывод о возможности его нормальной эксплуатации.
5. Определить мощность насоса при различных методах регулирования: а) дросселирование; б) обточка рабочего колеса; в) изменение частоты вращения рабочего колеса.

6. Сравнить энергетические параметры насоса при различных методах регулирования и описать их преимущества и недостатки.

На выполнение задания предусматривается 6 аудиторных часов.

### Пример расчета

#### Исходные данные

Расчетная подача насоса  $Q_p = 5,5$  л/с =  $19,8$  м<sup>3</sup>/ч. Всасывающий трубопровод длиной  $l_b = 15$  м имеет два резких поворота на  $90^\circ$ , оборудован обратным клапаном с сеткой. Нагнетательный трубопровод имеет длину  $l_n = 40$  м. Трубы – стальные электросварные. Низшая отметка уровня воды в резервуаре  $\nabla_1 = 10$  м, наивысшая отметка уровня воды в башне  $\nabla_2 = 31$  м, отметка поверхности земли в месте установки насосной станций  $\nabla_{н.с} = 14$  м. Избыточное давление  $p_1 = p_2 = 0$ . Температура воды  $T = 15^\circ\text{C}$ .

Подобрать трубопроводы и центробежный консольный насос для насосной установки, предназначенной для подачи воды из резервуара чистой воды в водонапорную башню (рис. 2.30).

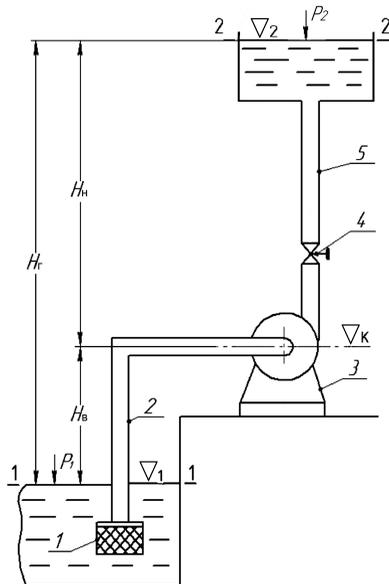


Рис. 2.30. Схема насосной установки:

- 1 – клапан всасывающий с сеткой; 2 – трубопровод всасывающий;  
3 – насос; 4 – задвижка; 5 – трубопровод нагнетательный

Пример расчета иллюстрирует методику решения задачи для частного случая и не полностью соответствует заданиям студентов, что необходимо учитывать при самостоятельной работе над индивидуальным заданием.

### *Порядок расчета*

1. Подбираем диаметры трубопроводов с учетом того, что в соответствии с ТКП [18] рекомендуются следующие диапазоны средних скоростей движения жидкости (табл. 2.9):

– для труб диаметром  $d \leq 250$  мм:  $v_b = (0,6-1,0)$  м/с во всасывающем трубопроводе и  $v_n = (0,8-2,0)$  м/с в нагнетательном;

– для труб диаметром  $250 < d \leq 800$  мм:  $v_b = (0,8-1,5)$  м/с и  $v_n = (1,0-3,0)$  м/с соответственно.

Также выбираем материал трубопроводов. Для всасывающего трубопровода рекомендуется применять стальные электросварные трубы. Для нагнетательного их также можно использовать.

В соответствии с рекомендованными диапазонами средних скоростей в первом приближении принимаем скорость в обоих трубопроводах  $v = 1$  м/с = 10 дм/с. Тогда из уравнения неразрывности (1.34) найдем площадь живого сечения потока:

$$S_p = \frac{Q_p}{v} = \frac{5,5 \text{ дм}^3/\text{с}}{10 \text{ дм/с}} = 0,55 \text{ дм}^2.$$

Живое сечение потока в напорной круглоцилиндрической трубе представляет собой фигуру в виде круга, площадь которого определяется по формуле

$$S = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Из представленной формулы выразим диаметр трубопровода:

$$d_p = \sqrt{\frac{4S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,55 \text{ дм}^2}{3,14}} = 0,837 \text{ дм} = 83,7 \text{ мм}.$$

По расчетному диаметру  $d_p$  выбираем из прилож. 13 стандартные стальные трубы и определяем внутренние диаметры всасывающего  $d_b$  и нагнетательного  $d_n$  трубопроводов по формуле (2.22). Должно соблюдаться следующее условие:

$$d_b \geq d_p;$$

$$d_n \leq d_p.$$

Выбираем для всасывающего трубопровода трубу наружным диаметром  $D = 102$  мм с толщиной стенки  $\delta = 3,0$  мм. Тогда внутренний диаметр

$$d_b = D - 2\delta = 102 \text{ мм} - 2 \cdot 3 \text{ мм} = 96 \text{ мм} > 83,7 \text{ мм}.$$

Выбираем для нагнетательного трубопровода трубу наружным диаметром  $D = 76$  мм с толщиной стенки  $\delta = 3,0$  мм. Тогда внутренний диаметр

$$d_n = D - 2\delta = 76 \text{ мм} - 2 \cdot 3 \text{ мм} = 70 \text{ мм} < 83,7 \text{ мм}.$$

По полученным внутренним диаметрам стандартных труб определяем значения площади живого сечения потока в трубопроводах:

$$S_b = \frac{\pi d_b^2}{4} = \frac{3,14(0,96 \text{ дм})^2}{4} = 0,723 \text{ дм}^2;$$

$$S_n = \frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{3,14(0,7 \text{ дм})^2}{4} = 0,385 \text{ дм}^2.$$

Из уравнения неразрывности (1.34) определяем средние значения скорости движения жидкости в трубопроводах:

$$v_b = \frac{Q_p}{S_b} = \frac{5,5 \text{ дм}^3/\text{с}}{0,723 \text{ дм}^2} = 7,61 \text{ дм/с} = 0,761 \text{ м/с};$$

$$v_n = \frac{Q_p}{S_n} = \frac{5,5 \text{ дм}^3/\text{с}}{0,385 \text{ дм}^2} = 14,3 \text{ дм/с} = 1,43 \text{ м/с}.$$

Полученные значения соответствуют рекомендованным диапазонам для труб диаметром  $d < 250$  мм, следовательно трубы подобраны верно.

2. Подбираем центробежный консольный насос по сводному графику полей  $Q-H$  (прилож. 15). Для этого необходимо знать требуемые (расчетные) параметры насоса: подачу  $Q_p$  и напор  $H_p$ .

Требуемая подача насоса задана:  $Q_p = 5,5 \text{ л/с} = 19,8 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Расчетный напор насоса определяется по формуле (2.23)

$$H_p = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h.$$

Для данной насосной установки геометрический напор

$$H_r = \nabla_2 - \nabla_1 = 31 \text{ м} - 10 \text{ м} = 21 \text{ м},$$

а избыточное давление  $p_1 = p_2 = 0$ , т. к. оба резервуара открыты.

Находим потери напора во всасывающем  $h_b$  и в нагнетательном  $h_n$  трубопроводах, а также их сумму  $h$ . Для этого по прилож. 10 определяем коэффициенты местного сопротивления  $\zeta$ . В рассматриваемом случае принимаем:  $\zeta_k = 7$  для клапана с сеткой,  $\zeta_n = 1,1$  для резкого поворота на  $90^\circ$ .

Для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$  воспользуемся формулой (1.57). Для этого по прилож. 5 находим кинематический коэффициент вязкости воды при температуре  $15^\circ\text{C}$  ( $\nu = 0,0115 \text{ см}^2/\text{с}$ ) и определяем число Рейнольдса по формуле (1.45):

$$\text{Re}_b = \frac{v_b d_b}{\nu} = \frac{76,1 \text{ см/с} \cdot 9,6 \text{ см}}{0,0115 \text{ см}^2/\text{с}} = 63\,527;$$

$$\text{Re}_n = \frac{v_n d_n}{\nu} = \frac{143 \text{ см/с} \cdot 7 \text{ см}}{0,0115 \text{ см}^2/\text{с}} = 87\,043.$$

Далее по формуле (1.57) определяем коэффициенты гидравлического трения, приняв абсолютную шероховатость для стальных труб после нескольких лет эксплуатации  $\Delta = 0,19 \text{ мм}$  (прилож. 9):

$$\lambda_b = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_b} + \frac{\Delta}{d_{b,b}} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{63\,527} + \frac{0,19 \text{ мм}}{96 \text{ мм}} \right)^{0,25} = 0,0258;$$

$$\lambda_n = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}_n} + \frac{\Delta}{d_n} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{68}{87\,043} + \frac{0,19 \text{ мм}}{70 \text{ мм}} \right)^{0,25} = 0,0267.$$

Как правило, на практике всасывающий трубопровод рассчитывают как короткий, а нагнетательный – длинный. Тогда потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах определяются по формулам (2.24) и (2.25):

$$h_b = \left( \lambda_b \frac{l_b}{d_b} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_b^2}{2g} =$$

$$= \left( 0,0258 \frac{15 \text{ м}}{0,096 \text{ м}} + 7 + 2 \cdot 1,1 \right) \frac{(0,761 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 0,391 \text{ м};$$

$$h_n = k \lambda_n \frac{l_n}{d_{в.н}} \frac{v_n^2}{2g} = 1,2 \cdot 0,0267 \frac{40 \text{ м}}{0,07 \text{ м}} \frac{(1,43 \text{ м/с})^2}{2 \cdot 9,81 \text{ м/с}^2} = 1,91 \text{ м}.$$

Тогда общие потери напора при расчетном расходе

$$h = h_b + h_n = 0,391 \text{ м} + 1,91 \text{ м} = 2,3 \text{ м}.$$

Определяем расчетный напор насоса:

$$H_p = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + h = 21 \text{ м} + 0 + 2,3 \text{ м} = 23,3 \text{ м}.$$

Наносим расчетную точку ( $Q_p = 5,5$  л/с,  $H_p = 23,3$  м) на сводный график подач и напоров консольных насосов (прилож. 15) и по ближайшей вышерасположенной характеристике подбираем марку насоса: К 20/30а либо КМ 20/30а (частота вращения рабочего колеса  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , диаметр рабочего колеса  $D_k = 148$  мм). Насосы типов К и КМ в гидравлическом отношении одинаковы, но отличаются конструкцией соединения с электродвигателем.

3. Определяем рабочие параметры насоса в составе данной насосной установки. Для этого строим графики рабочих характеристик (рис. 2.31) выбранного насоса с помощью прилож. 18, для диаметра рабочего колеса  $D_k = 148$  мм.

Далее строим гидравлическую характеристику насосной установки  $H_{н.у}$  на тех же осях, что и напорная характеристика насоса  $H$  (рис. 2.31). Для этого подставляем значения подачи  $Q$ , указанные в прилож. 18, в уравнение (2.26) и вычисляем соответствующие значения напора.

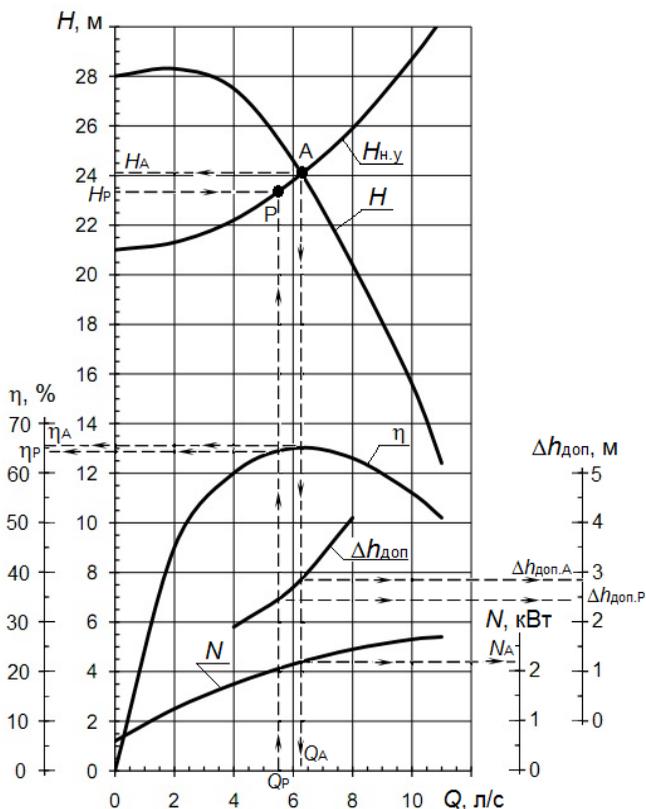


Рис. 2.31. Схема определения рабочих параметров насоса К 20/30а:  
 $H$ ,  $\eta$ ,  $N$ ,  $\Delta h_{\text{доп}}$  – характеристики насоса;  $H_{\text{н.у}}$  – гидравлическая характеристика насосной установки;  $P$  – расчетная точка насосной установки (индексом  $P$  обозначены расчетные параметры насосной установки);  
 $A$  – рабочая точка насоса (индексом  $A$  обозначены рабочие параметры насоса)

Коэффициент  $K_c$  из уравнения (2.26) определяется по формуле

$$K_c = \frac{h}{Q_p^2} = \frac{2,3 \text{ м}}{(5,5 \text{ л/с})^2} = 0,0760 \text{ м/(л/с)}^2.$$

Единица измерения  $K_c$ ,  $\text{м/(л/с)}^2$ , позволяет получать в формуле (2.26) потери напора в метрах при подстановке табличных расходов в литрах в секунду.

Результаты расчетов по формуле (2.26) приведены в табл. 2.11.

Гидравлическая характеристика насосной установки

$Q$ , л/с	0	2	4	6	8	10	11
$H_{н. в}$ , м	21,0	21,3	22,2	23,7	25,9	28,6	30,2

На пересечении напорной характеристики насоса с гидравлической характеристикой насосной установки (рис. 2.31) находится рабочая точка насоса А, которая определяет его рабочие параметры  $Q_A = 6,3$  л/с и  $H_A = 24,1$  м. Требуемые параметры обеспечены, т. к. условие  $Q_A \geq Q_p$  и  $H_A \geq H_p$  соблюдается.

4. Определяем допустимую геометрическую высоту всасывания  $H_{в}^{\text{доп}}$  по формуле (2.8) и соответствующую ей отметку оси рабочего колеса насоса для двух режимов работы, которые соответствуют точке А (максимальная подача  $Q_A$ ) и расчетной точке Р (требуемая подача  $Q_p$ ) при регулировании насоса.

Наименьшее абсолютное давление атмосферы в данной местности  $p_{\text{атм}} = 98$  кПа, абсолютное давление насыщенных паров воды  $p_{н. п} = 1,704$  кПа при температуре  $15^\circ\text{C}$  (прилож. 6).

Кавитационная характеристика насоса  $\Delta h_{\text{доп}}$  определяется по соответствующим точкам Р и А на совмещенной характеристике насоса и насосной установки (рис. 2.31):  $\Delta h_{\text{доп. Р}} = 2,5$  м;  $\Delta h_{\text{доп. А}} = 2,9$  м.

Тогда при работе насоса в расчетной точке Р получим:

$$H_{в(Р)}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{н. п}}{\gamma} - h_{в} - \Delta h_{\text{доп. Р}} =$$

$$= \frac{98 \text{ кПа} - 1,704 \text{ кПа}}{9,81 \text{ кН/м}^3} - 0,391 \text{ м} - 2,5 \text{ м} = 6,93 \text{ м}.$$

При работе насоса в точке А необходимо произвести перерасчет потерь напора с учетом того, что по трубопроводу будет проходить жидкость с расходом  $Q_A > Q_p$ . При развитом турбулентном режиме движения жидкости потери напора пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, квадрату расхода:

$$h'_в = h_{в} \left( \frac{Q_A}{Q_p} \right)^2 = 0,391 \text{ м} \left( \frac{6,3 \text{ л/с}}{5,5 \text{ л/с}} \right)^2 = 0,513 \text{ м}.$$

Тогда

$$H_{\text{в(А)}}^{\text{доп}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{\gamma} - h'_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп.А}} = \\ = \frac{98 \text{ кПа} - 1,704 \text{ кПа}}{9,81 \text{ кН/м}^3} - 0,513 \text{ м} - 2,9 \text{ м} = 6,4 \text{ м}.$$

Из двух полученных значений  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  выбирается наименьшее. Как видно из расчетов, наименьшее значение  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  наблюдается при максимальной подаче насоса в точке А. Поэтому на практике определение допустимой геометрической высоты всасывания  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  осуществляют только по параметрам рабочей точки А. Соответственно, в рассматриваемой задаче наибольшая допустимая по условиям кавитации отметка оси рабочего колеса

$$\nabla_{\text{к}} = \nabla_1 + H_{\text{в(А)}}^{\text{доп}} = 10 \text{ м} + 6,4 \text{ м} = 16,4 \text{ м}.$$

Следовательно, в данном случае при  $\nabla_{\text{н.с}} = 14 \text{ м}$  может быть применена станция наземного типа.

5. Определяем мощность насоса в рабочей точке А и в расчетной точке Р при различных методах регулирования.

Мощность насоса в рабочей точке А определяем по графической характеристике  $N = f(Q)$  (рис. 2.31), откуда  $N_{\text{А}} = 2,2 \text{ кВт}$ .

Более точно мощность насоса  $N_{\text{А}}$  определяется по формуле

$$N_{\text{А}} = \frac{\gamma Q_{\text{А}} H_{\text{А}}}{\eta_{\text{А}}} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0063 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 24,1 \text{ м}}{0,65} = 2291 \text{ Вт} = 2,29 \text{ кВт}.$$

Если по заданию требуется обеспечить расчетную подачу  $Q_{\text{р}}$ , то возникает вопрос регулирования насоса, когда рабочий расход  $Q_{\text{А}} > Q_{\text{р}}$ . Необходимо обеспечить переход из рабочей точки А в расчетную точку Р (рис. 2.31). Основные методы регулирования: дросселирование, обточка рабочего колеса, изменение частоты вращения рабочего колеса. Мощность насоса  $N$  при различных

методах регулирования будет отличаться. Таким образом, энергоэффективность насосной установки зависит от метода регулирования.

При дроссельном методе регулирования мощность насоса определяется по формуле (2.28):

$$N_{\text{др}} = \frac{\gamma Q_p H}{\eta} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 25,5 \text{ м}}{0,64} = 2,15 \text{ кВт},$$

где  $H$ ,  $\eta$  – напор и КПД насоса при расчетной подаче  $Q_p$ .

Мощность насоса с обточенным рабочим колесом определяется по формуле (2.34) с учетом формул (2.29), (2.32) и (2.33).

Вначале определяем требуемый диаметр рабочего колеса из формулы (2.29):

$$D_{\text{к}2} = D_{\text{к}1} \sqrt[3]{\frac{Q_p}{Q_A}} = 0,148 \text{ м} \sqrt[3]{\frac{5,5 \text{ л/с}}{6,3 \text{ л/с}}} = 0,141 \text{ м} = 141 \text{ мм},$$

где  $D_{\text{к}1}$  – исходный диаметр рабочего колеса насоса К 20/30а (КМ 20/30а) по паспортным данным (прилож. 18).

Величина срезки рабочего колеса по сравнению с необточенным рабочим колесом насоса К 20/30 (КМ 20/30) составляет

$$\delta = \frac{D_{\text{к}1'} - D_{\text{к}2}}{D_{\text{к}1'}} 100 = \frac{162 \text{ мм} - 141 \text{ мм}}{162 \text{ мм}} 100 = 13 \%,$$

где  $D_{\text{к}1'}$  – номинальный диаметр рабочего колеса насоса К 20/30 (КМ 20/30) по паспортным данным (прилож. 18).

Для проверки допустимости обточки рабочего колеса определяем коэффициент быстроходности насоса по формуле (2.32):

$$n_s = 3,65 \frac{n Q^{0,5}}{H^{0,75}} = \frac{3,65 \cdot 2900 \text{ мин}^{-1} \left( \frac{20 \text{ м}^3/\text{ч}}{3600} \right)^{0,5}}{(30 \text{ м})^{0,75}} = 61,6,$$

где  $n$  – частота вращения рабочего колеса по паспортным данным насоса (прилож. 18);

$Q, H$  – номинальные подача и напор насоса К 20/30 (КМ 20/30) соответственно (обозначены в маркировке насоса).

Для данного коэффициента быстроходности насоса  $n_s = 61,6$  величина срезки рабочего колеса  $\delta = 13\%$  не превышает допустимых значений.

Определяем КПД насоса при обточке рабочего колеса по формуле (2.33):

$$\eta_{об} = 1 - (1 - \eta_A) \left( \frac{D_{к1}}{D_{к2}} \right)^{0,25} = 1 - (1 - 0,65) \left( \frac{148 \text{ мм}}{141 \text{ мм}} \right)^{0,25} = 0,646.$$

Тогда по формуле (2.34) мощность насоса при обточке рабочего колеса

$$N_{об} = \frac{\gamma Q_p H_p}{\eta_{об}} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 23,3 \text{ м}}{0,646} = 1,95 \text{ кВт}.$$

При изменении частоты вращения рабочего колеса мощность насоса определяется по формуле (2.34) с учетом формул (2.35) и (2.38).

