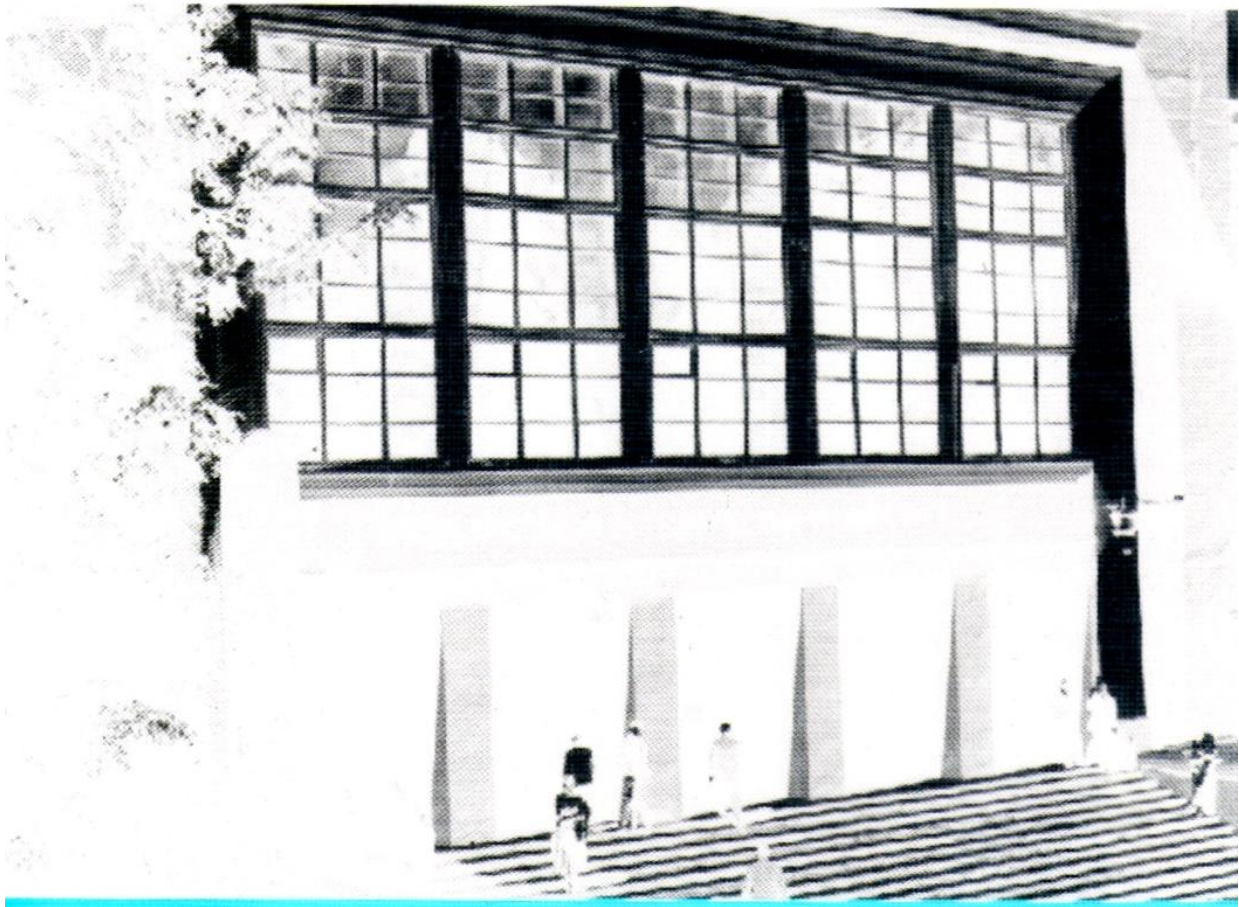


В.Н. Савинов



**Г И Д Р А В Л И К А.
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ**

Комплекс учебно-методических материалов
для студентов всех форм обучения



Нижегородский государственный
технический университет

Нижний Новгород 2009

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА

В.Н. САВИНОВ

**ГИДРАВЛИКА.
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ**

КОМПЛЕКС УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

*Рекомендовано Ученым советом Нижегородского
государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева в
качестве учебно-методического пособия для студентов всех форм
обучения по техническим специальностям по дисциплинам
“Гидравлика”, “Механика жидкости и газа”, “Основы механики
жидкости и газа”, “Гидравлика и гидронепвод”,
“Техническая гидромеханика”, “Аэрогидромеханика”*

Нижний Новгород 2009

УДК 532(075)

Савинов В.Н. Гидравлика. Методические указания и контрольные задания: комплекс учебно-методических материалов /В.Н. Савинов; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. Нижний Новгород, 2009. – 242 с.

В учебном пособии кратко изложена теория, приведены методические указания и расчетные формулы, даны примеры решения типовых задач. По основным разделам курса гидравлики представлены контрольные задания студентам технических специальностей университета для самостоятельного решения по вариантам.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей технического университета.

Рецензент доктор техн. наук, проф. А.Б. Ваганов
Редактор О.В. Пугина

Подписано в печать 05.06.2009. Формат 60x84 1/16. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Усл. Печ. Л. xxx. Уч.-изд. Л.xxx. Тираж 300 экз. Заказ xxx.

Нижегородский государственный технический университет.
Типография НГТУ.
Адрес университета и полиграфического предприятия:
603950, ГСП-4, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24.

© Нижегородский государственный
Технический университет
им. Р.Е. Алексеева, 2009-03-02
© Савинов В.Н., 2009

СОДЕРЖАНИЕ

1.	ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
2.	ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА	6
3.	МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ.....	7
	3.1. Давление в покоящейся жидкости.....	7
	3.1.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	7
	3.1.2. Пример решения задачи.....	9
	3.1.3. Контрольные задания по теме.....	12
	3.2. Силы давления покоящейся жидкости на стенки.....	21
	3.2.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	21
	3.2.2. Примеры решения задач.....	25
	3.2.3. Контрольные задания по теме.....	29
	3.3. Истечение жидкости через отверстия, насадки и гидроаппараты.....	37
	3.3.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	37
	3.3.2. Примеры решения задач.....	40
	3.3.3. Контрольные задания по теме.....	42
	3.4. Гидравлический расчет трубопроводов.....	49
	3.4.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	49
	3.4.2. Примеры решения задач.....	54
	3.4.3. Контрольные задания по теме.....	59
	3.5. Гидродинамическое подобие.....	66
	3.5.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	66
	3.5.2. Примеры решения задач.....	69
	3.5.3. Контрольные задания по теме.....	73
	3.6. Работа насосов на сеть.....	80
	3.6.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	80
	3.6.2. Примеры решения задач.....	84
	3.6.3. Контрольные задания по теме.....	90
	3.7. Объемный гидропривод.....	101
	3.7.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы.....	101
	3.7.2. Примеры решения задач.....	107
	3.7.3. Контрольные задания по теме.....	112
	3.8. Числовые значения величин.....	121
4.	КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ.....	132
5.	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	135
6.	ПРИЛОЖЕНИЯ.....	136

1. ПРЕДИСЛОВИЕ

В практической деятельности выпускникам технических специальностей часто приходится встречаться с вопросами применения законов равновесия и движения жидкостей и газов. Умение применять законы гидравлики для разрешения практических вопросов можно приобрести только при упражнении в решении задач. Наиболее плодотворным является путь самостоятельного решения с детальным исследованием влияния различных факторов на полученный результат. Этот вид занятий в наибольшей степени развивает инженерное мышление, вырабатывает навыки применения теоретических положений научной дисциплины к решению практических вопросов. Самостоятельная работа студента над выполнением домашних контрольных заданий отражает степень освоения ими учебного материала.

Предлагаемые задачи по различным разделам курса гидравлики гидромашин и гидроприводов имеют такую сложность, что студент может решить их самостоятельно после проработки соответствующего лекционного материала и учебника. Кроме того, в пособии каждый раздел предваряется краткими сведениями из теории, необходимыми расчетными зависимостями, методическими указаниями и примерами решения типовых задач.

Выполнение каждого задания рекомендуется начинать с внимательного изучения теоретического материала раздела и решения примеров. Для более детального изучения отдельных положений необходимо обращаться к литературным источникам [1]÷[5]. В условиях конкретных задач не всегда указываются все численные значения параметров, необходимых для решения, например, плотность, вязкость и др. В этом случае следует обратиться к таблицам, помещенным в **приложениях** пособия.