Из формулы (2.35) определяем требуемую частоту вращения рабочего колеса:

$$n_2 = n_1 \frac{Q_p}{Q_A} = 2900 \text{ мин}^{-1} \frac{5,5 \text{ л/с}}{6,3 \text{ л/с}} = 2532 \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_1$  – начальная частота вращения рабочего колеса.

Проверяем соблюдение необходимого условия (2.39):

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{2532 \text{ мин}^{-1}}{2900 \text{ мин}^{-1}} = 0,873,$$

т. е. условие выполняется.

По формуле (2.38) определяем КПД насоса:

$$\eta_ч = 0,98\eta_A = 0,98 \cdot 0,65 = 0,637.$$

Тогда по формуле (2.34) мощность насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса

$$N_{\text{ч}} = \frac{\gamma Q_{\text{р}} H_{\text{р}}}{\eta_{\text{ч}}} = \frac{9810 \text{ Н/м}^3 \cdot 0,0055 \text{ м}^3/\text{с} \cdot 23,3 \text{ м}}{0,637} = 1,97 \text{ кВт}.$$

6. Сравнив полученные значения мощностей при различных методах регулирования насоса  $N_{\text{др}} = 2,15$  кВт,  $N_{\text{об}} = 1,95$  кВт и  $N_{\text{ч}} = 1,97$  кВт, можно сделать вывод, что наиболее энергоэффективным методом является обточка рабочего колеса. Мощность насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса практически сопоставима с мощностью при обточке рабочего колеса. Однако обточка рабочего колеса не позволяет вернуться к прежним характеристикам, что является недостатком этого метода. Наименее эффективный метод регулирования насоса – дроселирование. Однако по сравнению с частотным регулированием данный метод является более простым в реализации и не требует затрат на оснащение насосного агрегата дополнительным оборудованием, например преобразователем частоты тока. Учитывая наличие у различных методов регулирования насоса преимуществ и недостатков, окончательный выбор необходимо делать на основании технико-экономических расчетов.

### Контрольные вопросы

1. Что называется насосной установкой? Какие основные параметры характеризуют насосную установку?
2. Как определяются расчетный (требуемый) напор насоса и гидравлическая характеристика насосной установки?
3. Как осуществляется подбор насоса и определяются его рабочие характеристики?
4. Что такое рабочая и расчетная точки насосной установки? Как определяется рабочая точка? Проиллюстрируйте ответ.
5. Какие существуют основные методы регулирования подачи насосной установки? За счет чего осуществляется регулирование? Проиллюстрируйте ответ.
6. Как определяется мощность насоса при различных методах регулирования насосной установки?

7. Как изменяется КПД насоса при различных методах регулирования насосной установки?

8. Какие преимущества и недостатки имеют различные методы регулирования насосной установки?

9. Как определяются количество насосов и их суммарные характеристики при работе насосной установки с последовательным и параллельным соединением насосов?

10. Как происходит подбор трубопроводов для насосной установки? Какие существуют особые требования к всасывающему трубопроводу?

11. Как определяются потери напора в трубопроводах насосной установки?

12. Как и для чего определяется допустимая высота всасывания насоса? За счет чего она может быть увеличена?

## 2.6. Практическая работа

### ВЫБОР МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

#### *Цель работы:*

1. Овладеть навыками выбора метода регулирования насосной установки на основании сравнения показателей энергоэффективности.
2. Овладеть навыками оценки экономического эффекта при выборе энергоэффективного метода регулирования.

#### **Общие сведения**

Как правило, на практике верно подобранный насос обеспечивает требуемую подачу  $Q_p$  с некоторым избытком, т. е. рабочая подача  $Q_A > Q_p$ . В некоторых случаях это допускается. Однако в случаях, когда насос должен обеспечивать именно требуемую подачу  $Q_p$ , возникает необходимость в ее регулировании.

Регулирование насоса в составе насосной установки осуществляется тремя основными методами: изменением гидравлической характеристики трубопровода (дросселирование), изменением частоты вращения рабочего колеса насоса, обточкой рабочего колеса.

При дроссельном методе регулирования изменяется характеристика насосной установки за счет изменения динамического сопротивления запорно-регулирующей арматуры, при этом характеристика самого насоса не изменяется. Поэтому рабочие параметры насоса определяются по его графическим характеристикам в точках их пересечения с вертикалью, проведенной из точки на оси подач со значением  $Q = Q_p$ . Мощность насоса лучше находить расчетным способом по формуле (2.28).

Обточка рабочего колеса приводит к необратимому изменению характеристик насоса, поэтому этот метод не подходит для регулирования насоса, работающего в разных режимах. Мощность насоса с обточенным рабочим колесом определяется по формуле (2.34) с учетом формул (2.29), (2.32) и (2.33).

При частотном регулировании изменяются характеристики насоса, но, в отличие от обточки рабочего колеса, характеристики насоса

не постоянные, могут изменяться в широком диапазоне. Мощность насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса определяется по формуле (2.34) с учетом (2.35), (2.38) и (2.39).

Каждый метод регулирования насоса приводит к различному энергопотреблению. При выборе метода регулирования с наименьшим энергопотреблением обеспечивается энергосбережение, которое дает природоохранный эффект за счет снижения выбросов парниковых газов при выработке электроэнергии. Природоохранный эффект при энергосбережении определяется в соответствии с ТКП [20].

Потребляемая насосным агрегатом электрическая мощность, кВт, определяется по формуле

$$N_3 = \frac{N}{\eta_3}, \quad (2.40)$$

где  $N$  – полезная мощность на валу электродвигателя, равная мощности насоса при прямом соединении валов, кВт;

$\eta_3$  – КПД электродвигателя (в долях от единицы).

Электрическая энергия, кВт·ч, потребляемая насосным агрегатом за расчетный период, определяется по формуле

$$W_3 = N_3 K_t, \quad (2.41)$$

где  $K_t$  – время работы насоса за расчетный период, ч.

Затраты на электроэнергию, р., при эксплуатации насоса за расчетный период определяются по формуле

$$E_3 = W_3 C_3, \quad (2.42)$$

где  $C_3$  – тариф на электроэнергию, р./(кВт·ч).

### Задание

Насосная установка предназначена для подачи очищенной воды на производственные нужды. Расчетная схема установки соответствует рис. 2.29. По требованиям технологического процесса насосная установка должна работать в двух режимах для обеспечения подач  $Q_{р. макс}$  и  $Q_{р. мин}$ .

Индивидуальные данные по согласованию с преподавателем выбираются из табл. 2.12, где  $Q_{р. макс}$  – требуемая максимальная подача (режим I);  $Q_{р. мин}$  – требуемая минимальная подача (режим II);  $H_{р. макс}$  – требуемый напор при максимальной подаче;  $H_{г}$  – геометрический напор;  $p_2$  – избыточное давление на входе в напорный резервуар;  $t_1$  – суточное число часов работы насоса в режиме I;  $t_{II}$  – суточное число часов работы насоса в режиме II. Рабочая неделя пятидневная.

Таблица 2.12

Выбор индивидуальных данных

$Q_{р. макс}$ , М <sup>3</sup> /ч	$Q_{р. мин}$ , М <sup>3</sup> /ч	$H_{р. макс}$ , М	$H_{г}$ , М	$p_2$ , МПа	$t_1$ , ч	$t_{II}$ , ч
5–200	$\frac{2}{3} Q_{р. макс}$	15–50	$\frac{H_{р. макс}}{10}$	$\frac{4}{5} H_{р. макс}$	6	12

*Примечание:* конкретные значения  $Q_{р. макс}$  и  $H_{р. макс}$  задаются преподавателем из указанных в табл. 2.12 диапазонов.

Требуется:

1. Подобрать насос для подачи воды на производственные нужды насосной установкой, работающей в двух режимах, и определить рабочие характеристики насоса.

2. На основании сопоставления энергозатрат выбрать наиболее экономичный метод регулирования.

3. Определить годовой экономический эффект за счет применения энергоэффективного метода регулирования.

На выполнение задания предусматривается 4 аудиторных часа.

### Порядок выполнения работы

Насос подбирается при помощи сводных характеристик (например, прилож. 15) по заданным значениям  $Q_{р. мин}$ ,  $Q_{р. макс}$  и  $H_{р. макс}$ . Для выбранного насоса приводятся графические характеристики – главная характеристика  $H = f(Q)$  и энергетические характеристики  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$  (пример построения приведен на рис. 2.31).

На графические характеристики выбранного насоса наносится характеристика насосной установки  $H_{н. у} = f(Q)$ . Для расчета характеристики насосной установки определяется ее гидравлическое сопро-

тивление по формуле (2.27), которая с учетом формулы (2.23) примет следующий вид:

$$K_c = \frac{H_{p. \text{ макс}} - H_\Gamma - \frac{P_2}{\gamma}}{Q_{p. \text{ макс}}^2}.$$

Зная гидравлическое сопротивление  $K_c$ , рассчитываем характеристику насосной установки по формуле (2.26) в следующем виде:

$$H_{н. у} = H_\Gamma + \frac{P_2}{\gamma} + K_c Q^2.$$

Расчет характеристики насосной установки  $H_{н. у} = f(Q)$  удобно вести в табличной форме (см. табл. 2.11). Значения расхода  $Q$  должны охватывать весь диапазон подач выбранного насоса.

На совмещенных характеристиках насоса и насосной установки отмечаются три точки: рабочая точка А – точка пересечения главной характеристики насоса  $H = f(Q)$  с характеристикой насосной установки  $H_{н. у} = f(Q)$  и режимные точки  $P_I$  и  $P_{II}$  – точки на характеристике насосной установки  $H_{н. у} = f(Q)$ , определяемые заданными параметрами  $Q_{p. \text{ макс}}$  и  $Q_{p. \text{ мин}}$ .

По рабочей точке А определяются рабочие параметры насосной установки:  $Q_A$ ,  $H_A$ ,  $N_A$ ,  $\eta_A$ .

Так как по условию задачи насосная установка должна периодически работать в двух режимах и обеспечивать требуемые подачи  $Q_{p. \text{ макс}}$  и  $Q_{p. \text{ мин}}$ , возникает необходимость в их регулировании. Регулирование насоса обточкой его рабочего колеса не подходит для данной задачи, т. к. насос должен работать в двух разных режимах. Следовательно, для сравнения подходят только два метода: дросселирование и изменение частоты вращения рабочего колеса насоса.

При дроссельном методе регулирования рабочие параметры насоса определяются по его графической характеристике по заданным значениям подачи  $Q_{p. \text{ макс}}$  и  $Q_{p. \text{ мин}}$ , которые должны находиться в рабочей зоне выбранного насоса. Мощность насоса  $N_{дрI}$  и  $N_{дрII}$  при работе его в режимах I и II можно определять по энергетической характеристике  $N = f(Q)$  или более точным расчетным способом по формуле (2.28).

При изменении частоты вращения рабочего колеса мощность насоса определяется по формуле (2.34) с учетом формул (2.35) и (2.38). Вначале находится требуемая частота вращения рабочего колеса  $n_{2(I)}$  и  $n_{2(II)}$  при работе насоса в режимах I и II из формулы (2.35):

$$n_2 = n_1 \frac{Q_p}{Q_A},$$

где  $n_1$  – начальная частота вращения рабочего колеса.

Допустимость внесения таких изменений проверяется по критерию (2.39), в случае выполнения которого определяются КПД и мощность насоса.

Значения мощности насоса  $N_{чI}$  и  $N_{чII}$  при частотном регулировании находятся по формуле (2.34) с учетом изменения КПД, определяемого по формуле (2.38). В формуле (2.38) значение КПД  $\eta_1$  определяется по рабочей точке А на совмещенных характеристиках насоса и насосной установки:  $\eta_1 = \eta_A$ . Если по характеристикам насоса не представляется возможным определить КПД в рабочей точке  $\eta_A$ , он определяется по формуле

$$\eta_A = \frac{\gamma Q_A H_A}{N_A},$$

где  $N_A$  – мощность насоса в рабочей точке.

Параметры  $Q_2$  и  $H_2$  в формуле (2.34) определяются по соответствующим режимным точкам  $P_I$  или  $P_{II}$ .

После определения мощности насоса при различных методах регулирования и различных режимах работы по формуле (2.40) определяется соответствующая электрическая мощность  $N_{э, дPI}$  и  $N_{э, дPII}$ ,  $N_{э, чI}$  и  $N_{э, чII}$ . КПД  $\eta_э$  электродвигателя определяется по справочнику.

Электрическая энергия, потребляемая насосным агрегатом за год, кВт·ч/год, определяется по формуле (2.41). С учетом того, что насос периодически работает в двух режимах, формула (2.41) при определении электропотребления  $W_{э, дP}$  и  $W_{э, ч}$  для каждого метода регулирования представляется в следующем виде:

$$W_3 = N_{3I} K_{I1} + N_{3II} K_{II1},$$

где  $K_{I1}$ ,  $K_{II1}$  – количество часов работы насоса за год в режимах I и II соответственно.

Количество часов работы насоса в год  $K_{I1}$  и  $K_{II1}$  определяется по формуле

$$K_i = t K_d,$$

где  $t$  – суточное число часов работы насоса в определенном режиме;  
 $K_d$  – количество рабочих дней в текущем году.

Годовая экономия электроэнергии определяется по формуле

$$\Delta W_3 = |W_{3, \text{др}} - W_{3, \text{ч}}|,$$

где  $W_{3, \text{др}}$ ,  $W_{3, \text{ч}}$  – электроэнергия, потребляемая насосным агрегатом за год при использовании двух сравниваемых методов регулирования насоса, кВт·ч/год.

Годовые затраты на электроэнергию, р./год, для каждого метода регулирования определяются по формуле (2.42). Цена 1 кВт·ч электроэнергии  $C_3$  определяется по данным РУП «Минскэнерго» для сельскохозяйственных предприятий на день выполнения практической работы с учетом индексации.

Предпочтительным с точки зрения энергосбережения является метод регулирования насосной установки, требующий меньших затрат на электроэнергию.

Годовой экономический эффект, р./год, от энергосбережения при выборе наиболее эффективного метода регулирования насосной установки определяется по формуле

$$R_3 = |E_{3, \text{др}} - E_{3, \text{ч}}|,$$

где  $E_{3, \text{др}}$ ,  $E_{3, \text{ч}}$  – годовые затраты на электроэнергию при использовании двух различных методов регулирования насоса, р./год.

## **Контрольные вопросы**

1. В каких случаях возникает необходимость регулирования подачи насосной установки? Какие существуют методы регулирования?
2. Какими преимуществами и недостатками обладают различные методы регулирования насосной установки?
3. Как определяется мощность насоса при различных методах регулирования? Проиллюстрируйте ответ.
4. Как определяются электрическая мощность и потребляемая насосным агрегатом электрическая энергия?
5. За счет чего возникает экономический и природоохранный эффект при выборе эффективного метода регулирования насоса?

## 2.7. Практическая работа

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

#### *Цель работы:*

1. Ознакомиться с классификацией и областью применения объемных гидравлических машин.
2. Изучить устройство и принцип действия объемных гидравлических машин.

#### Общие сведения

*Объемной гидравлической машиной* называется устройство, преобразующее энергию давления жидкости (потенциальную) в механическую энергию движения выходного звена или наоборот. В зависимости от того, в каком направлении происходит преобразование энергии, эти машины подразделяют на насосы и гидродвигатели.

Если машина способна преобразовать механическую энергию вращения в энергию давления жидкости, то это *насос*. Если в машине энергия давления жидкости преобразуется в механическую (вращательное или линейное поступательное движение), то это *гидродвигатель*.

В большинстве случаев объемные гидромашины обратимы: одна и та же машина может быть и насосом, и гидродвигателем.

По характеру движения рабочих органов объемные гидромашины делят на *вращательные* и *возвратно-поступательные*.

По конструкции объемные гидромашины бывают *поршневые*, *шестеренные*, *планетарные* и *пластинчатые*.

Рабочий процесс в гидромашине происходит в *рабочей камере* – пространстве, ограниченном поверхностями элементов, периодически изменяющими внутренний объем. Рабочая камера попеременно сообщается с входом и выходом рабочей жидкости.

По виду распределения жидкости различают гидромашины с *клапанным* (рис. 2.32, а, б, г) и *золотниковым* (рис. 2.32, в) *распределением*. В первом случае клапаны автоматически открываются и закрываются.

ваются благодаря разности значений давления, возникающего в процессе работы насоса. При золотниковом распределении впуск жидкости в цилиндр и выпуск из него осуществляется только в определенных положениях поршня и золотника.

Рабочий цикл объемных гидравлических машин состоит из следующих процессов: в насосах – *всасывания и нагнетания*, в гидромоторах – *нагнетания и вытеснения*.

### Поршневые гидромашины

Основными элементами поршневых гидромашин (рис. 2.32) являются: цилиндр 1, поршень 2 и распределитель 3.

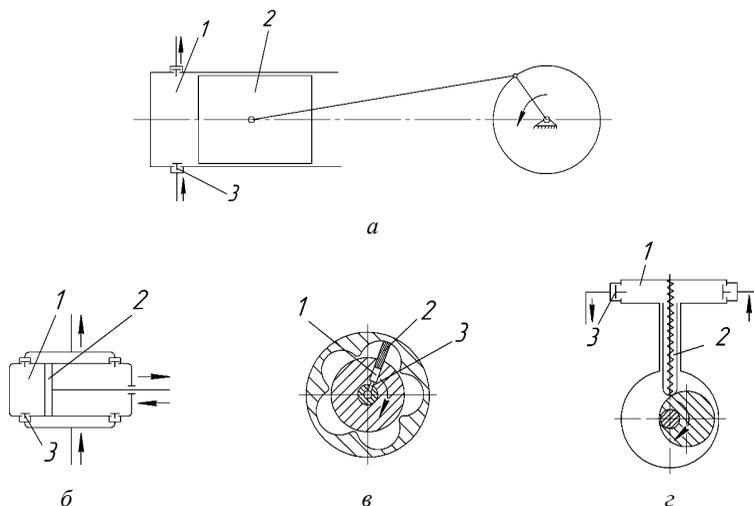


Рис. 2.32. Схемы поршневых гидромашин однократного (а), двукратного (б), многократного (в) действия и схема эксцентрикового насоса (г):

1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – распределитель

У насоса однократного действия (рис. 2.32, а) поршень 2, перемещаясь в цилиндре 1 вправо, увеличивает объем рабочей камеры, вследствие чего давление в ней уменьшается, всасывающий клапан открывается и жидкость всасывается в цилиндр. Далее при движении поршня влево объем рабочей камеры уменьшается, давление возрастает, всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный

клапан открывается и жидкость вытесняется в напорную линию. Таким образом, насос однократного действия за один оборот кривошипа вала вытесняет жидкость из рабочей камеры один раз. Аналогично работают насосы двукратного действия с двумя рабочими камерами (рис. 2.32, б) и эксцентриковый насос (рис. 2.32, з).

Для увеличения рабочего объема нередко используется принцип многократности действия. Например, у машин пятикратного действия (рис. 2.32, в) при тех же размерах цилиндра рабочий объем возрастает в пять раз. В этом случае цилиндр  $1$  вращается относительно пустотелой оси, а головка поршня обкатывается по пятипрофильной обойме. Проходя каждый профиль, поршень втягивает жидкость и вытесняет ее в соответствующую секцию пустотелого вала, выполняющего роль распределителя.

Также в классификации поршневых гидромашин используют следующие признаки: конструкция поршня, число и расположение цилиндров.

Поршни бывают *дисковые*, если их длина меньше диаметра  $b < D$  (рис. 2.32, б), *плунжерные*  $b > D$  (рис. 2.32, а, в, з). Обычно плунжеры используются при высоком давлении, причем могут быть как сплошными (рис. 2.32, в), так и пустотелыми (рис. 2.32, а, з).

По числу цилиндров поршневые гидромашин делятся на *одно-* и *многоцилиндровые*, а по их расположению – на гидромашин с *параллельным* расположением осей цилиндров в одной плоскости (эксцентриковые насосы), со *звездообразным* расположением осей цилиндров в одной плоскости (радиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 2.33) и расположением осей цилиндров *параллельно их оси вращения* (аксиальные насосы и гидродвигатели) (рис. 2.34).

Радиально-поршневые гидромашин (рис. 2.33) состоят из блока цилиндров  $1$ , поршней  $2$ , направляющей части  $3$ , роликов  $4$ , распределительного устройства  $5$ .

Смещение оси ротора относительно оси статора показывает эксцентриситет  $e$ . Роль распределительного устройства  $5$  выполняет пустотелый вал. Если эксцентриситет  $e < 0$  или  $e > 0$ , то поршни, обкатываясь по направляющей части  $3$ , совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, поочередно всасывая и нагнетая жидкость. Если эксцентриситет  $e = 0$ , то подача жидкости отсутствует. Изменяя величину и знак эксцентриситета, можно менять подачу и направление потока жидкости.