Контрольные домашние задания выполняются на листах формата А4 (297x210). Каждое задание должно иметь титульный лист как указано в прил. 1. На следующем листе приводится текст задачи, краткие исходные данные и рисунок. Решение задач по форме должно соответствовать примерам, приведенным в пособии. Все расчеты выполняются с соблюдением правил приближенных вычислений.

При написании учебного пособия использованы многолетний опыт преподавания дисциплин гидромеханического цикла на разных факультетах университета преподавательским составом кафедры «Теория корабля и гидромеханика», а также имеющиеся материалы кафедральных, ранее изданных методических разработок, и сборников задач других авторов [6]÷[9]. Большую благодарность выражаю рецензенту данного пособия д.т.н. профессору Ваганову А.Б.

Замечания по содержанию настоящего пособия прошу направлять в адрес издательства НГТУ им. Р.Е. Алексеева.

2. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические указания составлены в соответствии с программой курса «Гидравлика» механических и машиностроительных специальностей университета. Курс состоит из следующих частей: гидравлика, в которой изучаются законы равновесия и движения жидкости; гидравлические машины и гидроприводы, при изучении которых студенты знакомятся с принципом действия, расчетом, областью применения и эксплуатацией разных лопастных гидромашин и гидродинамических передач, объемных насосов и гидроприводов. Для изучения курса рекомендуются учебники и учебные пособия, приведенные в списке литературы.

Для облегчения работы студентов заочного отделения университет организует обзорные лекции и консультации. Обзорные лекции организуются во время экзаменационной сессии. Консультации проводятся непрерывно в течение всего учебного года по заранее установленному графику. Если студент-заочник не имеет возможности лично общаться с преподавателями, то он может пользоваться письменной консультацией, адресуя письма на кафедру «Теория корабля и гидромеханика».

Теоретический курс необходимо прорабатывать последовательно по отдельным темам, внимательно изучить выводы формул, обращая при этом особое внимание на применяемые при выводе этих формул законы теоретической механики. Особо важно помнить допущения, сделанные в ходе вывода формул, так как они ограничивают применимость полученных закономерностей.

Работа над учебником обязательно должна сопровождаться решением задач по изучаемому разделу курса. Самостоятельное решение задач в наибольшей степени способствует развитию инженерного мышления, лучшему усвоению и закреплению теоретического курса, а также выяснению сути гидравлических явлений.

В зависимости от специальности и учебного плана контрольное задание может состоять из одной или двух контрольных работ, в каждую из которых входит определенное количество контрольных задач (табл. 1).

Номера контрольных задач студент-заочник выбирает **по двум последним** цифрам шифра зачетной книжки (табл.1), а числовые значения – **по последней цифре этого шифра, в зависимости от ее четности (четная или нечетная)** (табл. 3.8.1). Если, например, шифр книжки 16098753 (последние две цифры 53), то студент выбирает следующие задачи, соответствующие этим двум последним цифрам шифра (при выполнении одной контрольной работы) – 3, 28, 53, 78,103; для всех этих задач числовые значения указаны в столбце «цифра нечетная» табл. 3.8.1.

В условиях контрольных работ не всегда указывают все цифровые значения параметров, необходимых для решения задач (например, может быть не указана плотность, коэффициент вязкости или другой параметр). В этом случае недостающие параметры выбираются из таблиц, помещенных в

приложении. Можно пользоваться также данными других справочников, в каждом случае указывая в своей контрольной работе название справочника, номер таблицы или графика.

Таблица 1

Номера задач в контрольных работах

Последние две цифры шифра	При выполнении одной контрольной работы	При выполнении двух контрольных работ	
		в первой	во второй
01 26 51 76	1 26 51 76 101	25 26 75	101 125 126 151
02 27 52 76	2 27 52 77 102	24 27 74	102 124 127 152
03 28 53 78	3 28 53 78 103	23 28 73	103 123 128 153
04 29 54 79	4 29 54 79 104	22 29 72	104 122 129 154
05 30 55 80	5 30 55 80 105	21 30 71	105 121 130 155
06 31 56 81	6 31 56 81 106	20 31 70	106 120 131 156
07 32 57 82	7 32 57 82 107	19 32 69	107 119 132 157
08 33 58 83	8 33 58 83 108	18 33 68	108 118 133 158
09 34 59 84	9 34 59 84 109	17 34 67	109 117 134 159
10 35 60 85	10 35 60 85 110	16 35 66	110 116 135 160
11 36 61 86	11 36 61 86 111	15 36 65	111 115 136 161
12 37 62 87	12 37 62 87 112	14 37 64	112 114 137 162
13 38 63 88	13 38 63 88 113	13 38 63	113 138 120 163
14 39 64 89	14 39 64 89 114	12 39 62	114 112 139 164
15 40 65 90	15 40 65 90 115	11 40 61	115 111 140 165
16 41 66 91	16 41 66 91 116	10 41 60	116 110 141 166
17 42 67 92	17 42 67 92 117	09 42 59	117 109 142 167
18 43 68 93	18 43 68 93 118	08 43 58	118 108 143 168
19 44 69 94	19 44 69 94 119	07 44 57	119 107 144 169
20 45 70 95	20 45 70 95 120	06 45 56	120 106 145 170
21 46 71 96	21 46 71 96 121	05 46 55	121 105 146 171
22 47 72 97	22 47 72 97 122	04 47 54	122 104 147 172
23 48 73 98	23 48 73 98 123	03 48 53	123 103 148 173
24 49 74 99	24 49 74 99 124	02 49 52	124 102 149 174
25 50 75 100	25 50 75 100 125	01 50 51	125 100 150 175

Выполненные контрольные работы студент-заочник направляет на заочный факультет университета, где они регистрируются и направляются для проверки на кафедру. Если все задачи контрольной работы решены правильно, то ее засчитывают и студенту не возвращают. Если студентом допущены грубые и существенные ошибки, то работа возвращается ему для исправления. Исправленная контрольная работа повторно высылается в университет с первым вариантом решения и замечаниями преподавателя. Контрольные работы студент должен отправить в университет не позже чем за 10 дней до начала экзаменационной сессии. Работы, отправленные позже, проверяются после сессии.

К экзамену или зачету по курсу студент допускается только после успешной защиты всех контрольных и лабораторных работ.

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

3.1. Давление в покоящейся жидкости

3.1.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

При решении задач данного раздела существенными физическими характеристиками жидкости являются ее плотность и удельный вес.

Плотность – масса единицы объема жидкости $\rho = m/V$, где m – масса жидкости в объеме V .

Размерность плотности в системе СИ - $\text{кг}/\text{м}^3$. Плотность дистиллированной воды при 4°C $\rho_{\text{в}}=1000 \text{ кг}/\text{м}^3$. Плотность ртути при 0°C $\rho_{\text{рт}}=13600 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Удельный вес – вес единицы объема жидкости $\gamma = G/V$, где G – вес жидкости в объеме V .

Размерность удельного веса в системе СИ – $\text{Н}/\text{м}^3$. Удельный вес дистиллированной воды при 4°C $\gamma_{\text{в}} = 9810 \text{ Н}/\text{м}^3$. Плотность и удельный вес связаны между собой зависимостью $\gamma = \rho \cdot g$, где $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – ускорение свободного падения.

Относительная плотность δ – безразмерная величина, равная отношению плотности $\rho_{\text{ж}}$ данной жидкости к плотности $\rho_{\text{в}}$ дистиллированной воды при 4°C $\delta = \rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{в}}$.

При колебаниях температуры и давления объем жидкости изменяется незначительно. Поэтому в практических расчетах (в том числе и в задачах данного раздела) плотность и удельный вес жидкости считаются независимыми от этих параметров, за исключением особых случаев.

Давлением p называется отношение силы F , нормальной к поверхности, к площади S . При равномерном распределении $p = F/S$.

Размерность давления в системе СИ – **паскаль** ($1 \text{ Па} = 1 \text{ Н}/\text{м}^2$).