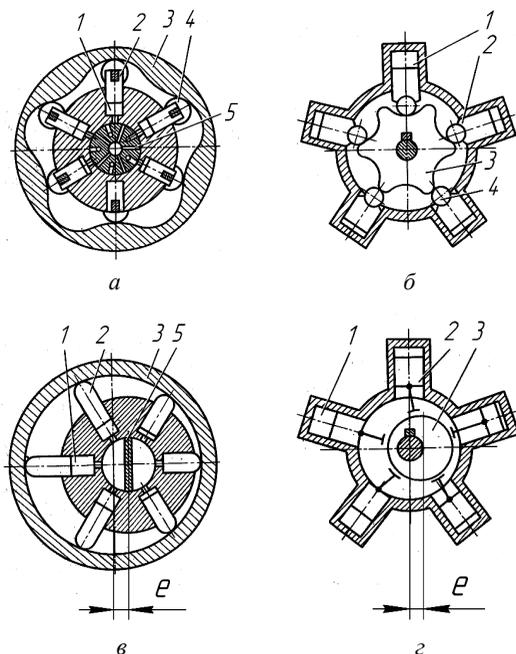


Рис. 2.33. Схемы радиально-поршневых гидромашин:  
*a, б* – нерегулируемых; *в, г* – регулируемых;  
 1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая часть;  
 4 – ролик; 5 – распределитель

Аксиально-поршневые гидромашины (рис. 2.34) состоят из распределителя 1, блока цилиндров 2, поршней 3, упорной шайбы 4, валов 5, 6, толкателей 7. Ход поршня регулируется изменением угла наклона  $\beta$ .

Одним из главных достоинств радиально-поршневых и аксиально-поршневых насосов является возможность регулирования подачи  $Q$  изменением рабочего объема. В сельскохозяйственном производстве чаще используются аксиально-поршневые гидромашины, а радиально-поршневые применяются ограниченно.

Аксиально-поршневой гидромотор с наклонным блоком цилиндров состоит из корпуса 7 (рис. 2.35), в расточках которого на подшипниках 8, 9 установлен вал 13. Последний соединен через центральный шип 15 с блоком цилиндров 4. В блоке размещены поршни 5. Они жестко соединены со сферическими головками шатунов. Большие сферические головки 6 шатунов шарнирно закреплены во фланце

приводной шайбы 14. Распределительный диск 3 имеет два дугообразных канала, которые соединены с отверстиями нагнетания и слива крышки 1.

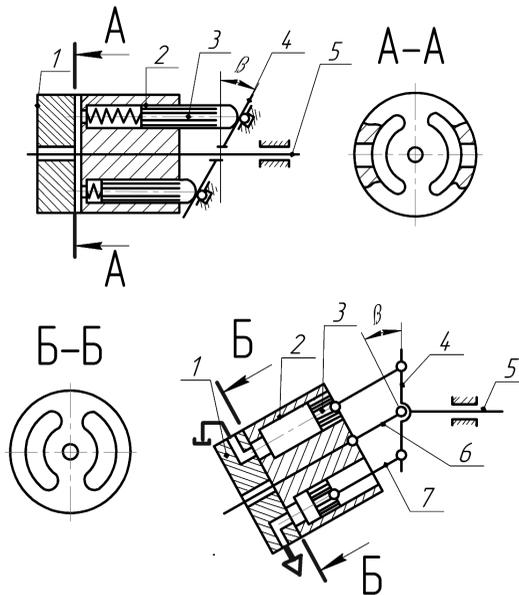


Рис. 2.34. Схемы аксиально-поршневых гидромашин:  
*a* – с наклонной шайбой; *б* – с наклонным блоком;  
 1 – распределитель; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень;  
 4 – шайба упорная; 5, 6 – валы; 7 – толкатель

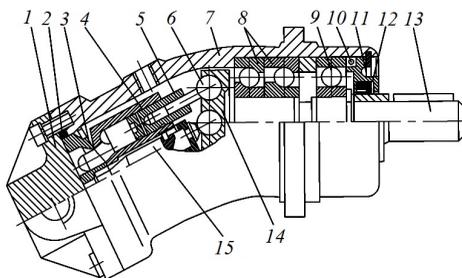


Рис. 2.35. Схема аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком:  
 1, 11 – крышки; 2, 10 – кольца уплотнительные; 3 – диск распределительный;  
 4 – блок цилиндров; 5 – поршень; 6 – головка шатуна; 7 – корпус;  
 8, 9 – подшипники; 12 – манжета; 13 – вал; 14 – шайба приводная;  
 15 – шип центральный

В процессе работы жидкость под давлением поступает в рабочую камеру нагнетания и вытесняет поршень 5 из блока цилиндров 4. Сила давления, действующая на поршни по оси, через шатуны передается на приводную шайбу 14 под углом. Это давление создает момент относительно вала 13 и сообщает ему вращение, которое также связано с вращением блока цилиндров 4, что приводит к соединению следующих рабочих камер с полостью нагнетания и слива. По мере поступления новой порции жидкости процесс повторяется.

### Шестеренные гидромашины

По конструкции шестеренные гидромашины разделяют на машины с наружным (рис. 2.36, а) и внутренним (рис. 2.36, б) зацеплением шестерен. В гидравлических системах тракторов и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили роторные шестеренные насосы и гидромоторы с наружным зацеплением.

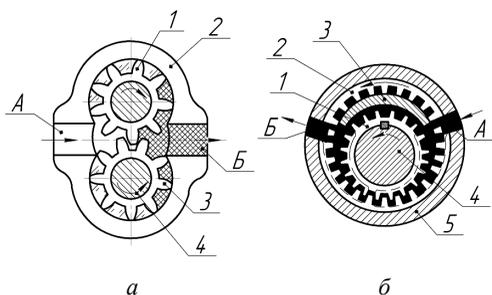


Рис. 2.36. Схемы шестеренных гидромашин:  
 а – с наружным зацеплением: 1 – шестерня ведомая;  
 2 – корпус; 3 – шестерня ведущая; 4 – вал;  
 б – с внутренним зацеплением: 1 – шестерня внутренняя;  
 2 – шестерня подвижная; 3 – разделитель; 4 – вал; 5 – корпус;  
 А, Б – полости всасывающая и нагнетательная

В шестеренных насосах с наружным зацеплением (рис. 2.36, а) в корпусе 2 размещены ведомая шестерня 1 и ведущая 3, имеются всасывающая полость А и нагнетательная Б. Рабочая камера образуется пространством между зубьями шестерней 1, 4 и корпусом 2. Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью, и при их вращении у входа А за счет разрежения пространство между зубьями наполняется рабочей жидкостью. При вращении шестерен жидкость

перемещается вместе с зубьями по наружной (внешней) части и выталкивается в нагнетательную магистраль Б.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением в корпусе 5 (рис. 2.36, б) установлена подвижная шестерня 2 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 1 меньшего диаметра с наружными зубьями. Внутренняя шестерня 1 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 2. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 3. Рабочая камера образована пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен и разделителем 3.

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость из всасывающей полости А заполняет пространство между зубьями и закрывается корпусом и разделителем. При дальнейшем вращении шестерен жидкость транспортируется к нагнетательной полости Б.

Шестеренные гидромашины просты по конструкции и имеют постоянный расход. При подводе рабочей жидкости под высоким давлением эти гидромашины способны работать в режиме гидромотора.

### **Планетарные (героторные) гидромашины**

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают с частотой вращения в диапазоне 0,1–15,0 об/с с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рис. 2.37). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитрохоидного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей движения на выходной вал. Для уменьшения сил трения между ротором и статором и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики 3 (рис. 2.37, б).

При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора

на  $25^\circ$  распределитель переключает камеры нагнетания II, III, IV (рис. 2.37, *a*) и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов.

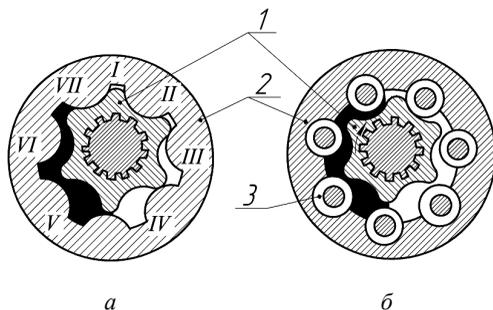


Рис. 2.37. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (*a*) и роликвым (*б*) статорами: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – ролик

Таким образом, одна впадина статора в процессе работы разобщена с линиями нагнетания слива. Она находится при положении зуба внутри ротора 1. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I–IV–VII–III–VI–II–V. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

На рис. 2.38 представлен планетарный гидромотор серии МГП. Гидромоторы серии МГП состоят из неподвижного статора 5 с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, на карданный вал синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсируют изменением направления потока жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидрوليнию слива.

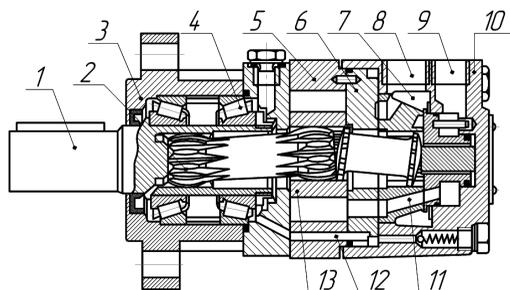


Рис. 2.38. Схема планетарного гидромотора серии МПГ:  
 1 – вал выходной; 2 – вал карданно-шлицевой; 3 – крышка передняя;  
 4 – подшипник; 5 – статор; 6 – пластина; 7 – распределитель;  
 8, 9 – штуцеры; 10 – крышка; 11 – канал;  
 12 – канал дренажный; 13 – ротор

Планетарные гидромашины типа МПГ имеют существенно меньшую металлоемкость по сравнению с другими типами, что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

### Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы

По конструкции роторно-пластинчатые гидромашины разделяют на машины однократного и двукратного действия (рис. 2.39). В этих гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Пластинчатый насос однократного действия (рис. 2.39, а) состоит из статора (корпуса) 5 и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично (со смещением) по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна – всасывающее 1 и нагнетательное 3.

При вращении ротора под действием центробежной силы или пружин пластины прижимаются к стенке статора и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и возвратно-поступательно перемещаются в пазах. За счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рис. 2.39, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры.

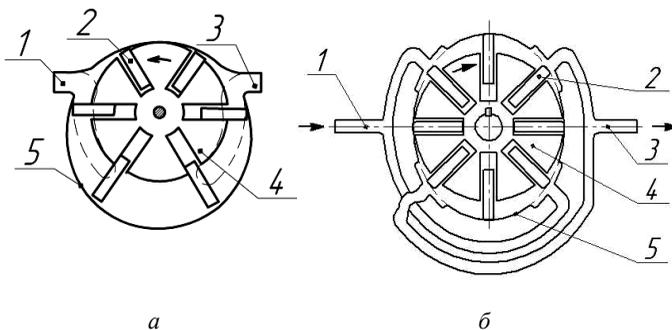


Рис. 2.39. Схемы пластинчатых насосов  
 однократного (а) и двукратного (б) действия:  
 1 – окно всасывающее; 2 – пластина;  
 3 – окно нагнетательное; 4 – ротор; 5 – статор

Пластинчатые гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивные. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания отделяется от зоны всасывания самими пластинами.

Пластинчатые гидромашины могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 20 МПа с частотой вращения вала ротора до 30 с<sup>-1</sup>. Одно из преимуществ таких машин – способность обеспечивать большой расход при давлении до 20 МПа.

### Гидравлические цилиндры

Гидравлический цилиндр (гидроцилиндр) – это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидроцилиндры одностороннего и двустороннего действия.

Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия (рис. 2.40) состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 4 со штоком 1 (рис. 2.40, а) или плунжер 1 (рис. 2.40, б). Герметизация поршня, штока и плунжера осуществляется уплотнительными кольцами и манжетами. Работа таких гидроцилиндров возможна только в вертикальном или близком к нему положении.

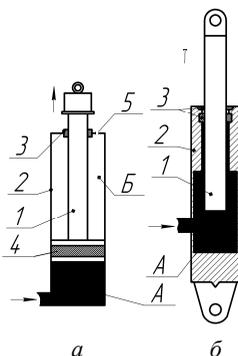


Рис. 2.40. Схемы гидравлических цилиндров одностороннего действия:  
*а* – поршневого: 1 – шток; 2 – корпус; 3 – кольцо уплотнительное; 4 – поршень; 5 – сапун;  
*б* – плунжерного: 1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – кольцо уплотнительное

Поршневой гидроцилиндр одностороннего действия имеет поршневую (рабочую) полость А и штоковую Б. При подаче под давлением рабочей жидкости в поршневую полость А поршень перемещается вверх, создавая толкающее усилие и поднимая какой-либо рабочий орган или груз. Штоковая полость Б сообщается с атмосферой через сапун 5. В обратном направлении поршень перемещается под действием веса машины или рабочего органа. Плунжерный гидроцилиндр работает аналогичным образом.

Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия состоит из корпуса 1 (рис. 2.41), нижней крышки 2 с проушиной 3, подвижных секций 4, 5 разного диаметра и штока 6.

При подаче рабочей жидкости в поршневую полость происходит последовательное выдвигание секций 4, 5 и штока 6. В таком случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех секций и штока.

Основным преимуществом телескопического гидроцилиндра перед другими типами является значительно больший рабочий ход при равной длине в сложенном состоянии. Наибольшее применение такие гидроцилиндры получили в подъемных механизмах различных сельскохозяйственных машин и оборудования.

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рис. 2.42) имеются две рабочие полости – поршневая А и штоковая Б. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях.

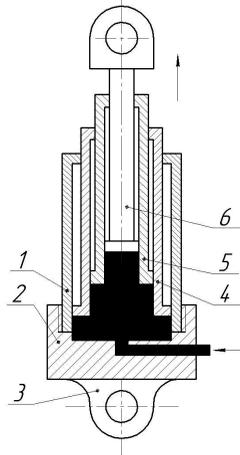


Рис. 2.41. Схема телескопического гидроцилиндра:  
 1 – магистраль напорная; 2 – крышка нижняя; 3 – корпус;  
 4 – поршень; 5 – шток; 6 – проушина

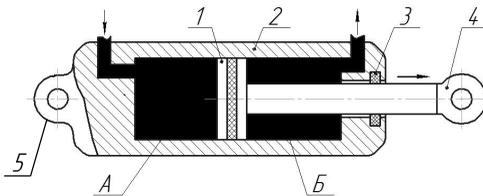


Рис. 2.42. Схема гидравлического цилиндра двустороннего действия:  
 1 – поршень со штоком; 2 – корпус; 3 – уплотнительное кольцо; 4, 5 – проушина

Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подаче рабочей жидкости под давлением в поршневую полость А поршень 1 со штоком перемещается вправо, совершая толкающее усилие. Одновременно с этим рабочая жидкость из штоковой полости Б вытесняется. Для создания тянущего усилия на штоке направление подачи жидкости меняется на противоположное, т. е. жидкость под давлением подается в полость Б, при этом поршень со штоком перемещается влево.

Таким образом, шток с поршнем может перемещаться под давлением рабочей жидкости в двух направлениях, создавая необходимое усилие независимо от расположения гидроцилиндра в пространстве.

## Гидродвигатели возвратно-поступательного движения

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения используют для привода активных рабочих органов сельскохозяйственных машин (активных лемехов, ножей режущих аппаратов и т. п.). Такой гидродвигатель является преобразователем энергии давления гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в циклическое возвратно-поступательное движение рабочего органа. Одним из примеров данных гидродвигателей является гидравлический вибратор.

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рис. 2.43), поршня 2, золотника 3 и крышек 11, 19. В корпусе имеется нагнетательный и сливной штуцеры.

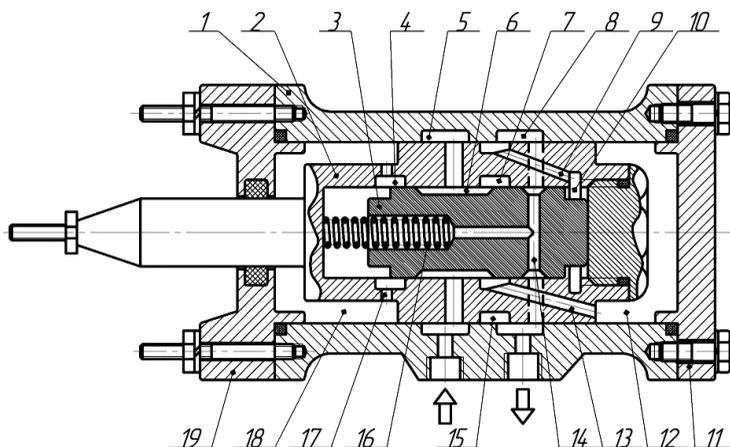


Рис. 2.43. Схема гидравлического вибратора:

- 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – золотник; 4–8, 15 – проточки кольцевые;
- 9, 13 – каналы диагональные; 10 – полость поршня торцевая;
- 11 – крышка правая; 12 – полость правая торцевая;
- 14, 17 – каналы радиальные (сверления); 16 – пружина;
- 18 – полость левая торцевая; 19 – крышка левая

Принцип работы гидравлического вибратора заключается в следующем. Поток масла под давлением подается по нагнетательному каналу через проточки 5–7 и канал 13 в полость 12, за счет чего поршень 2 перемещается влево, выталкивая основной шток наружу. Масло из полости 18 вытесняется через отверстие 17, внутренние каналы золотника 3 и проточку 8 на слив. Под воздействием пружины 16 поршень 2 возвращается в исходное положение.

жины 16 золотник 3 остается в правом положении, т. к. на него с обеих сторон действует одинаковое (сливное) давление.

При достижении поршнем 2 крайнего левого положения проточки 15 и 5 соединяются и жидкость нагнетается через канал 9 в полость 10, перемещая золотник 3 влево и сжимая пружину 16 до тех пор, пока не соединятся проточки 6 и 4. При этом жидкость под давлением нагнетается в камеру 18 через отверстие 17. За счет этого поршень 2 с золотником 3 перемещается вправо до первоначального положения, втягивая основной шток внутрь. Далее процесс повторяется.

Дополнительную информацию об объемных гидравлических машинах можно найти в пособии [3].

### **Задание**

1. Изучить основные сведения, кратко законспектировать информацию о классификации объемных гидравлических машин.

2. Изучить устройство и принцип действия объемных гидравлических машин, зарисовать их схемы и кратко описать принцип работы.

На выполнение задания предусматривается 2 аудиторных часа.

### **Контрольные вопросы**

1. По каким признакам классифицируют поршневые гидромашины?  
2. Как осуществляется регулирование подачи поршневых насосов?  
3. Каков принцип работы радиально-поршневых гидромашин?  
4. Каков принцип работы аксиально-поршневых гидромашин?  
5. Каков принцип работы шестеренных гидромашин? Чем отличаются шестеренные гидромашины с внутренним и внешним зацеплением?

6. Каков принцип работы планетарных гидромашин?

7. Каков принцип работы роторно-пластинчатых гидромашин?

8. По каким признакам классифицируются гидроцилиндры?

9. Каков принцип работы гидроцилиндров одностороннего действия?

10. В чем преимущество плунжерных гидроцилиндров?

11. Как осуществляется герметизация гидроцилиндров?

12. В чем преимущество телескопических гидроцилиндров?

13. Каков принцип работы гидроцилиндров одностороннего действия?

14. В чем преимущество гидроцилиндров двустороннего действия?

## 2.8. Лабораторная работа

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

#### *Цель работы:*

1. Изучить основные характеристики объемных гидромашин вращательного движения.
2. Экспериментально определить рабочие характеристики шестеренного насоса и аксиально-поршневого гидромотора.

#### Общие сведения

Работу объемных гидравлических машин вращательного движения характеризуют следующие основные параметры:

1. *Рабочий объем*  $q_o$  – количество жидкости, проходящее через гидромашину за один оборот рабочего вала:

$$q_o = \frac{V}{n}, \quad (2.44)$$

где  $V$  – объем рабочей жидкости;

$n$  – частота вращения рабочего вала.

2. *Подача (расход)*  $Q$  – объем жидкости, проходящий через гидромашину за единицу времени.

3. *Давление*  $p$  – параметр, определяющий энергетические возможности гидромашин. Различают давление номинальное  $p_{ном}$  и максимальное  $p_{max}$ . Как правило, эти показатели определяются конструкцией гидромашин.

4. *Частота вращения*  $n$  – количество оборотов за единицу времени. Различают минимальную  $n_{min}$ , номинальную  $n_{ном}$ , максимальную  $n_{max}$ . Значение частоты вращения указывается в технической характеристике гидромашин.

5. *Крутящий момент*  $M$  – характеристика, определяющая силовые возможности машины:

$$M = 0,159q_o \Delta p \eta, \quad (2.45)$$

где  $\Delta p = p_n - p_v$  – разность значений давления в напорной и всасывающей линиях гидромашины;

$\eta$  – КПД гидромашины.

6. *Мощность  $N$* . Различают полезную (эффективную)  $N_n$  и затраченную (приложенную)  $N_3$  мощность:

$$N_n = Q\Delta p; \quad (2.46)$$

$$N_3 = M\omega, \quad (2.47)$$

где  $\omega$  – угловая скорость рабочего вала гидромашины.

7. *Коэффициент полезного действия  $\eta$*  – характеристика, определяющая эффективность работы гидромашины:

$$\eta = \frac{N_n}{N_3}. \quad (2.48)$$

Кроме того, существуют параметры, характеризующие утечки в гидромашинах, шум и вибрацию, надежность работы и др.