В технике используется также внесистемная единица – **техническая атмосфера**, равная $1_{\text{ат}} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 98100 \approx 1 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Однозначное соответствие между высотой h столба жидкости и давлением, создаваемым его весом $p = \rho \cdot g \cdot h = \gamma \cdot h$, позволяет условно выражать давление **высотой столба данной жидкости**. Например, высоте $h_{\text{рт}} = 750 \text{ мм}$ ртутного столба соответствует давление

$$p = \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}} = 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,760 = 1,0 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Давление, равное одной технической атмосфере, эквивалентно давлению столба воды высотой $h = p/\gamma_{\text{в}} = 98100 \text{ Н}/\text{м}^2 / 9810 \text{ Н}/\text{м}^3 = 10 \text{ м. вод. ст.}$

В зависимости от способа отсчета различают три вида давления.

Если давление отсчитывается от абсолютного нуля, то его называют **абсолютным** ($p_{\text{абс}}$). Частный случай абсолютного давления – атмосферное давление, равное примерно $p_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5$ Па.

Давление может отсчитываться от условного нуля, за который принимается атмосферное давление. Если $p_{\text{абс}} > p_{\text{атм}}$, то избыток абсолютного давления над атмосферным называется **избыточным**, или манометрическим давлением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{атм}}.$$

Если $p_{\text{абс}} < p_{\text{атм}}$, то недостаток абсолютного давления до атмосферного называется **вакуумметрическим** давлением, или вакуумом:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{абс}}.$$

Величина вакуума может изменяться от нуля (при $p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}}$) до $p_{\text{атм}}$ (при $p_{\text{абс}} = 0$).

Избыточное давление измеряется манометром, а вакуумметрическое давление – вакуумметром.

Давление в неподвижной жидкости называется **гидростатическим** и обладает следующими двумя **свойствами**:

– оно всегда направлено по нормали внутрь рассматриваемого объема жидкости;

– в любой точке внутри жидкости оно по всем направлениям одинаково.

Поверхность в жидкости, во всех точках которой давление одинаково, называется **поверхностью равного давления**, или **поверхностью уровня**.

Гидростатическое давление p в любой точке однородной несжимаемой жидкости, находящейся в равновесии под действием сил тяжести, определяется **основным уравнением гидростатики**:

$$p = p_0 + \rho g \cdot h = p_0 + \gamma \cdot h,$$

где p_0 – давление в некоторой точке 0 жидкости; h – глубина погружения рассматриваемой точки относительно точки 0 может быть как положительной, так и отрицательной; $\rho \cdot g \cdot h$ или $\gamma \cdot h$ – весовое давление столба жидкости высотой h .

В частном случае, если точка 0 лежит на свободной поверхности жидкости, то p_0 – внешнее поверхностное давление, h – глубина расположения рассматриваемой точки под свободной поверхностью.

Из основного уравнения гидростатики следует:

– с увеличением глубины h давление возрастает по линейному закону;

– любая горизонтальная плоскость в **данной** жидкости, находящейся в равновесии, является поверхностью уровня (при $\rho = \text{const}$ и $h = \text{const}$ давление $p = \text{const}$). К последним относится и свободная поверхность (при $h = 0$ давление $p = p_0$);

– внешнее поверхностное давление p_0 передается во все точки жидкости и по всем направлениям одинаково. Всякое изменение давления p_0 вызывает

изменение давления p во всех точках покоящейся жидкости на ту же величину (закон Паскаля).

Весовое гидростатическое давление действует как в жидкостях, так и в газах. При этом, учитывая, что газ имеет малую плотность и малую высоту газового столба в закрытом сосуде, принимают давление газа во всем его объеме одинаковым.

Объем газа в большей мере зависит от температуры и давления, что необходимо учитывать в технических расчетах. В частном случае, для изотермического процесса (температура газа постоянна) зависимость объема газа от давления устанавливается законом Бойля – Мариотта:

$$p_{\text{абс}} V = \text{const}, \text{ или } p_{\text{абс1}} V_1 = p_{\text{абс2}} V_2,$$

где V_1 и V_2 – объемы газа при абсолютных давлениях $p_{\text{абс1}}$ и $p_{\text{абс2}}$.