Основными рабочими характеристиками объемного насоса являются зависимость подачи, мощности насоса и полного КПД насоса от развиваемого им давления при постоянной частоте вращения вала насоса:  $Q_d = f(p)$ ,  $N_n = f(p)$ ,  $\eta = f(p)$  (рис. 2.44).

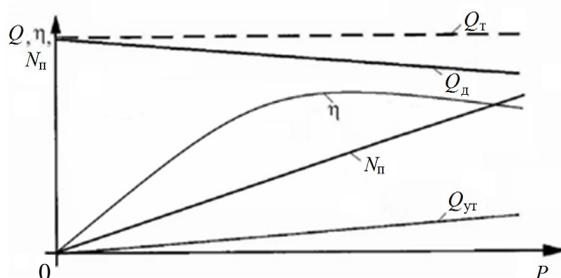


Рис. 2.44. Рабочие характеристики объемного насоса

Так как теоретическая подача объемного насоса определяется его рабочим объемом и частотой вращения, то теоретическая характеристика насоса в указанной системе координат имеет вид

горизонтальной прямой  $Q_d$ . С увеличением давления  $p$  подача  $Q_d$  и объемный КПД насоса  $\eta$  уменьшаются, что вызвано увеличением обратных потоков (утечек)  $Q_{ут}$ , поэтому действительная характеристика  $Q_d$  имеет вид наклонной прямой. Чем более совершенен насос, тем угол наклона  $Q_d$  меньше. Сравнивая характеристику насоса, приведенную в его техническом паспорте, с реальной, можно судить о степени его износа.

Для гидродвигателей важной характеристикой является нагрузочная (рис. 2.45), которая показывает степень стабильности скорости выходного звена (вала мотора) при изменяющейся нагрузке.

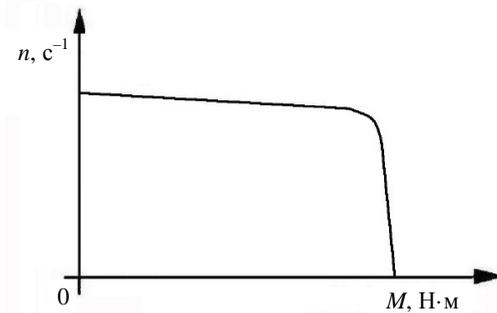
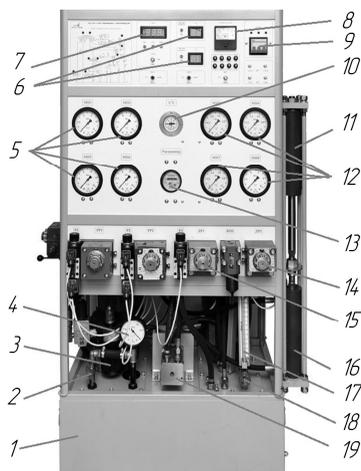


Рис. 2.45. Нагрузочная характеристика объемного гидродвигателя

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена  $n$  от момента  $M$ , развиваемого для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики свидетельствуют о стабильной работе объемного гидродвигателя.

### Описание экспериментальной установки

Для проведения лабораторной работы используется стенд НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2» (рис. 2.46). Данный стенд предназначен для экспериментальных исследований: шестеренного нерегулируемого насоса; аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком; гидропривода с поступательным движением выходного звена; гидропривода с вращательным движением выходного звена.



*Рис. 2.46. Стенд НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2»:*

- 1 – бак; 2 – вентиль В1; 3 – насос Н1; 4 – вакуумметр МВ; 5 – манометры МН1, МН2, МН5, МН6; 6 – тахометры ТХ1, ТХ2; 7 – секундомер; 8 – ваттметр; 9 – выключатель сети; 10 – термометр Т; 11 – гидроцилиндр Ц2; 12 – манометры МН3, МН4, МН7, МН8; 13 – счетчик РА; 14 – дроссель ДР2; 15 – дроссель ДР1; 16 – гидроцилиндр Ц1; 17 – указатель утечек УУ; 18 – вентиль В2; 19 – гидромотор М1

На рис. 2.47 представлена часть схемы стенда, задействованная для исследования характеристик гидромашин вращательного движения: шестеренного нерегулируемого насоса и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.

Основными исследуемыми гидромашинами являются шестеренный насос Н1 и гидромотор М1, насос нагрузки Н2. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора).

К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда для данных исследований относятся: предохранительный клапан КП1, регулятор расхода РР1, установленный в линии управления гидромотором М1, регулируемые дроссели ДР1 и ДР2, а также гидрораспределители Р1 и Р3. К контрольной аппаратуре относятся: вакуумметр МВ, манометры МН1, МН6–МН8, тахометры ТХ1 и ТХ2, мерный бак Б2 и счетчик РА, электронный секундомер. Для привода насоса Н1 на стенде установлен электродвигатель М1. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.



1. Включить электропитание стенда, секундомера, тахометра ( $n_H$ ).
2. Установить тумблер Р1 в положение «ВКЛ 1», тумблер Р3 в положение «ВКЛ», тумблер Р2 в положение «ВЫКЛ».
3. Открыть вентиль В1 (снизу на баке слева).
4. Повернуть до упора по часовой стрелке маховик дросселя ДР1 (максимальное проходное сечение дросселя).
5. Включить электропитание электродвигателя М1.
6. Провести серию опытов при различных настройках дросселя ДР1. В каждом опыте необходимо измерить:
  - объем жидкости  $V_H$  (по счетчику РА), протекающий за время  $t$  (по секундомеру, тумблер SA3 в положении «РУЧН»);
  - давление всасывания  $p_B$  и нагнетания  $p_M$  насоса (по приборам МВ и МН1);
  - частоту вращения вала насоса  $n_H$  (для получения частоты вращения в  $c^{-1}$  показание цифрового табло тахометра необходимо разделить на 2);
  - мощность  $N_3$ , потребляемую электродвигателем М1 (по ватт-метру, 1 деление = 25 Вт).
7. Результаты измерений занести в табл. 2.13.
8. Выключить электропитание стенда.

Таблица 2.13

Результаты исследования шестеренного насоса

Позиция дросселя ДР1	$V_H$ , см <sup>3</sup>	$t$ , с	$p_B$ (МВ), кПа	$p_M$ (МН1), МПа	$n_H$ , c <sup>-1</sup>	$N_3$ , Вт	$Q_H$ , см <sup>3</sup> /с	$\Delta p_H$ , МПа	$N_P$ , Вт	$N_3$ , Вт	$\eta_H$ , %
1											
2											
3											
4											
5											

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в табл. 2.13:

а) подачу насоса

$$Q_H = \frac{V_H n_H}{2t n_{ном}}$$

где  $n_{ном}$  – номинальная частота вращения вала насоса (по характеристике насоса);

б) перепад давления в насосе

$$\Delta p_n = p_m - p_b;$$

в) полезную мощность насоса

$$N_n = Q_n \Delta p_n ;$$

г) приложенную мощность

$$N_s = 25 N_n \eta_s,$$

где  $N_s$  – мощность, потребляемая электродвигателем;

$\eta_s$  – КПД электродвигателя ( $\eta_s = 79,7 \%$ );

д) КПД насоса  $\eta_n$  по формуле (2.48).

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики насоса  $Q_n = f(\Delta p_n)$ ,  $N_n = f(\Delta p_n)$ ,  $\eta_n = f(\Delta p_n)$ .

3. Сделать вывод о соответствии рабочих характеристик, полученных на основании экспериментальных исследований, с известными характеристиками насоса.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

## **Б. Исследование рабочих характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора**

### ***Порядок выполнения работы***

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Включить электропитание стенда.

2. Установить тумблер управления распределителем Р1 в положение «ВКЛ 2». Регулятор расхода РР1 настроить на максимальный расход, повернув маховик по часовой стрелке.

3. Уменьшить сопротивление регулируемого дросселя ДР2, повернув маховик по часовой стрелке. Включить электродвигатель М1 и тахометр ( $n_m$ ).

4. Провести две серии опытов (при двух настройках регулятора расхода РР1 – двух значениях частоты вращения вала гидромотора).

Первая серия опытов проводится при максимальной возможной частоте вращения вала гидромотора, а вторая – при частоте, уменьшенной примерно в два раза. При переходе от одного опыта к другому необходимо увеличивать нагрузку на валу гидромотора (путем увеличения сопротивления дросселя ДР2 поворотом маховика против часовой стрелки).

В каждом опыте необходимо измерить:

– значения давления гидромотора  $p_{\text{нагн. м}}$  и  $p_{\text{сл. м}}$  (по приборам МН6 и МН7), насоса нагрузки  $p_{\text{н2}}$  (по прибору МН8);

– частоту вращения вала гидромотора  $n_{\text{м}}$  (показание цифрового табло тахометра необходимо разделить на 2);

– объем жидкости на выходе гидромотора  $V_{\text{м}}$  (измеряется с помощью счетчика РА) и объем утечек из корпуса гидромотора  $V_{\text{у. м}}$  (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ), протекающие за время  $t$  (по электронному секундомеру СЕК, тумблер SA3 – в положение «РУЧН»).

5. Результаты измерений занести в табл. 2.14.

6. Выключить электропитание стенда.

Таблица 2.14

Результаты исследования аксиально-поршневого гидромотора

Номер измерения	$p_{\text{нагн. м}}$ (МН6), МПа	$p_{\text{сл. м}}$ (МН7), МПа	$p_{\text{н2}}$ (МН8), МПа	$n_{\text{м}}$ , $\text{с}^{-1}$	$V_{\text{м}}$ , $\text{см}^3$	$V_{\text{у. м}}$ , $\text{см}^3$	$t$ , с	$Q_{\text{м}}$ , $\text{см}^3/\text{с}$	$Q_{\text{у. м}}$ , $\text{см}^3/\text{с}$	$\eta_{\text{о. м}}$ , %	$M_{\text{м}}$ , Н·м	$M_{\text{нагр.}}$ , Н·м
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в табл. 2.14:

а) расход жидкости на гидромоторе

$$Q_{\text{м}} = \frac{V_{\text{м}}}{t}; \quad (2.49)$$

б) утечки жидкости на гидромоторе

$$Q_{y.м} = \frac{V_{y.м}}{t}; \quad (2.50)$$

в) объемный КПД гидромотора

$$\eta_{o.м} = \frac{Q_м}{Q_м + Q_{y.м}}; \quad (2.51)$$

г) крутящий момент на валу гидромотора

$$M_м = 0,159q_{o.м} \Delta p_м, \quad (2.52)$$

где  $q_{o.м}$  – рабочий объем гидромотора;

$\Delta p_м = p_{нагн.м} - p_{сл.м}$  – перепад давления на гидромоторе;

д) нагрузку на валу гидромотора

$$M_{нагр} = 0,159q_{o.н2} p_{н2} \eta_{н2}, \quad (2.53)$$

где  $q_{o.н2} = 10 \text{ см}^3/\text{с}$  – рабочий объем насоса нагрузки;

$p_{н2}$  – давление нагнетания насоса нагрузки;

$\eta_{н2} = 0,8$  – КПД насоса нагрузки.

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочие характеристики гидромотора  $Q_м = f(M_{нагр})$ ,  $\eta_{o.м} = f(M_{нагр})$ ,  $M_м = f(M_{нагр})$ .

3. Сделать вывод о влиянии внешней нагрузки на рабочие характеристики гидромотора.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### Контрольные вопросы

1. Какие параметры характеризуют работу объемных гидравлических машин вращательного движения?

2. Что называется рабочим объемом?

3. Какие виды давления различают среди параметров объемных гидромашин?
4. Что такое частота вращения? Какие бывают виды частот вращения?
5. От чего зависит крутящий момент объемных гидромашин?
6. Какие виды мощности выделяют у объемных гидромашин?
7. Как определить КПД объемных гидромашин?
8. Каковы основные рабочие характеристики объемного насоса?
9. Какие показатели характеризуют работу гидродвигателей?
10. Что показывает нагрузочная характеристика?

## 2.9. Лабораторная работа

### ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОЦИЛИНДРОВ И ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

#### *Цель работы:*

1. Изучить основные характеристики гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия.
2. Экспериментально определить рабочие характеристики гидроцилиндра.

#### Общие сведения

Работу гидроцилиндров и гидродвигателей возвратно-поступательного действия характеризуют следующие параметры: расход рабочей жидкости  $Q$ , усилие на штоке  $F$ , скорость перемещения поршня  $v$ , мощность  $N$ , давление  $p$ , КПД  $\eta$  и др.

Для гидроцилиндров *скорость движения поршня*  $v$  – расстояние полного перемещения поршня между крайними положениями за единицу времени:

$$v = \frac{L}{t}, \quad (2.54)$$

где  $L$  – рабочий ход поршня;  
 $t$  – время движения поршня.

*Расход жидкости в гидроцилиндре*  $Q$  – объем жидкости, расходуемый на полное перемещение поршня:

$$Q = vS, \quad (2.55)$$

где  $S$  – эффективная площадь поршня.

Под эффективной площадью поршня понимается площадь поверхности поршня со стороны давления рабочей жидкости в момент создания усилия.

Эффективная площадь поршня со стороны поршневой полости

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.56)$$

где  $D$  – диаметр поршня.

Эффективная площадь поршня со стороны штоковой полости

$$S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2), \quad (2.57)$$

где  $d$  – диаметр штока.

*Усилие на штоке гидроцилиндра  $F$*  – энергия, передаваемая поршню со штоком от давления жидкости:

$$F = pS\eta, \quad (2.58)$$

где  $p$  – давление жидкости;  
 $\eta$  – КПД гидроцилиндра.

*Полезная мощность гидроцилиндра  $N_{\text{п}}$*  – мощность на штоке гидроцилиндра:

$$N_{\text{п}} = Fv. \quad (2.59)$$

При исследовании характеристик гидроцилиндров важной характеристикой является нагрузочная (рис. 2.48), которая показывает степень стабильности скорости штока при изменяющейся нагрузке.

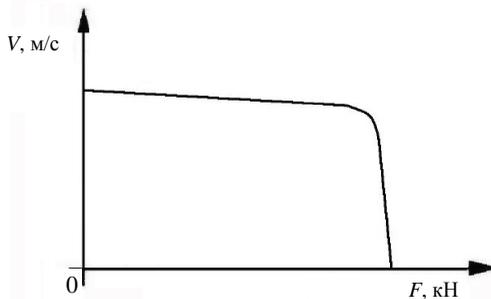


Рис. 2.48. Нагрузочная характеристика гидроцилиндра

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена  $V$  от силы  $F$ , развиваемой для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики свидетельствуют о стабильной работе гидроцилиндра.

### Описание экспериментального стенда

Для проведения лабораторной работы используется стенд НТЦ-11.36.1 «Гидромашины и гидроприводы М2», предназначенный для экспериментальных исследований шестеренного нерегулируемого насоса, аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора, гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком, гидропривода с поступательным движением выходного звена, гидропривода с вращательным движением выходного звена.

На рис. 2.49 представлена часть схемы стенда, задействованная для исследования характеристик гидроцилиндра.

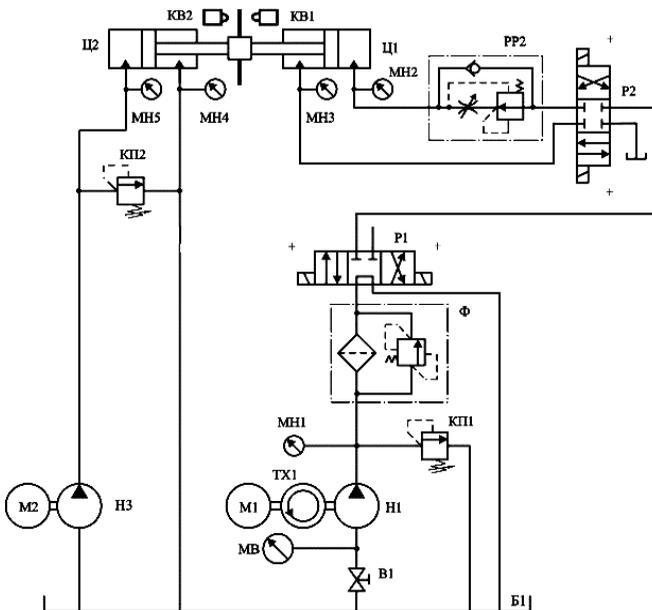


Рис. 2.49. Гидравлическая схема стенда НТЦ-11.36.1 для исследования характеристик гидроцилиндров

Основной исследуемой гидромашинной является гидроцилиндр. Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос НЗ и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (при проведении испытаний гидроклапан КП2 работает в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда относятся: предохранительный клапан КП1, регулятор расхода РР2, установленный в линии управления цилиндром Ц1, а также гидрораспределители Р1 и Р2. Для привода насосов Н1 и НЗ на стенде установлены электродвигатели М1 и М2. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Характеристика гидроцилиндра ГЦ 63.200.16.000: диаметр поршня цилиндра  $D = 63$  мм, ход штока  $L = 190$  мм, диаметр штока  $d = 25$  мм, номинальное давление  $p_{\text{ном}} = 16$  МПа.

### Порядок выполнения работы

При выполнении работы необходимо соблюдать требования инструкций по охране труда, пожарной безопасности и общие правила нахождения в учебной лаборатории.

1. Включить электропитание стенда.
2. Установить переключатель Р1 в положение «ВКЛ 1», а переключатель Р3 – в положение «ВЫКЛ».
3. Повернуть маховик регулятора расхода РР2 против часовой стрелки до значений минимального расхода.
4. Включить электродвигатели М1 и М2.
5. Установить уровень давления по манометру МН5 около 3 МПа.
6. Повернуть маховик регулятора расхода РР2 по часовой стрелке на 0,5–1,0 оборот, чтобы добиться медленного выдвигания штока.
7. Установить переключатель Р2 в положение «ВКЛ 1», при этом шток нижнего цилиндра Ц1 начнет медленно выдвигаться.
8. Установить переключатель Р2 в положение «ВКЛ 2», при этом шток нижнего цилиндра Ц1 начнет медленно опускаться.
9. Повторить п. 6–8 несколько раз.

В каждом опыте необходимо измерить:

- ход штока гидроцилиндра  $L$ ;
- время движения штока гидроцилиндра  $t$ ;

- значения давления  $p_2$  и  $p_3$  (по приборам МН2 и МН3);
  - значения давления  $p_4$  и  $p_5$  (по приборам МН4 и МН5).
10. Результаты измерений занести в табл. 2.15.
11. Выключить электропитание стенда.

Таблица 2.15

Результаты исследования гидроцилиндра

Номер измерения	$p_2$ (МН2), МПа	$p_3$ (МН3), МПа	$p_4$ (МН4), МПа	$p_5$ (МН5), МПа	$t$ , с	$v$ , см/с	$Q$ , см <sup>3</sup> /с	$F_H$ , Н	$F_{г.ц}$ , Н
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									

Ход штока гидроцилиндра  $L = \underline{\hspace{2cm}}$  мм.  
Эффективная площадь поршня в поршневой полости  $S_1 = \underline{\hspace{2cm}}$  см<sup>2</sup>.  
Эффективная площадь поршня в штоковой полости  $S_2 = \underline{\hspace{2cm}}$  см<sup>2</sup>

### Обработка экспериментальных данных

1. Определить и занести в таблицу 2.15:
- а) скорость  $v$  перемещения поршня гидроцилиндра по формуле (2.54);
  - б) расход жидкости  $Q$  в поршневой полости гидроцилиндра по формуле (2.55);
  - в) нагрузку на поршень при рабочем ходе

$$F_H = [(p_5 S_1 - p_4 S_2) + p_3 S_2] \eta,$$

где  $S_1, S_2$  – значения эффективной площади поршня, рассчитанные по формулам (2.56), (2.57);  
 $\eta$  – КПД гидроцилиндра (принять  $\eta = 0,95$ );

- г) усилие на штоке гидроцилиндра

$$F_{г.ц} = (p_2 S_1 - p_3 S_2) \eta.$$

2. Построить на бумаге, имеющей координатную сетку, рабочую характеристику гидроцилиндра  $v = f(F_{г.ц})$ .

3. Сделать вывод о характере изменения скорости поршня гидроцилиндра при изменении усилия на штоке.

Лабораторная работа оформляется в соответствии с требованиями к оформлению и представляется преподавателю при защите.

### **Контрольные вопросы**

1. Какие параметры характеризуют работу гидроцилиндров?
2. Что называется рабочей скоростью движения поршня?
3. Что такое расход?
4. Что называется эффективной площадью поршня?
5. Как определить усилие на штоке гидроцилиндра?
6. Что называется полезной мощностью гидроцилиндра?
7. Какие показатели характеризуют работу гидроцилиндра?
8. Что показывает нагрузочная характеристика гидроцилиндра?

## **2.10. Практическая работа**

### **ИЗУЧЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ И ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

#### ***Цель работы:***

1. Ознакомиться с основными разновидностями труб, применяемых в системах водоснабжения.
2. Рассмотреть основные виды соединений труб и трубопроводной арматуры.
3. Изучить основные виды трубопроводной арматуры.

#### **Общие сведения**

В практической работе рассматриваются только основные виды труб и трубопроводной арматуры, которые встречаются в сельскохозяйственном производстве. На практике применяется большое количество других устройств с целью решения конкретных производственных задач. Арматуростроение продолжает развиваться, в результате чего улучшаются потребительские качества трубопроводной арматуры, а также появляются принципиально новые изделия, позволяющие повысить эффективность и надежность систем водоснабжения. Поэтому инженерно-технический работник, занимающийся проектированием или эксплуатацией систем водоснабжения, должен следить за развитием арматуростроения и знакомиться с новыми изделиями, информацию о которых можно получить из специальной литературы, а также на специализированных выставках.

#### **Трубопроводы**

Одним из важнейших параметров, характеризующих трубопроводы, является диаметр труб. В справочниках, как правило, приводится наружный диаметр труб, толщина стенки, условный проход. Условный проход представляет собой округленную величину внутреннего диаметра, выраженную в миллиметрах, которая может отличаться от фактической не более чем на 10 %. Условный проход

является составным элементом маркировки труб, используется при подборе арматуры и при составлении заявок на материально-техническое обеспечение. Если трубы имеют одинаковый условный проход и выполнены из одного и того же материала, то их наружные диаметры также равны. В гидравлических расчетах используется внутренний диаметр трубы, который определяет ее пропускную способность. Еще одним параметром, характеризующим трубы, является наибольшее рабочее давление, которое можно допустить в трубопроводе без нарушения его прочности. Оно зависит от материала и толщины стенки трубы.

В настоящее время в сельскохозяйственных системах водоснабжения встречаются асбестоцементные, полимерные, стальные и чугунные трубы.

Ранее наружные сети сельскохозяйственного водоснабжения из экономических соображений часто сооружали из напорных *асбестоцементных труб*. Имея низкую стоимость, асбестоцементные трубы являются устойчивыми к коррозии. Недостатком асбестоцементных труб является повышенная хрупкость, что следует учитывать при транспортировке. Категорически запрещается бросать трубы, т. к. при ударе даже о мягкую землю в них могут образовываться волосяные трещины, что приводит к быстрому разрушению трубы в процессе эксплуатации. Поскольку асбест относится к канцерогенным веществам, данные трубы не рекомендуется использовать для систем питьевого водоснабжения.

Все большее распространение получают *полимерные трубы*. Это обусловлено большим количеством преимуществ полимерных трубопроводов: высокая коррозионная и химическая стойкость, прочность и долговечность, легкость, простота монтажа, низкая шероховатость и др.

В зависимости от состава полимерные трубы имеют следующую классификацию: полиэтиленовые (ПЭ, *PE*), полипропиленовые (ПП, *PPR*), поливинилхлоридные (ПВХ, *PVC*), полиамидные (ПА, *PA*), полибутиленовые (ПБ, *PB*) и др.

Для питьевого, противопожарного и технического водоснабжения наиболее широко применяются полиэтиленовые напорные трубы. Они изготавливаются по ГОСТ 18599–2001 из композиций полиэтилена ПЭ 32, ПЭ 63, ПЭ 80, ПЭ 100 и предназначены для транспортировки воды с температурой 0 °С–40 °С при номинальном давлении

до 2,5 МПа, а также других жидкостей и газов. Полиэтиленовые трубы выпускаются с наружными диаметрами от 10 до 1600 мм.

Пример маркировки полиэтиленовых труб: *ПЭ 80 SDR 17,6-160×9,1 питьевая ГОСТ 18599–2001*, где ПЭ – полиэтилен высокой плотности; 80 – минимальная длительная прочность 8 МПа; SDR 17,6 – отношение номинального наружного диаметра трубы к ее номинальной толщине стенки; 160×9,1 – наружный диаметр и толщина стенки соответственно; «питьевая» – для хозяйственно-питьевого водоснабжения; ГОСТ 18599–2011 – номер межгосударственного стандарта «Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия» (дата введения – 01.01.2003).

Полиэтиленовые трубы имеют ряд преимуществ: относительно небольшая масса; низкая шероховатость; высокая химическая стойкость; устойчивость к коррозии и гидроабразивному износу; большой срок службы (не менее 50 лет); санитарно-гигиеническая безопасность; высокая прочность соединений и устойчивость к гидравлическим ударам. Главные недостатки – малый температурный диапазон применения и ускоренное старение от атмосферных воздействий в случае открытого монтажа.

Стальные трубы в сельскохозяйственном водоснабжении применяются главным образом для внутренних водопроводных сетей. Трубы стальные водогазопроводные по ГОСТ 3262–75 выпускаются без покрытия (черные) и оцинкованные. Подразделяются на 3 категории: Л (легкие) и О (обыкновенные) – на давление до 1 МПа, У (усиленные) – до 1,6 МПа. Условный проход выпускаемых труб – от 6 до 150, толщина стенок – от 0,8 до 5,5 мм.

Пример маркировки: труба *У-Р-50×3,5×4000 Ст3*, где У – труба усиленная; Р – с резьбой; 50 – наружный диаметр, мм; 3,5 – толщина стенки, мм; 4000 – длина трубы, мм; Ст3 – марка материала (сталь 3).

Стальные электросварные трубы по ГОСТ 10704–91 выполняются с прямым и спиральным швом. Условный проход находится в пределах от 25 до 1400, толщина стенок – от 1,4 до 14,0 мм. Электросварные трубы с прямым швом изготавливаются на давление 1,0 и 1,6 МПа, а со спиральным швом – до 3,5 МПа.

Чугунные напорные трубы класса А и В по ГОСТ 9583–75 условным проходом 65–500 мм на давление до 1,5 МПа изготавливаются из серого чугуна с раструбным соединением. Они обладают большой долговечностью, но отличаются высокой стоимостью, поэтому в настоящее время применяются редко.

### **Виды соединений трубопроводов и арматуры**

При сооружении водопроводов в основном используются следующие виды соединений трубопроводов и гидравлической арматуры: сварные, резьбовые, фланцевые, раструбные и др.

#### *Сварные соединения*

Соединения трубопроводов при помощи электродуговой и газовой сварки относятся к неразъемным соединениям и наиболее широко применяются при сооружении магистральных водопроводов, а также при монтаже трубопроводов внутри помещений. На рис. 2.50 представлен вид сварного соединения с указанием типа сварки и сварного шва, от качества которого зависит надежность работы водопровода.

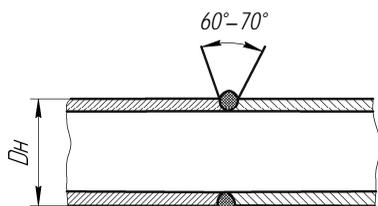


Рис. 2.50. Схема сварного соединения

Для сооружения стальных трубопроводов используют стандартные приварные фитинги (рис. 2.51): отводы, тройники, крестовины, переходы, заглушки и др.



Рис. 2.51. Фитинги стальные приварные:

*а* – отвод 90°; *б* – заглушка;

*в* – крестовина равнопроходная; *г* – тройник равнопроходный;

*д* – тройник переходной; *е* – переход концентрический

### Резьбовые соединения

Соединение стальных трубопроводов и арматуры на резьбе относится к разъемным соединениям и обычно используется при монтаже труб малых диаметров (до 50 мм) в системах водоснабжения и отопления. Этот вид соединения (рис. 2.52) применяется при сравнительно невысоком давлении (не более 1,6 МПа), главным образом при сооружении трубопроводов внутри помещений.

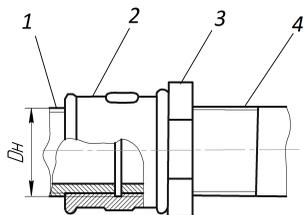


Рис. 2.52. Схема резьбового соединения:

- 1 – трубопровод с короткой резьбой; 2 – муфта;  
3 – контргайка; 4 – трубопровод с длинной резьбой (сгон)

Существует большое количество фитингов для резьбового соединения стальных трубопроводов (рис. 2.53): муфты, уголки, тройники, крестовины, футорки, nipples, переходники, заглушки и т. д.



Рис. 2.53. Фитинги резьбовые:

- а – муфта; б – nipple переходной; в – футорка; г – угольник 90° с внутренней-наружной резьбой; д – тройник; е – крестовина;  
ж – угольник 90° с наружной резьбой; з – заглушка

Для соединения труб применяют цилиндрическую и коническую резьбы (метрическую и дюймовую). Плотность соединения с цилиндрической (трубной) резьбой обеспечивается применением уплотняющих средств в виде льняной пряди, пропитанной суриком

на олифе или другими материалами. Соединение конической резьбой специальных уплотнений не требует.

### Фланцевые соединения

Фланцевое соединение (рис. 2.54) относится к разъемным видам соединений и осуществляется при помощи двух фланцев, соединяемых между собой болтами через уплотнительную прокладку из резины или других материалов. Фланцевое соединение является наиболее надежным, но и самым дорогим.

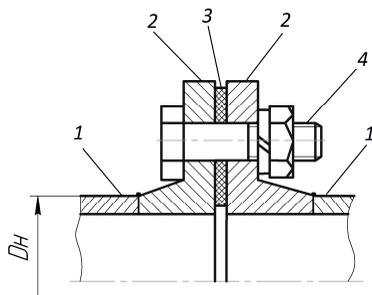


Рис. 2.54. Схема фланцевого соединения:

1 – труба; 2 – фланец; 3 – уплотнитель кольцевой (прокладка);  
4 – соединение болтовое

Фланцы бывают (рис. 2.55): приварные плоские (а); приварные воротниковые (б); свободные (в); резьбовые (г) и др. Плоский приварной фланец крепится непосредственно к концу трубопровода при помощи сварки. Воротниковый фланец имеет юбку, которая приваривается к трубопроводу (см. рис. 2.54). Свободные фланцы не привариваются к трубопроводу сами, а сжимают между собой приваренные к концам труб кольца. Резьбовые фланцы крепятся к трубопроводу при помощи резьбы.



Рис. 2.55. Фланцы стальные:

а – приварной плоский; б – приварной воротниковый;  
в – свободный; г – резьбовой

Фланцевое соединение применяется в основном для присоединения гидравлической арматуры, приборов и оборудования к трубопроводам диаметром более 50 мм. Основное преимущество фланцевых соединений – их способность воспринимать осевые усилия, а также возможность быстро снять гидравлическую арматуру и приборы, отсоединить оборудование.

### *Раструбное соединение*

Раструбные соединения (рис. 2.56) относятся к неразъемным соединениям. При помощи раструбного соединения стыкуются чугунные, железобетонные трубы и некоторые виды полимерных.

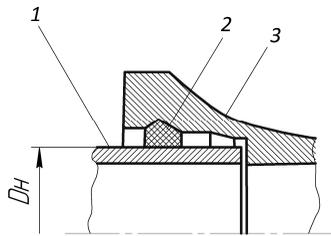


Рис. 2.56. Схема раструбного соединения:

1 – труба с гладким концом; 2 – кольцо уплотнительное;  
3 – труба с раструбом на конце

Раструб – монтажное расширение на одном конце трубы. В раструб одной трубы вставляется гладкий конец другой. Для обеспечения герметичности используют уплотнители в виде резинового кольца (рис. 2.56) или самоуплотняющейся манжеты (рис. 2.57). Также для герметизации соединения полимерных труб используются специальные клеевые составы или сварка.

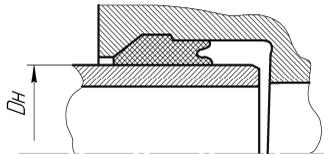


Рис. 2.57. Схема раструбного соединения с самоуплотняющейся манжетой

### *Соединение полимерных труб*

Полимерные трубы могут иметь неразъемное и разъемное соединение.

Неразъемное соединение полимерных трубопроводов производится:

- 1) контактной сваркой торцов встык (стыковая сварка);
- 2) раструбным соединением;
- 3) соединительными муфтами.

Для соединения полимерных труб наружных водопроводов, как правило, используют стыковую сварку. При стыковой сварке не требуется применение дополнительных соединяющих элементов. Сварка заключается в соединении двух торцов труб, нагретых до определенной температуры.

Стыковая сварка осуществляется при помощи специального оборудования в несколько этапов: выравнивание торцов; предварительный нагрев; основной нагрев; соединение торцов с определенным усилием; охлаждение готового сварного шва; контроль выполненной сварки. Если сварной шов соответствует техническим требованиям, его прочность будет не ниже прочности цельного трубопровода.

Соединение полимерных труб в раструб или при помощи муфт (рис. 2.58) чаще применяется для внутренних водопроводов. Поверхности перед сваркой очищаются от грязи и обезжириваются ацетоном. На концах труб снимают фаску под углом  $45^\circ$  высотой 1–2 мм. Сварка основана на одновременном оплавлении нагревательным элементом наружной поверхности трубы и внутренней поверхности раструба или муфты с последующим быстрым их соединением. После охлаждения места сварки получается надежное соединение труб.

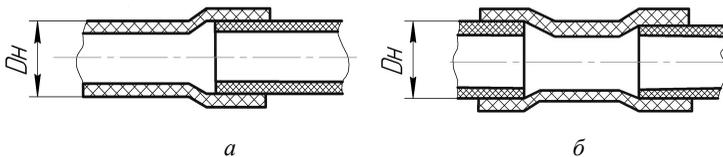


Рис. 2.58. Схемы соединения полимерных труб:  
а – раструбное соединение; б – соединение муфтой

Соединение полимерных труб при помощи муфт, уголков, тройников требует затрат на соединительные элементы (рис. 2.59), однако позволяет присоединять к трубопроводу различную гидравлическую арматуру и сантехнику благодаря запрессованным резьбовым вставкам. Также преимуществом использования соединительных элементов является возможность стыковать трубы разных диаметров.



*Рис. 2.59.* Фитинги для сварного соединения полипропиленовых труб:  
*а* – муфта; *б* – муфта переходная; *в* – тройник; *г* – тройник двухплоскостной;  
*д* – крестовина; *е* – муфта с наружной резьбой; *ж* – муфта с внутренней резьбой;  
*з* – муфта с накладной гайкой; *и* – тройник с наружной резьбой;  
*к* – тройник с накладной гайкой

Для разъёмного соединения полиэтиленовых труб диаметром до 110 мм используются компрессионные фитинги (рис. 2.60). При данном способе соединения конец трубы вставляется в корпус фитинга и обжимается закручиванием обоймы.



*Рис. 2.60.* Фитинги для разъёмного соединения полиэтиленовых труб:  
*а* – муфта; *б* – отвод 90°; *в* – тройник; *г* – муфта переходная;  
*д* – тройник с наружной резьбой; *е* – отвод 90° с внутренней резьбой;  
*ж* – кран шаровый; *з* – муфта с фланцем

Компрессионные фитинги (рис. 2.60) позволяют стыковать трубы разных диаметров, а также присоединять к трубопроводу различную гидравлическую арматуру и сантехнику при помощи резьбы или фланца. Также преимуществом использования компрессионных фитингов является быстрый и простой монтаж, который производится вручную без применения сложного оборудования.

## Трубопроводная арматура

Классификация трубопроводной арматуры: по назначению – запорная, регулирующая, предохранительная, контролирующая; по принципу действия привода – приводная (например, вентили) и самодействующая (клапаны); по роду привода – ручная, механическая, электрическая, пневматическая, гидравлическая; по материалу корпуса – чугун, сталь, цветные металлы, пластмасса; по материалу рабочих органов – пластмасса, резина, латунь и т. п.; по конструкции присоединения – фланцевая, муфтовая, приварная; по давлению – низкого и высокого давления, вакуумная.

Условные обозначения гидравлической арматуры приведены в прилож. 29.

Арматура подбирается по значению условного прохода, а также по значениям условного, пробного и рабочего давления. Условное давление – давление среды, на которое рассчитан данный вид арматуры при 20 °С. Пробное давление – наибольшее давление, при котором производилось гидравлическое испытание арматуры. Рабочее давление – давление, при котором эксплуатируется данное устройство.

## Запорная арматура

Запорная арматура предназначена для выключения отдельных участков водопроводной сети, переключения движения воды по линиям, регулирования работы сети в целях создания в ней оптимальных гидравлических условий.

В качестве запорной арматуры в системах водоснабжения применяются краны, вентили, задвижки и затворы (рис. 2.61).

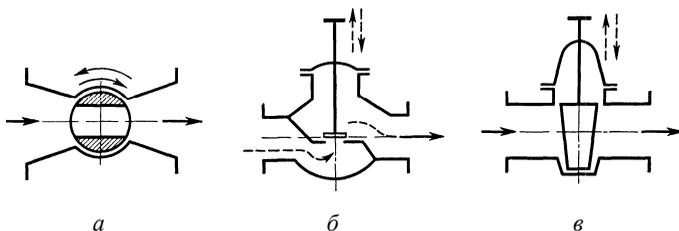


Рис. 2.61. Принципиальные схемы запорной арматуры:  
а – кран; б – вентиль; в – задвижка

Задвижки применяются на трубопроводах диаметром 50 мм и выше. Широкое распространение получили плоскопараллельные задвижки с выдвигным шпинделем (рис. 2.62).

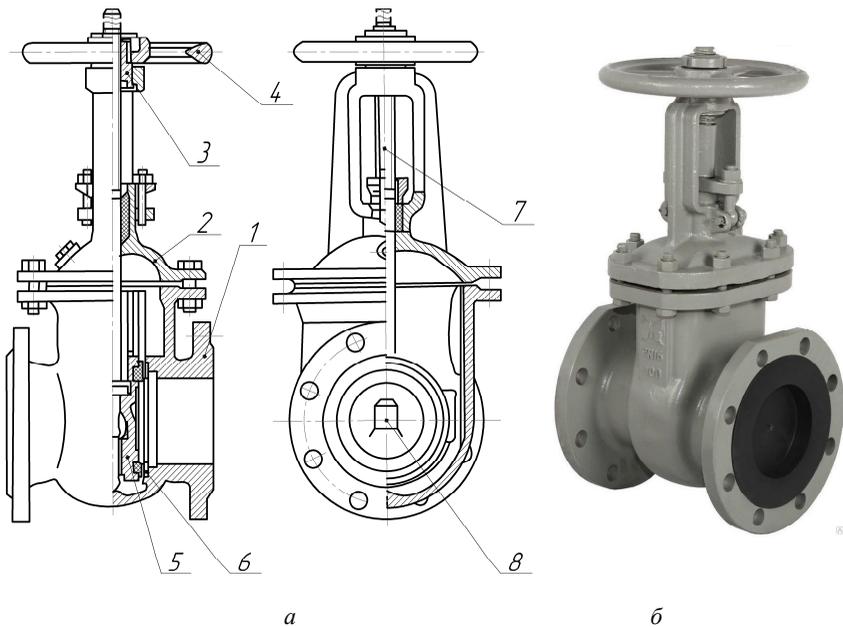


Рис. 2.62. Плоскопараллельная задвижка с выдвигным шпинделем:  
*a* – схема; *б* – общий вид;  
 1 – корпус; 2 – крышка корпуса; 3 – гайка приводная;  
 4 – маховик; 5 – клапан параллельный; 6 – кольца уплотняющие;  
 7 – шпindelь; 8 – клин распорный

В результате вращения маховика 4 с приводной гайкой 3 шпindelь 7 совершает поступательное перемещение вдоль своей оси, т. к. в его верхней части имеется винтовая нарезка. Выступами, расположенными в нижней части шпинделя, при этом захватываются и перемещаются два параллельных клапана 5, открывая или закрывая проходное отверстие. Для закрытия отверстия шпindelь опускается вниз до упора, распорный клин 8 прижимает клапаны 5 к седлам для обеспечения плотного прилегания. Для улучшения герметичности на клапанах и седлах установлены уплотняющие кольца 6 из латуни или других материалов.

Преимуществом плоскопараллельных задвижек является относительная простота притирки уплотняющих колец 6 и возможность смазки винтовой нарезки шпинделя 7 без снятия крышки 2. В то же время для их размещения требуется относительно большая высота.

Кроме плоскопараллельных выпускаются клиновые задвижки (см. рис. 2.61, в), у которых клапаны расположены под углом друг к другу, образуя клин. Эти задвижки обеспечивают несколько лучшую герметичность, но сложность обработки уплотняющих колец ограничивает их применение.

Плоскопараллельные и клиновые задвижки выпускаются также с невыдвижным шпинделем. У этих задвижек, в отличие от рассмотренных, вращается от маховика соединенный с ним шпиндель, винтовая нарезка которого сделана в его нижней части. При вращении шпинделя вдоль его оси перемещается гайка и присоединенные к ней клапаны, в результате чего происходит открытие или закрытие задвижки. Большим недостатком задвижек с невыдвижным шпинделем является отсутствие возможности контроля и ухода за винтовой нарезкой без снятия крышки. Их преимуществом является меньшая высота.

В качестве запорной арматуры, особенно для трубопроводов малых диаметров (менее 50 мм), получили широкое применение вентили (см. рис. 2.61, б), присоединяемые к трубопроводу на резьбе (муфтовые вентили). Для трубопроводов диаметром от 40 до 200 мм применяются вентили, присоединяемые фланцами.

Вентили изготавливаются из латуни, чугуна и стали и отличаются формой корпуса. Латунные вентили – муфтовые, имеющие условный проход от 15 до 50 мм, рассчитаны на давление до 1,6 МПа. Чугунные выпускаются с условным проходом от 16 до 200 мм на давление до 1,6 МПа. Стальные вентили имеют условный проход от 40 до 125 мм и фланцевое соединение, рассчитаны на давление до 2,5 МПа.

На рис. 2.63 показан муфтовый вентиль. В отличие от задвижек, вентили имеют только один клапан 4, закрывающий отверстие сверху. В качестве уплотнения используется резина, различные пластмассы и сплавы цветных металлов и другие материалы. Металлическое уплотнение требует специальной обработки (притирки) и применяется в условиях повышенной температуры (до 225 °С) и давления (более 1,6 МПа).

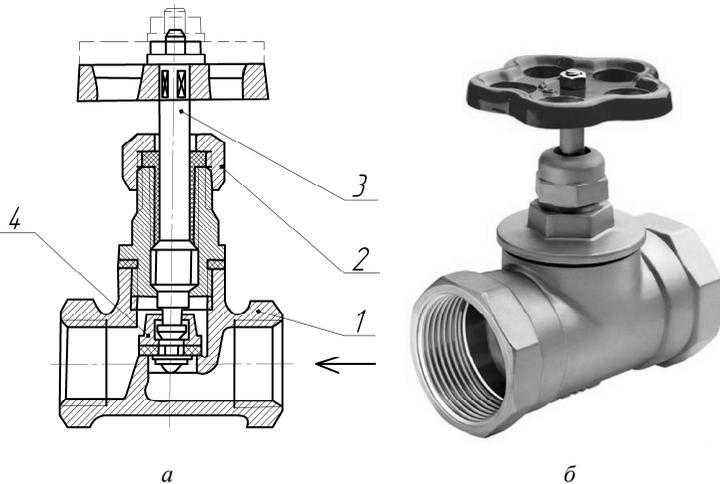


Рис. 2.63. Вентиль муфтовый:  
*a* – схема; *б* – общий вид;  
 1 – корпус; 2 – головка с сальниковым уплотнением;  
 3 – шпindelь; 4 – клапан

Так как у вентилья клапан один, сальниковое уплотнение шпindelья будет находиться под некоторым давлением и при закрытом клапане. Поэтому вентиль при монтаже устанавливают таким образом, чтобы в закрытом положении давление, действующее на сальник, было минимальным, т. е. в соответствии со стрелкой на корпусе, которая показывает направление движения воды (от большего давления к меньшему).

Еще одной особенностью вентилья является сложный вид потока воды в нем, что приводит к возникновению больших местных сопротивлений (коэффициент гидравлического сопротивления при полностью открытом вентиле может достигать значения 5,5), в то время как сопротивлением полностью открытой задвижки можно пренебречь.

В качестве запорной арматуры используют и пробковые краны (рис. 2.64). Пробковые краны также называют конусными (коническими), т. к. запирающий элемент выполнен в форме усеченного конуса. Они изготавливаются из латуни и чугуна с условным проходом от 15 до 100 мм и более. Соединение может быть муфтовое

или фланцевое (рис. 2.64). Полное открытие или закрытие крана происходит при повороте пробки на  $90^\circ$ . В открытом положении ось отверстия в пробке совпадает с осью трубы, а в закрытом положении перпендикулярна к ней. На торцевой части пробки имеется риска, показывающая направление оси отверстия.

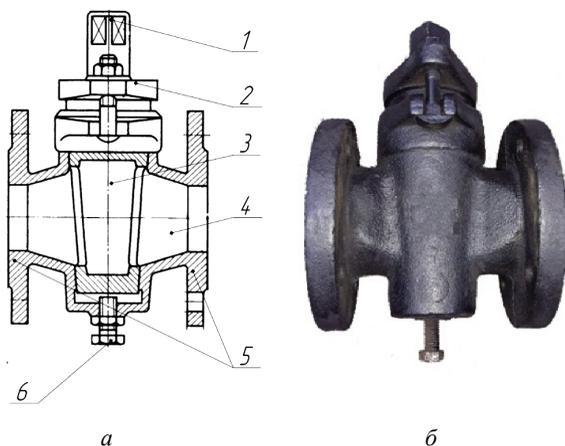


Рис. 2.64. Кран пробковый фланцевый:

*a* – схема; *б* – общий вид;

1 – шпindel; 2 – крышка; 3 – элемент запирающий (пробка);  
4 – корпус; 5 – фланцы присоединительные; 6 – болт регулировочный

Пробковый кран имеет в конусной пробке сквозное отверстие трапецевидной формы, которое обеспечивает прямой проход жидкости при открытии крана (см. рис. 2.61, *a*). Седлом крана является внутренняя коническая поверхность корпуса. Таким образом, уплотнительными поверхностями запорного органа являются конические поверхности – наружная (пробки) и внутренняя (корпуса).

Пробковый кран является одним из самых древних устройств. Но, несмотря на такие преимущества, как простота конструкции и низкое гидравлическое сопротивление, пробковые краны находят все меньшее применение. Это связано с наличием недостатков, среди которых: сложность изготовления крана и подгонки уплотнительных поверхностей; неравномерность износа трущихся уплотнительных поверхностей при эксплуатации; сложность регулирования расхода жидкости; значительные крутящие моменты и сложность

их регулировки, что делает пробковые краны малопригодными для использования с прямым электроприводом. В последнее время пробковые краны вытесняются шаровыми.

Шаровые краны (рис. 2.65, 2.66) получили широкое распространение благодаря своей простоте и надежности. По принципу действия шаровой кран аналогичен пробковому (см. рис. 2.61, а), но регулирующим элементом шарового является подвижная деталь затвора, имеющая сферическую форму, с круглоцилиндрическим отверстием для пропуска потока жидкости или газа.

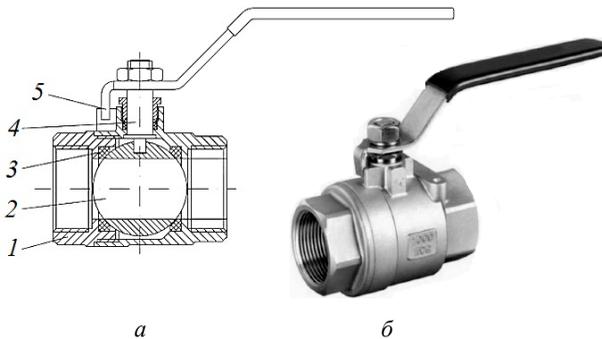


Рис. 2.65. Кран шаровый муфтовый:

а – схема; б – общий вид;

1 – корпус с резьбовыми муфтами; 2 – элемент запирающий (шар);  
3 – уплотнитель; 4 – шпindel; 5 – рукоятка

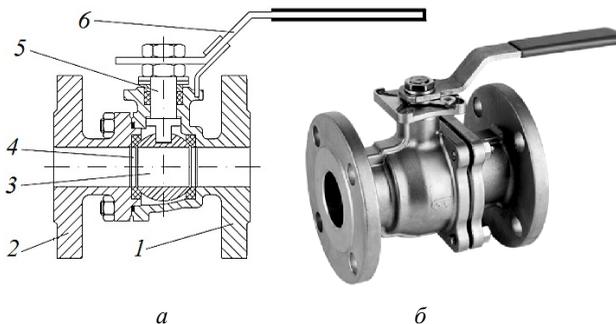


Рис. 2.66. Кран шаровый фланцевый:

а – схема; б – общий вид;

1 – корпус с фланцем; 2 – крышка с фланцем; 3 – элемент запирающий (шар);  
4 – шпindel; 5 – уплотнитель; 6 – рукоятка

Шаровые краны изготавливаются из стали, латуни и других сплавов, а также пластиков. Крепление с трубопроводом может быть муфтовое (рис. 2.65), фланцевое (рис. 2.66) или сварное. Муфтовые и фланцевые краны выпускают с условным проходом 15–250 мм и более. Приварные краны имеют условный проход 200–700 мм и более. Шаровые краны выпускаются на различные значения давления. Для изготовления уплотнителей и седел используются фторопласт, синтетический каучук и другие материалы. Шаровые краны бывают неразборные (рис. 2.65) и разборные (рис. 2.66).

Шаровые краны бывают полнопроходные и неполнопроходные. В полнопроходном кране диаметр отверстия в запорном элементе (шаре) не отличается (рис. 2.66) или мало отличается (рис. 2.65) от диаметров входа и выхода крана. В неполнопроходных шаровых кранах диаметр отверстия в шаре существенно меньше диаметров входного и выходного отверстий крана. Преимущество полнопроходных кранов – низкое гидравлическое сопротивление при его полном открытии, которое практически не отличается от линейного сопротивления трубопровода. Достоинство неполнопроходных шаровых кранов заключается в том, что они являются менее материалоемкими и, соответственно, более дешевыми и легкими. Также неполнопроходные краны имеют меньшие крутящие моменты при открытии и закрытии.

Кроме таких преимуществ, как простота конструкции, надежность и низкое гидравлическое сопротивление, шаровые краны имеют другие достоинства, среди которых простая форма проточной части и отсутствие в ней застойных зон, применимость для различных сред, в т. ч. суспензий, пульпы и шламов.

При эксплуатации необходимо учитывать, что пробковые и шаровые краны, в отличие от вентиля и задвижек, могут быть закрыты практически мгновенно. В результате в трубопроводах может возникать гидравлический удар. Поэтому краны должны применяться там, где отсутствуют условия для возникновения ударного давления, представляющего опасность для трубопроводов и гидравлического оборудования. В противном случае необходимо предусматривать меры по недопущению гидравлических ударов, например за счет применения редукторов с автоматизированным управлением закрытия крана с заданным временем или за счет установки предохранительной арматуры.

## Предохранительная арматура

Предохранительная арматура предназначена для обеспечения работоспособности и надежной эксплуатации трубопроводной системы, для защиты от возникновения недопустимо высокого давления, для недопущения изменения направления потока жидкости.

В соответствии с ТКП [18] в качестве предохранительной арматуры систем водоснабжения следует применять: обратные и предохранительные клапаны автоматического действия; клапаны для впуска и выпуска воздуха при опорожнении и заполнении трубопроводов; вантузы для предотвращения скапливания воздуха в трубопроводе.

Обратные клапаны устанавливаются на трубопроводах для обеспечения движения жидкости только в одном направлении. При возникновении обратного тока среды обратный клапан автоматически закрывается. В зависимости от движения рабочего органа различают подъемные и поворотные клапаны. У подъемных запорный элемент совершает возвратно-поступательное движение, а у поворотных – возвратно-вращательное.

Поворотные обратные клапаны (рис. 2.67) применяются на насосных станциях для защиты насосов от гидроудара, для недопущения возникновения циркуляционных потоков в насосных установках, состоящих из нескольких насосов, и в других случаях.

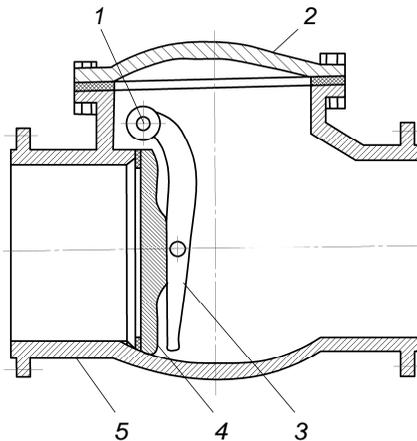


Рис. 2.67. Схема клапана обратного поворотного однодискового фланцевого:  
1 – ось рычага; 2 – крышка; 3 – рычаг; 4 – диск; 5 – корпус

Подъемные обратные клапаны (рис. 2.68) устанавливаются на пита-  
тельных трубопроводах для предотвращения обратного тока воды,  
например при аварийном падении давления в магистрали и т. п.

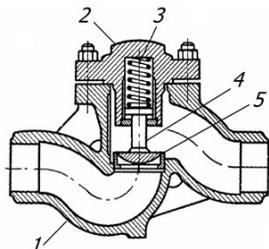


Рис. 2.68. Схема клапана обратного подъемного муфтового:  
1 – корпус; 2 – крышка; 3 – пружина; 4 – клапан; 5 – седло клапана

Приемные обратные клапаны (рис. 2.69) устанавливаются на входе  
во всасывающий трубопровод насоса для предотвращения опорож-  
нения трубопровода и насоса при его остановке. Приемный клапан  
является самым ненадежным звеном насосной установки, поэтому  
следует постоянно контролировать его работу, а в ответственных  
случаях предусматривать для заливки насосов специальные вакуум-  
насосы либо резервуары с необходимым запасом воды.

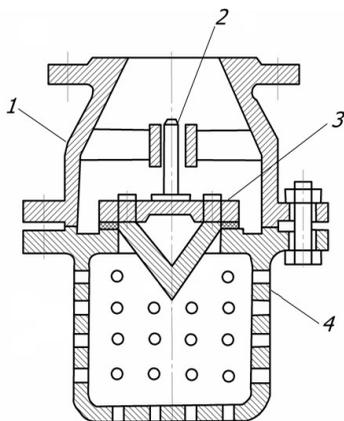


Рис. 2.69. Схема клапана обратного приемного фланцевого:  
1 – корпус; 2 – шпindelь; 3 – клапан подъемный; 4 – крышка перфорированная

Предохранительные клапаны предназначены для защиты от скачков давления (гидравлических ударов), которые могут возникать в трубопроводе при пуске и внезапной остановке насосов, при быстром закрытии запорной или регулирующей арматуры. По конструкции предохранительные клапаны аналогичны обратным подъемным клапанам (см. рис. 2.68). Отличие состоит в том, что предохранительный клапан имеет регулируемую пружину или нагружен набором грузов. Изменяя сжатие пружины или количество груза, можно регулировать давление, при котором клапан открывается. При открытии предохранительного клапана часть жидкости из трубопровода выпускается в атмосферу или направляется в другой трубопровод.

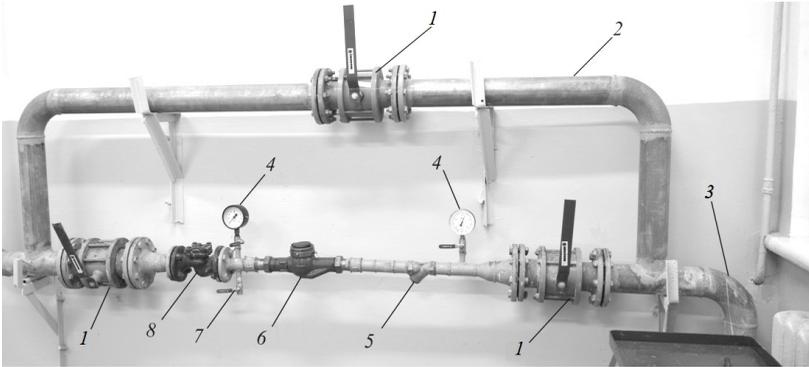
### **Трубопроводные системы**

Трубопроводная система – совокупность труб и трубопроводной арматуры, соединенных между собой в единую систему для перемещения жидкостей или газов. Трубопроводные системы подразделяют в зависимости от перемещаемой среды. Например, трубопроводная система для перемещения воды называется водопроводом.

Водопроводы бывают наружными (наружные водопроводные сети) и внутренними. Наружный предназначен для транспортировки воды от источника водоснабжения к потребителю. Внутренний предназначен для транспортировки и распределения воды внутри зданий и сооружений. Внутренний водопровод, как правило, включает в себя водомерный узел на вводе в здание или сооружение.

Водомерный узел (рис. 2.70) предназначен для учета количества потребляемой воды или сбрасываемых сточных вод. Водомерный узел содержит приборы для измерения количества воды (расходомер или счетчик) и давления, запорную арматуру (задвижки или краны), защитную арматуру (обратный клапан, фильтр и др.), соединительные фитинги (отводы, тройники, патрубки, фланцы или резьбовые муфты и штуцеры).

Водомерные узлы бывают простые и с обводной линией. Обводную линию предусматривают в случае, если основная линия не предназначена для пропуска пожарного расхода (рис. 2.70), а также если в здании предусмотрен только один ввод. В этом случае обводную линию оборудуют измерительными приборами и она используется во время обслуживания и поверки оборудования основной линии.



*Рис. 2.70. Водомерный узел:*

- 1 – краны шаровые фланцевые; 2 – линия обводная; 3 – ввод;  
4 – манометры; 5 – фильтр муфтовый; 6 – счетчик воды муфтовый;  
7 – кран сливной; 8 – обратный клапан фланцевый*

## **Задание**

1. Изучить и перечислить основные разновидности труб, применяемых в системах водоснабжения. Выполнить сравнительный анализ их преимуществ и недостатков.

2. Изучить и зарисовать в виде эскизов основные виды соединения труб и трубопроводной арматуры.

3. Изучить и перечислить основные виды запорной арматуры. Выполнить сравнительный анализ преимуществ и недостатков.

4. Изучить и перечислить основные виды защитной арматуры с описанием ее назначения. Зарисовать в виде эскизов различные конструкции обратных клапанов и отметить направление движения жидкости.

5. Изучить устройство водомерного узла, зарисовать его принципиальную схему, используя стандартные условные обозначения (прилож. 29), и описать назначение всех элементов.

## **Контрольные вопросы и задания**

1. Какие виды труб применяются в системах водоснабжения? Перечислите преимущества и недостатки различных видов труб.

2. Какие существуют способы соединения труб и трубопроводной арматуры? Перечислите преимущества и недостатки различных способов соединения.

3. Какая запорно-регулирующая арматура применяется в системах водоснабжения? Перечислите преимущества и недостатки различных видов запорно-регулирующей арматуры.

4. Какая защитная арматура применяется в системах водоснабжения? Каково назначение различных видов защитной арматуры? Каков их принцип действия?

5. Укажите назначение, схемы и принцип действия водомерных узлов.

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравцов, А. М. Гидравлика. Лабораторный практикум : учебное пособие / А. М. Кравцов, В. С. Лахмаков, Е. В. Плискевич. – Минск : БГАТУ, 2018. – 256 с.

2. Ловкис, З. В. Гидравлика : учебное пособие / З. В. Ловкис. – Минск : Беларуская навука, 2012. – 440 с.

3. Жарский, М. А. Гидравлика и гидропривод : пособие / М. А. Жарский. – 2-е изд. – Минск : Экоперспектива, 2011. – 360 с.

4. Пташкина-Гирина, О. С. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение : учебное пособие / О. С. Пташкина-Гирина, О. С. Волкова. – Санкт-Петербург : Лань, 2017. – 212 с.

5. Нестеров, М. В. Гидравлика : учебное пособие / М. В. Нестеров, Л. И. Мельникова, И. М. Нестерова. – Горки : БГСХА, 2016. – 223 с.

6. Nikuradze, J. Gezetzmässigkeiten dez turbulenten Strömung in glatten Rohren / J. Nikuradse // VDI. Forschungsheft. – 1932. – № 356. – S. 1–36.

7. Никурадзе, И. Закономерности турбулентного движения жидкостей в гладких трубах / И. Никурадзе // Проблемы турбулентности. – М. ; Л. : ОНТИМ, 1936. – С. 75–150.

8. Colebrook, C. F. Turbulence Flow in Pipes with particular reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Lines / C. F. Colebrook // Journal of Institute of Civil Engineering. – 1939. – № 11. – P. 133–156.

9. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления трубопроводов / А. Д. Альтшуль, В. И. Калицун. – М. : Стройиздат, 1961. – 250 с.

10. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1982. – 224 с.

11. Кравцов, М. В. О методике расчетов напорного транспорта однородных жидкостей в круглоцилиндрических трубах (обзоры, анализ, постановка задачи) / М. В. Кравцов ; ред. инженерно-физического журнала АН БССР. – Минск, 1985. – 29 с. – Деп. в ВИНТИ 22.03.85, № 2054.

12. Кравцов, М. В. Основы расчетов напорного транспорта однородных жидкостей в круглоцилиндрических трубах / М. В. Кравцов ; ред. инженерно-физического журнала АН БССР. – Минск, 1985. – 50 с. – Деп. в ВИНТИ 22.03.85, № 2055.

13. Насосы [Электронный ресурс] / Grundfos. – Режим доступа: <https://product-selection.grundfos.com/by/categories/pumps?tab=categories>. – Дата доступа: 14.05.2022.
14. Справочник по энергетическому оборудованию / сост.: В. Д. Кучинский, О. Н. Бурим, Д. В. Свирида. – Минск : БелНасос-Пром, 2012. – 226 с.
15. Продукты и профессиональный опыт [Электронный ресурс] / Wilo. – Режим доступа: <https://wilo.com/by/ru/Продукция/ru/produkty-i-professionalnyu-opyt>. – Дата доступа: 14.05.2022.
16. Насосы [Электронный ресурс] / Завод Промбурвод. – Режим доступа: <https://promburvod.com/nasosy.html>. – Дата доступа: 04.06.2020.
17. Корец, А. С. Агрегаты электронасосные центробежные скважинные для воды : каталог / А. С. Корец, С. В. Матусевич. – Минск : Промбурвод, 2011. – 84 с.
18. СН 4.01.01–2019. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения. Строительные нормы Республики Беларусь. – Минск : Минстрой-архитектуры, 2019. – 78 с.
19. Шевелев, Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб : справочное пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. – 10-е изд., доп. – М. : ИД «БАСТЕТ», 2014. – 384 с.
20. ТКП 17.09-01–2011 (02120). Охрана окружающей среды и природопользование. Климат. Выбросы и поглощение парниковых газов. Правила расчета выбросов за счет внедрения мероприятий по энергосбережению, возобновляемых источников энергии. Технический кодекс установившейся практики. – Минск : Министерство природных ресурсов и охраны окружающей среды Республики Беларусь, 2011. – 26 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### Единицы физических величин, применяемые в науке и технике (Международная система единиц (СИ))

Физическая величина	Единица физической величины	Обозначение единиц		Размер единиц	Кратные, дольные и внесистемные единицы
		международное	русское		
1	2	3	4	5	6
<b>Основные единицы</b>					
Длина	Метр	m	м		1 м = 10 дм = = 100 см = = 1000 мм = = 0,001 км 1 км = 1000 м 1 дюйм = 25,4 мм
					дм – дециметр; см – сантиметр; мм – миллиметр; км – километр
Масса	Килограмм	kg	кг		1 кг = 1000 г 1 ц = 100 кг 1 т = 1000 кг
					г – грамм; ц – центнер; т – тонна
Время	Секунда	s	с		1 ч = 60 мин = = 3600 с
<b>Производные единицы</b>					
Сила	Ньютон	N	Н	$N = \text{кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2$	1 кН = $10^3$ Н 1 МН = $10^6$ Н 1 кгс = 10 Н 1 тс = $10^4$ Н
Работа	Джоуль	J	Дж	Дж = Н·м	1 кДж = $10^3$ Дж 1 МДж = $10^6$ Дж
Мощность	Ватт	W	Вт	Вт = Дж/с	1 кВт = $10^3$ Вт 1 МВт = $10^6$ Вт
					1 л. с. = 736 Вт, л. с. – лошадиная сила

1	2	3	4	5	6
Давление	Паскаль	Pa	Па	Па = Н/м <sup>2</sup>	1 кПа = 10 <sup>3</sup> Па 1 МПа = 10 <sup>6</sup> Па 1 кгс/см <sup>2</sup> = 10 <sup>5</sup> Па
					1 ат = 1 бар = = 10 м вод. ст. = = 750 мм рт. ст.
Скорость	Метр в секунду	м/с	м/с		1 м/с = 10 дм/с = = 100 см/с = = 3,6 км/ч
Ускорение	Метр на секунду в квадрате	м/с <sup>2</sup>	м/с <sup>2</sup>		1 м/с <sup>2</sup> = 10 дм/с <sup>2</sup> = = 100 см/с <sup>2</sup> g = 9,81 м/с <sup>2</sup>
Угловая скорость	Радииан в секунду	rad/s	рад/с		
Частота периоди- ческого процесса	Герц	Hz	Гц	Гц = с <sup>-1</sup>	
Площадь	Квадрат- ный метр	м <sup>2</sup>	м <sup>2</sup>		1 м <sup>2</sup> = 1 · 10 <sup>2</sup> дм <sup>2</sup> = = 1 · 10 <sup>4</sup> см <sup>2</sup> = = 1 · 10 <sup>6</sup> мм <sup>2</sup>
Объем	Кубиче- ский метр	м <sup>3</sup>	м <sup>3</sup>		1 м <sup>3</sup> = 1 · 10 <sup>3</sup> л = = 1 · 10 <sup>3</sup> дм <sup>3</sup> = = 1 · 10 <sup>6</sup> см <sup>3</sup> = = 1 · 10 <sup>9</sup> мм <sup>3</sup>
Расход	Кубиче- ский метр в секунду	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /с		1 м <sup>3</sup> /с = 1 · 10 <sup>3</sup> л/с = = 1 · 10 <sup>3</sup> дм <sup>3</sup> /с = = 1 · 10 <sup>6</sup> см <sup>3</sup> /с = = 1 · 10 <sup>9</sup> мм <sup>3</sup> /с
					1 л/с = 3,6 м <sup>3</sup> /ч
Плотность	Килограмм на куби- ческий метр	kg/м <sup>3</sup>	кг/м <sup>3</sup>		1 кг/м <sup>3</sup> = 1 · 10 <sup>3</sup> г/м <sup>3</sup> 1 т/м <sup>3</sup> = 10 <sup>3</sup> кг/м <sup>3</sup>

1	2	3	4	5	6
Удельный вес	Сила на кубический метр	$\text{N/m}^3$	$\text{H/m}^3$		$1 \text{ кН/м}^3 = 10^3 \text{ Н/м}^3$ $1 \text{ Н} = 9,81 \text{ кгс/м}^3$
Динамическая вязкость	Паскаль в секунду	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	$\text{Па}\cdot\text{с}$		$1 \text{ Па}\cdot\text{с} = 10 \text{ Пз}$
					Пз – Пуаз
Кинематическая вязкость	Квадратный метр на секунду	$\text{m}^2/\text{s}$	$\text{м}^2/\text{с}$		$1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ см}^2/\text{с}$ $1 \text{ Ст} = 10^2 \text{ сСт} = 1 \text{ см}^2/\text{с}$
					Ст – Стокс; сСт – сантистокс
Температура	Кельвин	К	К		$0 \text{ }^\circ\text{C} = 273 \text{ К}$
					$^\circ\text{C}$ – градус Цельсия

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### Плотность и удельный вес некоторых жидкостей

Тип жидкости	Температура, $^\circ\text{C}$	$\rho$ , $\text{кг/м}^3$	$\gamma$ , $\text{Н/м}^3$
Вода пресная	4	1000	9810
Глицерин (водный раствор): 100 %; 85 %; 70 %; 55 %; 40 %; 25 %; 10 %	20	1261	12 370
		1221	11 980
		1181	11 590
		1140	11 180
		1099	10 780
		1060	10 400
		1022	10 030
Керосин	15	790–820	7750–8040
Спирты		790–810	7750–7950
Ртуть		13 558	133 000
Нефть		860–930	8440–9120
Бензин		650–750	6380–7360
Топливо дизельное		820–845	8040–8300
Масло моторное		880–920	8630–9020
Молоко	0	1040	10 200
Воздух		1,29	12,6

### ПРИЛОЖЕНИЕ 3

#### Модуль упругости жидкостей и материалов

Жидкость	$E_{ж}$ , МПа	Материал	$E$ , МПа
Вода	2060	Сталь	206 000
Спирт	980	Чугун серый	140 000
Глицерин	4080	Медь	110 000
Ртуть	32 400	Бронза	100 000
Масло моторное	1940	Латунь	100 000
Масло гидравлическое	1305	Алюминий	69 000
Бензин	1310	Стекло	55 000
Керосин	1370	Бетон	19 600

### ПРИЛОЖЕНИЕ 4

#### Коэффициент температурного расширения при температуре 20 °С и нормальном атмосферном давлении

Жидкость	$\beta_T$ , K <sup>-1</sup>	Жидкость	$\beta_T$ , K <sup>-1</sup>
Вода	0,00015	Ртуть	0,00018
Глицерин	0,00053	Масло минеральное	0,00070
Бензин	0,00080	Нефть	0,00085
Керосин	0,00100	Скипидар	0,00094
Спирт	0,00110	Воздух	0,00367

### ПРИЛОЖЕНИЕ 5

#### Кинематический коэффициент вязкости некоторых жидкостей, см<sup>2</sup>/с

Тип жидкости	Температура, °С							
	0	10	20	30	40	50	60	70
Вода	0,0180	0,013	0,0100	0,0080	0,0067	0,0056	0,0048	0,0042
Бензин	0,0108	0,009	0,0073	0,0065	0,0059	0,0054	0,0049	–
Керосин	0,0400	–	0,0250	–	0,0180	0,0150	0,0110	–
Спирт	–	0,019	0,0151	0,0130	0,0100	–	–	–
Масло моторное	18,000	7,500	3,0000	1,3000	0,6500	0,5000	0,2800	–
Молоко	–	0,024	0,0170	–	–	–	–	–
Масло гидравлическое	0,4400	0,300	0,2300	0,2100	–	0,1100	–	–
Воздух	0,1300	0,138	0,1500	0,1550	–	0,1800	–	–

## ПРИЛОЖЕНИЕ 6

### Абсолютное давление насыщенных паров и плотность воды

Температура, °С	$p_{н.п.}$ , кПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Температура, °С	$p_{н.п.}$ , кПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
0	0,611	999,8	35	5,622	994,0
1	0,657	999,9	36	5,940	993,7
2	0,706	999,9	37	6,274	993,3
3	0,758	999,9	38	6,624	993,1
4	0,813	1000,0	39	6,991	992,7
5	0,872	1000,0	40	7,375	992,3
6	0,935	1000,0	41	7,777	991,9
7	1,001	999,9	42	8,198	991,5
8	1,072	999,9	43	8,639	991,1
9	1,147	999,8	44	9,100	990,7
10	1,227	999,7	45	9,582	990,2
11	1,312	999,7	46	10,086	989,8
12	1,401	999,6	47	10,612	989,4
13	1,497	999,4	48	11,162	988,9
14	1,587	999,3	49	11,736	988,4
15	1,704	999,2	50	12,335	988,0
16	1,817	999,0	51	12,961	987,6
17	1,936	998,8	52	13,613	987,1
18	2,062	998,7	53	14,293	986,6
19	2,196	998,5	54	15,002	986,2
20	2,227	998,3	55	15,741	985,7
21	2,485	998,1	56	16,511	985,2
22	2,542	997,8	57	17,313	984,6
23	2,808	997,6	58	18,147	984,2
24	2,982	997,4	59	19,016	983,7
25	3,166	997,1	60	19,920	983,2
26	3,360	996,8	61	20,860	982,6
27	3,564	996,6	62	21,840	982,1
28	3,778	996,3	63	22,860	981,6
29	4,004	996,0	64	23,910	981,1
30	4,241	995,7	65	25,010	980,5
31	4,491	995,4	66	26,150	979,9
32	4,753	995,1	67	27,330	979,3
33	5,029	994,7	68	28,560	978,8
34	5,318	994,4	69	29,840	978,2

Температура, °С	$p_{н.п.}$ , кПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Температура, °С	$p_{н.п.}$ , кПа	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
70	31,16	977,7	110	143,27	950,7
71	32,53	977,0	111	148,15	949,9
72	33,96	976,5	112	153,16	949,1
73	35,43	975,9	113	158,32	948,4
74	36,96	975,3	114	163,62	947,6
75	38,55	974,8	115	169,06	946,8
76	40,19	974,1	116	174,65	946,0
77	41,89	973,5	117	180,39	945,3
78	43,65	972,9	118	186,28	944,5
79	45,47	972,3	119	192,33	943,7
80	47,36	971,6	120	198,54	942,9
81	49,31	971,0	121	204,92	942,1
82	51,33	970,4	122	211,45	941,2
83	53,42	969,7	123	218,16	940,4
84	55,57	969,1	124	225,04	939,6
85	57,80	968,4	125	232,10	938,8
86	60,11	967,8	126	239,33	937,9
87	62,49	967,1	127	246,75	937,1
88	64,95	966,5	128	254,35	936,2
89	67,49	965,8	129	262,15	935,4
90	70,11	965,2	130	270,13	934,6
91	72,81	964,4	131	278,31	933,7
92	75,61	963,8	132	286,70	932,8
93	78,49	963,0	133	295,28	932,0
94	81,46	962,4	134	304,10	931,1
95	84,53	961,6	135	313,10	930,2
96	87,69	961,0	136	322,30	929,4
97	90,94	960,3	137	331,70	928,5
98	94,30	959,6	138	341,40	927,6
99	97,76	958,9	139	351,30	926,8
100	101,33	958,1	140	361,40	925,8
101	105,00	957,4	141	371,70	925,0
102	108,78	956,7	142	382,30	924,1
103	112,67	955,9	143	393,10	923,2
104	116,68	955,2	144	404,20	922,3
105	120,80	954,5	145	415,50	921,4
106	125,04	953,7	146	427,10	920,5
107	129,41	952,9	147	438,90	919,5
108	133,90	951,5	148	451,00	918,6
109	138,52	951,2	149	463,40	917,7

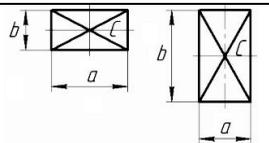
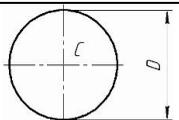
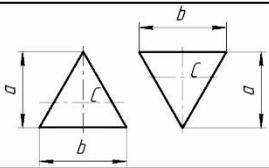
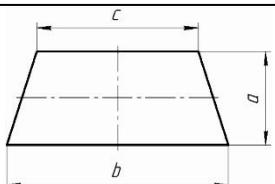
## ПРИЛОЖЕНИЕ 7

### Абсолютное давление насыщенных паров некоторых жидкостей, кПа

Жидкость	Температура, °С			
	10	20	30	40
Спирт	7,946	9,810	13,730	19,620
Керосин	3,582	4,022	4,710	5,690
Бензин	15,700	18,640	24,580	33,160

## ПРИЛОЖЕНИЕ 8

### Геометрические характеристики плоских фигур

Фигура	Площадь фигуры	Расстояние от верха фигуры до центра тяжести (точка С)	Центральный момент инерции фигуры
<b>Прямоугольник</b>			
	$ab$	$\frac{b}{2}$	$\frac{ab^3}{12}$
<b>Круг</b>			
	$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi D^4}{64}$
<b>Треугольник</b>			
	$\frac{ab}{2}$	$\frac{2a}{3}; \frac{a}{3}$	$\frac{ba^3}{36}$
<b>Трапеция</b>			
	$\frac{(b+c)a}{2}$	$\frac{(b+2c)a}{3(b+c)}$	$\frac{a^3(b^2+4bc+c^2)}{36(b+c)}$

## ПРИЛОЖЕНИЕ 9

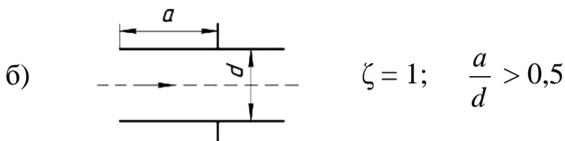
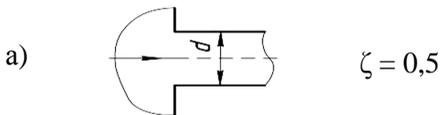
### Абсолютная шероховатость внутренних поверхностей труб

Характер поверхности	$\Delta$ , мм
Трубы полиэтиленовые	0,001–0,005
Трубы стальные новые	0,040–0,170
Трубы стальные после нескольких лет эксплуатации	0,190
Трубы стальные чисто оцинкованные	0,120–0,210
Трубы стальные старые заржавленные	0,600
Трубы стальные старые сильно заржавленные	0,670
Трубы чугунные новые обычные	0,250–0,420
Трубы чугунные новые с хорошо заглаженными стыками	0,310
Трубы чугунные очищенные менее аккуратно уложенные	0,450
Трубы из чистого цемента	0,250–1,250

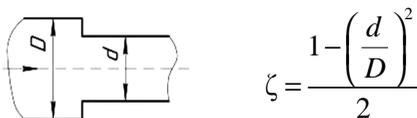
## ПРИЛОЖЕНИЕ 10

### Значения коэффициентов местного сопротивления

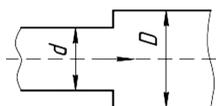
Вход в трубу



Внезапное сужение трубопровода

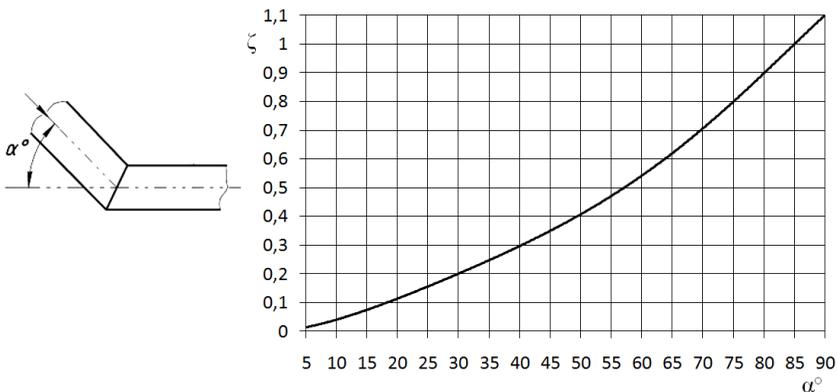


## Внезапное расширение трубопровода

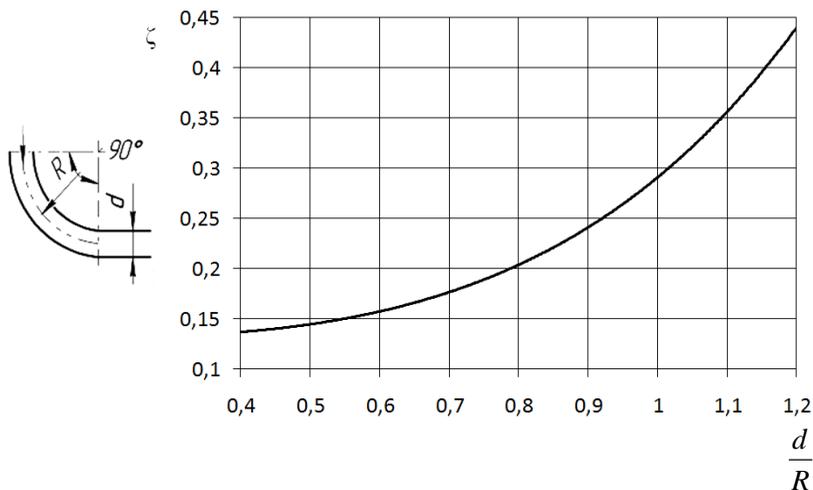


$$\zeta = \left( \frac{D^2}{d^2} - 1 \right)^2$$

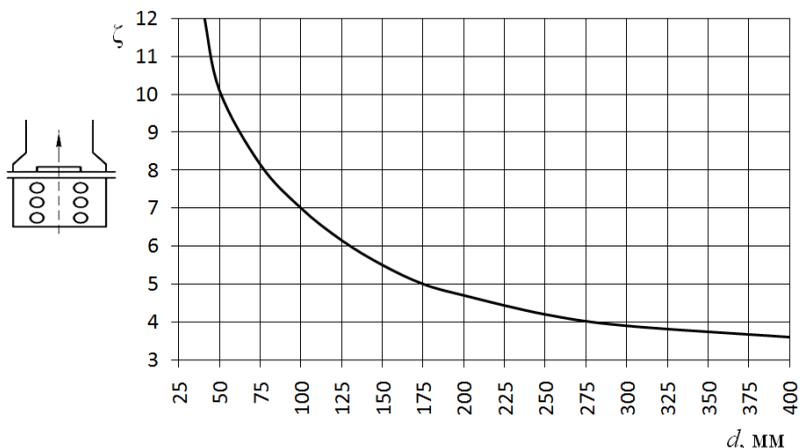
## Резкий поворот трубопровода



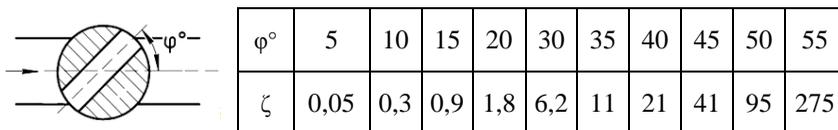
## Плавный поворот трубопровода



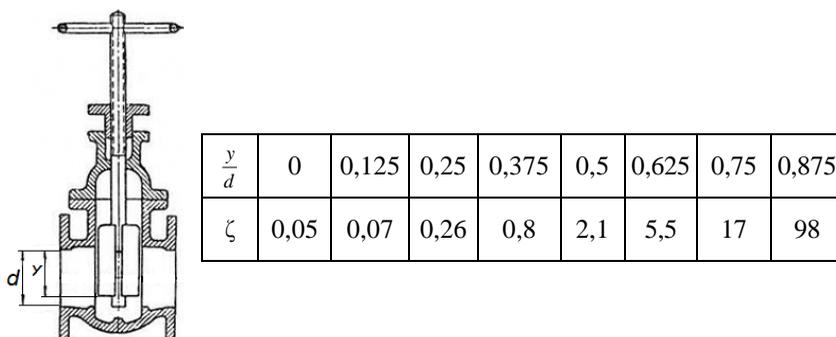
## Клапан обратный приемный с сеткой



## Кран пробковый



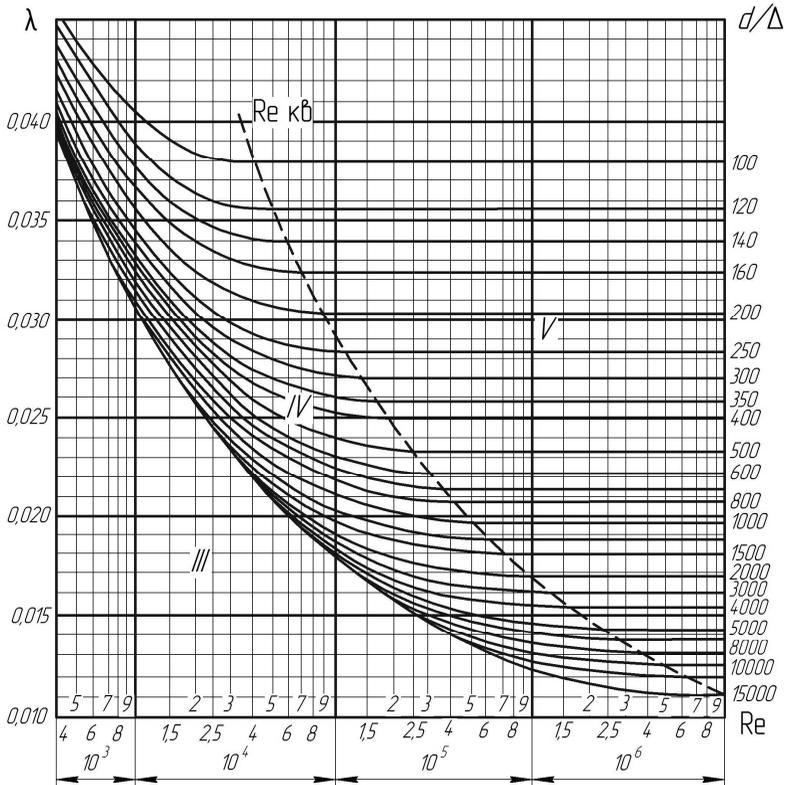
## Задвижка плоскопараллельная



*Примечание:* представленные значения коэффициентов местного сопротивления используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей трубопроводной арматуры.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 11

График ВТИ (Г. А. Мурина)



## ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Значения коэффициентов, характеризующих истечение

Тип отверстия и вид насадка	$\mu$	$\epsilon$	$\phi$	$\zeta$
Цилиндрический внешний	0,82	1,00	0,82	0,50
Цилиндрический внутренний	0,71	1,00	0,71	1,00
Конический сходящийся	0,94	0,98	0,96	0,08
Конический расходящийся	0,45	1,00	0,45	3,94
Конoidalный	0,97	1,00	0,97	0,06
Малое круглое отверстие в тонкой стенке	0,62	0,64	0,97	0,06

## ПРИЛОЖЕНИЕ 13

### Сортамент труб стальных электросварных прямошовных в соответствии с ГОСТ 10704–91 (с Изменениями № 1 и 2)

Условный проход $d_y$ , мм	Наружный диаметр $D$ , мм	Толщина стенки $\delta$ , мм																
		1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	12,0
25	32	•	•	•	+	•	•											
32	38		•	•	+	•	•											
40	45		•	•	+	•	•											
50	57			•	•	+	•	•										
65	76			•	•	•	+	•	•	•	•							
80	89				•	•	+	•	•	•	•	•						
90	102				•	•	+	•	•	•	•	•						
100	114				•	•	+	•	•	•	•	•						
125	133				•	•	+	•	•	•	•	•						
150	159				•	•	•	•	•	+	•	•	•	•				
	168				•	•	•	•	•	+	•	•	•	•	•			
200	219					•	•	•	•	•	+	•	•	•	•	•		
250	273								•	•	•	•	•	+	•	•	•	
300	325									•	•	•	•	+	•	•	•	
350	377										•	•	•	•	+	•	•	•
400	426											•	•	•	•	•	+	•

*Примечания:*

1. Представленный диапазон диаметров охватывает только трубы, которые применяются в качестве всасывающих и нагнетательных трубопроводов насосов типа К и КМ.
2. Рекомендованные значения толщины стенок обозначены символом «+».
3. При выборе толщины стенки менее рекомендованного значения необходимо проверять возможность обеспечения качества сварки стыков труб и фасонных частей.
4. Тубы с толщиной стенки больше рекомендованного значения применяются при наличии особых условий эксплуатации трубопровода.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 14

### Сортамент труб напорных из полиэтилена в соответствии с ГОСТ 18599–2001 (с Изменениями № 1 и 2)

Наименование полиэтилена	Номинальное давление $P_N$ , $10^5$ Па							
	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0	6,3	8,0	10,0
ПЭ 63	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0	6,3	8,0	10,0
ПЭ 80	3,2	4,0	5,0	6,3	7,5	8,0	10,0	12,5
ПЭ 100	4,0	5,0	6,3	8,0	9,5	10,0	12,5	16,0

*Окончание приложения 14*

Номинальный наружный диаметр $DN$ , мм	Номинальная толщина стенки $\delta$ , мм							
20								2,0
25							2,0	2,3
32						2,0	2,4	3,0
40				2,0	2,3	2,4	3,0	3,7
50			2,0	2,4	2,9	3,0	3,7	4,6
63		2,0	2,5	3,0	3,6	3,8	4,7	5,8
75	2,0	2,3	2,9	3,6	4,3	4,5	5,6	6,8
90	2,2	2,8	3,5	4,3	5,1	5,4	6,7	8,2
110	2,7	3,4	4,2	5,3	6,3	6,6	8,1	10,0
125	3,1	3,9	4,8	6,0	7,1	7,4	9,2	11,4
140	3,5	4,3	5,4	6,7	8,0	8,3	10,3	12,7
160	4,0	4,9	6,2	7,7	9,1	9,5	11,8	14,6
180	4,4	5,5	6,9	8,6	10,2	10,7	13,3	16,4
200	4,9	6,2	7,7	9,6	11,4	11,9	14,7	18,2
225	5,5	6,9	8,6	10,8	12,8	13,4	16,6	20,5
250	6,2	7,7	9,6	11,9	14,2	14,8	18,4	22,7
280	6,9	8,6	10,7	13,4	15,9	16,6	20,6	25,4
315	7,7	9,7	12,1	15,0	17,9	18,7	23,2	28,6
355	8,7	10,9	13,6	16,9	20,1	21,1	26,1	32,2
400	9,8	12,3	15,3	19,1	22,7	23,7	29,4	36,3

*Примечания:*

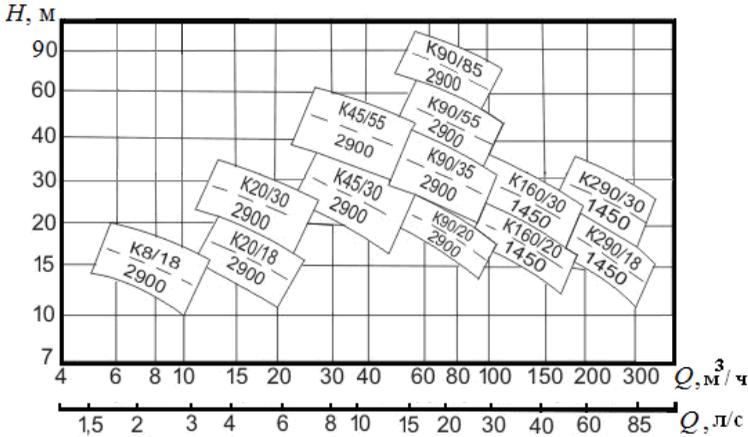
1. Представленный диапазон диаметров охватывает только трубы, которые применяются в качестве нагнетательных трубопроводов насосов типа К и КМ.

2. Для трубопроводов систем сельскохозяйственного водоснабжения, эксплуатирующихся в нормальных условиях, рекомендуется выбирать трубы из полиэтилена марки ПЭ 63.

3. Толщина стенки трубы выбирается с учетом максимального рабочего давления в трубопроводе, которое не должно превышать номинальное давление  $P_N$  выбранной трубы.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 15

### Сводный график полей $Q-H$ насосов типа К (КМ)



*Примечание:* сводный график полей насосов используется в учебных целях и может отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 16

### Технические данные насосов типа К 8/18

при  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $d_{в.п} = 37,5 \text{ мм}$

$Q$		К 8/18, КМ 8/18, $D_k = 128 \text{ мм}$			К 8/18а, КМ 8/18а, $D_k = 115 \text{ мм}$			К 8/18б, КМ 8/18б, $D_k = 105 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}},$ М
		$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	
0	0	20,0	0,42	0	15,9	0,35	0	12,6	0,27	0	—
0,5	1,8	20,5	0,50	15,0	16,0	0,42	15	13,0	0,35	15,0	—
1,0	3,6	20,6	0,60	31,0	16,0	0,50	30	13,0	0,41	28,0	—
1,5	5,4	20,3	0,69	42,0	15,7	0,59	40	12,6	0,47	38,0	—
2,0	7,2	19,6	0,79	49,0	15,1	0,65	47	12,0	0,55	45,0	3,0
2,5	9,0	18,8	0,88	50,5	14,3	0,74	49	11,3	0,59	47,0	3,0
3,0	10,8	17,5	0,95	50,0	13,1	0,81	48	10,3	0,64	46,0	3,2
3,5	12,6	16,0	1,00	48,0	11,9	0,86	46	9,0	0,70	43,5	3,6
4,0	14,4	14,0	1,10	45,0	10,6	0,9	43	7,8	0,78	40,0	—

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 17

### Технические данные насосов типа К 20/18 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 50 \text{ мм}$

$Q$		К 20/18, КМ 20/18, $D_k = 129 \text{ мм}$			К 20/18а, КМ 20/18а, $D_k = 118 \text{ мм}$			К 20/18б, КМ 20/18б, $D_k = 106 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$ , М
		л/с	м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	
0	0	20,0	0,6	0	16,0	0,50	0	12,7	0,40	0	–
1	3,6	21,0	0,75	22	16,8	0,60	23	13,1	0,51	24	–
2	7,2	21,3	0,95	40	17,2	0,75	43	13,3	0,65	40	–
3	10,8	21,0	1,10	55	16,8	0,80	53	13,0	0,70	51	2,0
4	14,4	20,0	1,25	64	15,9	0,90	61	12,3	0,75	59	2,1
5	18,0	18,8	1,40	68	14,5	1,10	65	11,0	0,80	63	2,5
6	21,6	17,3	1,51	67	12,6	1,20	61	9,0	0,85	58	3,8
7	25,2	15,6	1,60	60	–	–	–	–	–	–	–

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 18

### Технические данные насосов типа К 20/30 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 50 \text{ мм}$

$Q$		К 20/30, КМ 20/30, $D_k = 162 \text{ мм}$			К 20/30а, КМ 20/30а, $D_k = 148 \text{ мм}$			К 20/30б, КМ 20/30б, $D_k = 132 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$ , М
		л/с	м <sup>3</sup> /ч	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	
0	0	33,9	0,9	0	28,0	0,60	0	21,1	0,45	0	–
2	7,2	34,8	1,6	42	28,3	1,30	45	22,2	0,90	45	–
4	14,4	33,4	2,2	59	27,5	1,70	60	21,0	1,45	60	1,9
6	21,6	29,9	2,6	66	24,6	2,15	65	17,9	1,65	63	2,7
8	28,8	25,0	3,0	65	20,4	2,45	63	14,0	1,80	60	4,1
10	36,0	18,8	3,2	59	15,6	2,65	56	9,0	2,00	47	–
11	39,6	15,9	3,3	54	12,4	2,70	51	–	–	–	–

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 19

### Технические данные насосов типа К 45/30 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 75 \text{ мм}$

$Q$		К 45/30, КМ 45/30, $D_{\kappa} = 168 \text{ мм}$			К 45/30а, КМ 45/30а, $D_{\kappa} = 143 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}},$ М
		$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	
л/с	м <sup>3</sup> /ч							
0	0	33,5	1,9	0	23,5	0,9	0	–
2	7,2	35,2	2,5	22	24,5	1,3	29	–
4	14,4	36,0	3,3	36	25,0	1,8	48	–
6	21,6	36,0	3,9	50	24,6	2,2	58	–
8	28,8	35,4	4,4	60	23,7	2,7	65	2,4
10	36,0	34,0	4,9	66	22,3	3,1	70	2,9
12	43,2	31,5	5,3	70	20,2	3,5	72	3,7
14	50,4	28,3	5,8	71	17,6	3,9	70	5,5
16	57,6	24,6	6,1	70	–	–	–	–

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 20

### Технические данные насосов типа К 45/55 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 75 \text{ мм}$

$Q$		К 45/55, КМ 45/55, $D_{\kappa} = 218 \text{ мм}$			К 45/55а, КМ 45/55а, $D_{\kappa} = 192 \text{ мм}$			$H_{\text{доп}},$ М
		$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	
л/с	м <sup>3</sup> /ч							
0	0	59,0	4,2	0	46,0	3,0	0	–
4	14,4	60,5	6,8	35	47,5	4,6	37	–
6	21,6	60,2	8,0	44	47,2	5,6	47	8,0
10	36,0	56,8	10,1	60	44,0	6,9	60	7,3
14	50,4	50,2	11,9	64	38,0	8,0	62	6,2
18	64,8	40,0	13,0	60	30,0	8,8	57	5,1

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 21

### Технические данные насосов типа К 90/20 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/20, КМ 90/20, $D_k = 148 \text{ мм}$			К 90/20а, КМ 90/20а, $D_k = 136 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}$ , м
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	25,8	2,2	0	21,2	1,7	0	—
4	14,4	26,8	3,1	29	21,9	2,0	35	—
8	28,8	27,2	3,9	48	22,1	2,4	56	—
12	43,2	27,0	4,6	64	21,8	2,9	69	—
16	57,6	26,0	5,2	75	20,3	3,3	77	4,50
20	72,0	24,0	5,7	80	18,0	4,0	80	4,55
24	86,4	21,5	6,1	80	15,0	4,5	78	4,90
28	100,8	18,6	6,5	76	11,9	5,0	70	6,00
32	115,0	15,0	6,8	70	—	—	—	—

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 22

### Технические данные насосов типа К 90/35 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/35, КМ 90/35, $D_k = 174 \text{ мм}$			К 90/35а, КМ 90/35а, $D_k = 163 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ , м
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	36,5	4,2	0	31,0	3,4	0	—
4	14,4	39,0	5,2	29	32,5	4,3	28	—
8	28,8	40,0	6,3	46	33,0	5,1	45	—
12	43,2	40,0	7,3	60	32,5	6,0	60	7,2
16	57,6	39,0	8,3	70	31,5	6,8	69	7,0
20	72,0	37,0	9,2	76	29,6	7,6	74	6,6
24	86,4	34,0	10,1	78	27,0	8,5	73	6,0
28	100,8	30,2	11,2	76	23,2	9,2	68	5,2
32	115,0	26,0	12,3	70	18,0	9,9	60	4,0

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 23

### Технические данные насосов типа К 90/55 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/55, КМ 90/55, $D_k = 218 \text{ мм}$			К 90/55а, КМ 90/55а, $D_k = 200 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$ , М
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	60	7,5	0	48	5,0	0	–
5	18	62	10,0	25	50	7,0	25	–
10	36	63	12,5	43	51	9,0	45	–
15	54	62	15,0	60	50	11,0	60	5,6
20	72	59	17,0	70	47	13,0	68	5,0
25	90	54	19,0	72	42	15,0	70	4,3
30	108	48	21,0	69	35	16,5	64	4,0
35	126	41	23,0	60	25	18,0	55	3,8

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 24

### Технические данные насосов типа К 90/85 при $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 100 \text{ мм}$

$Q$		К 90/85, КМ 90/85, $D_k = 272 \text{ мм}$			К 90/85а, КМ 90/85а, $D_k = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$ , М
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	97,9	10	0	87	9	0	–
8	28,8	100,0	17	36	90	15	37	–
16	57,6	99,0	23	55	87	21	57	7,2
24	86,4	93,0	29	65	79	26	65	6,3
32	115,0	81,0	35	66	66	31	63	5,0
40	144,0	64,0	40	62	50	36	54	3,1

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 25

### Технические данные насосов типа К 160/20 при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 150 \text{ мм}$

$Q$		К 160/20, $D_k = 264 \text{ мм}$			К 160/20а, $D_k = 240 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}},$ м
		$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	
0	0	22,0	4,9	0	17,2	4,0	0	—
8	28,8	23,0	6,0	26	17,9	4,8	26	—
16	57,6	23,6	7,0	48	18,3	5,5	50	8,6
24	86,4	23,6	8,0	62	18,0	6,3	67	8,5
32	115,0	22,8	9,0	73	17,0	7,0	75	8,3
40	144,0	21,2	10,0	81	15,5	7,7	76	8,0
48	175,0	19,2	11,0	81	13,3	8,3	73	7,6
56	202,0	17,0	12,1	77	10,0	9,0	68	7,0

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 26

### Технические данные насосов типа К 160/30 при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 150 \text{ мм}$

$Q$		К 160/30, $D_k = 328 \text{ мм}$			К 160/30а, $D_k = 300 \text{ мм}$			К 160/30б, $D_k = 275 \text{ мм}$			$H_{\text{вак}}^{\text{доп}},$ м
		$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	$H,$ м	$N,$ кВт	$\eta,$ %	
0	0	36,0	9,0	0	30,5	7,0	0	25,5	4,5	0	—
10	36	37,5	12,0	35	31,5	9,0	39	27,0	6,2	35	—
20	72	38,0	14,7	58	31,5	11,0	61	27,0	7,8	61	—
30	108	37,5	17,4	69	30,5	12,9	71	25,0	9,6	69	6,6
40	144	35,0	19,8	74	28,2	15,0	72	21,2	11,3	70	6,2
50	180	31,5	22,0	75	24,8	17,1	68	16,8	13,0	65	5,8
60	216	27,0	24,0	71	20,0	19,4	62	12,0	14,7	58	5,3

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 27

### Технические данные насосов типа К 290/18 при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 200 \text{ мм}$

$Q$		К 290/18, $D_k = 268 \text{ мм}$			К 290/18а, $D_k = 250 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$ , м
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	18,9	6,5	0	17,8	5,0	0	—
20	72	20,9	9,6	36	18,4	7,5	38	—
40	144	21,8	12,4	64	18,0	10,2	65	7,5
60	216	20,8	14,8	80	16,4	12,5	79	6,6
80	288	17,5	16,9	83	13,5	14,6	80	5,8
100	360	13,0	19,0	70	10,0	16,6	70	5,0

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 28

### Технические данные насосов типа К 290/30 при $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$ , $d_{в.п} = 200 \text{ мм}$

$Q$		К 290/30, $D_k = 315 \text{ мм}$			К 290/30а, $D_k = 290 \text{ мм}$			$H_{\text{доп. вак.}}$ , м
		$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	$H$ , м	$N$ , кВт	$\eta$ , %	
0	0	32,0	8,0	0	26,0	6,1	0	—
20	72	33,5	13,2	34	27,0	10,0	38	—
40	144	33,5	18,0	62	27,0	14,1	65	7,1
60	216	32,0	22,5	75	25,6	18,0	76	6,5
80	288	28,5	26,8	79	21,3	21,5	76	5,6
100	360	23,7	31,5	72	13,3	25,0	64	4,0

*Примечание:* технические данные насосов используются в учебных целях и могут отличаться от данных производителей насосного оборудования.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 29

### Условные обозначения трубопроводной арматуры, элементов общего применения и элементов санитарно- технических систем по ГОСТ 21.205–93 СПДС

Наименование	Обозначение
<b>1. Трубопроводная арматура</b>	
1.1. Клапан (вентиль) запорный:	
а) проходной	
б) угловой	
1.2. Клапан (вентиль) трехходовой	
1.3. Клапан (вентиль) регулирующий:	
а) проходной	
б) угловой	
1.4. Клапан обратный (движение рабочей среды через клапан направлено от белого треугольника к черному):	
а) проходной	
б) угловой	
1.5. Клапан предохранительный:	
а) проходной	
б) угловой	
1.6. Клапан дроссельный	
1.7. Клапан редукционный (вершина треугольника направлена в сторону повышенного давления)	
1.8. Задвижка	
1.9. Затвор поворотный	
1.10. Кран:	
а) проходной	
б) угловой	
1.11. Кран трехходовой	
1.12. Кран водоразборный	
1.13. Кран писсуарный	

Наименование	Обозначение
1.14. Кран (клапан) пожарный	
1.15. Кран поливочный	
1.16. Кран двойной регулировки	
1.17. Смеситель:	
а) общее обозначение	
б) с душевой сеткой	
1.18. Водомер	
<b>2. Элементы общего применения</b>	
2.1. Фильтр	
2.2. Подогреватель	
2.3. Охладитель	
2.4. Охладитель и подогреватель (терморегулятор)	
2.5. Теплоутилизатор	
2.6.осушитель воздуха	
2.7. Увлажнитель воздуха	
2.8. Конденсатоотводчик (конденсационный горшок)	
2.9. Отборное устройство для установки контрольно-измерительного прибора (обозначение показано на трубопроводе)	

Учебное издание

**Кравцов Александр Маратович,  
Плискевич Евгений Владимирович,  
Зыкун Андрей Станиславович**

**ГИДРАВЛИКА.  
ПРАКТИКУМ**

Учебное пособие

Ответственный за выпуск *А. М. Кравцов*  
Редактор *Д. А. Значёнок*  
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*  
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 23.06.2022. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 16,51. Уч.-изд. л. 12,91. Тираж 200 экз. Заказ 87.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
учреждение образования  
«Белорусский государственный аграрный технический университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий  
№ 1/359 от 09.06.2014.  
№ 2/151 от 11.06.2014.  
Пр-т Независимости, 99–1, 220023, Минск.