Указания к решению задач:

– при решении задач данного раздела нужно хорошо усвоить и не смешивать такие понятия, как давление p и сила F ;

– необходимо твердо различать давления абсолютное, избыточное и вакуум. Сравнивать по величине можно только давления, заданные в одной системе отсчета. Поэтому левая и правая часть всякого уравнения давления должна содержать выражения одноименных давлений (абсолютных или избыточных). Вакуумметрическое давление в процессе решения задач следует выражать через абсолютное давление;

– для определения давления в той или иной точке жидкости следует пользоваться основным уравнением гидростатики. При этом нужно иметь в виду, что второй его член (ρgh) может быть как положительным, так и отрицательным;

– при составлении уравнения давлений часто целесообразно вводить в рассмотрение плоскость уровня. Следует помнить, что ее можно проводить только в пределах **объема одной и той же** жидкости;

– при решении задач, в которых даны поршни, нужно использовать уравнения равновесия, т.е. равенство нулю суммы всех сил, действующих на поршень;

– если атмосферное давление задано высотой ртутного столба $h_{\text{рт}}$, то его расчетное значение следует определить по формуле $P_{\text{атм}} = \rho_{\text{атм}} g h_{\text{атм}}$. В других случаях величину атмосферного давления можно приближенно принять равной $p_{\text{атм}} = 1,0 \cdot 10^5$ Па.

3.1.2. Пример решения задачи

Задача. В закрытый цилиндрический резервуар высотой H , заполненный воздухом при атмосферном давлении, соответствующем $h_{\text{атм}}$, мм ртутного столба, подается масло с относительной плотностью $\delta_{\text{м}}$. При этом происходит сжатие воздуха в резервуаре. Давление в системе создается поршнем

диаметром D гидроцилиндра, расположенного на расстоянии a от дна резервуара. Процесс сжатия воздуха считать изотермическим, трением поршня о стенки цилиндра пренебречь.

Определить величину силы F , удерживающей поршень в равновесии при заполнении резервуара до уровня h . Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

Дано:

$$H=0,85 \text{ м};$$

$$h=0,25 \text{ м};$$

$$a=2,20 \text{ м};$$

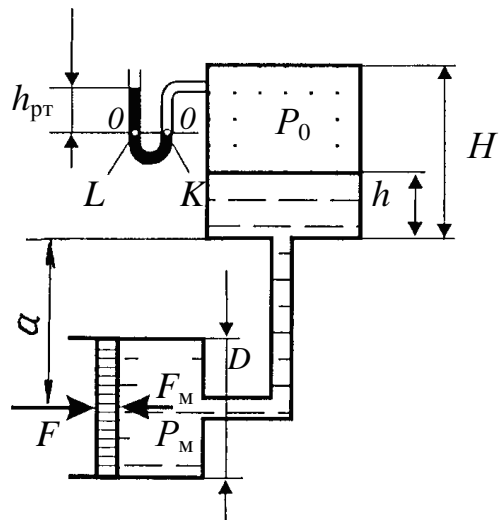
$$D=225 \text{ мм}=0,225 \text{ м};$$

$$h_{атм} = 720 \text{ мм рт. ст.} = 0,720 \text{ м рт.ст.};$$

$$\delta=0,915.$$

Определить:

$$F, h_{рт}.$$



Решение: 1. Уравнение равновесия поршня $F - F_M = 0$,

где F_M – сила избыточного давления масла на поршень.

Замечание: задача решается в избыточных давлениях, поэтому сила атмосферного давления на поршень не учитывается.

Отсюда

$$F = F_M. \quad (3.1.1)$$

2. Сила давления масла на поршень

$$F_M = p_M S_{\Pi} = p_M \pi D^2 / 4, \quad (3.1.2)$$

где p_M – избыточное давление масла на поршень; $S_{\Pi} = \pi D^2 / 4$ – площадь поршня.

3. Согласно основному уравнению гидростатики, избыточное давление масла на поршень

$$p_M = p_{0_{изб}} + \rho_M g(a + h), \quad (3.1.3)$$

где $p_{0_{изб}}$ – избыточное давление сжатого воздуха в резервуаре, ρ_M – плотность масла.

Плотность масла определяется через его относительную плотность:

$$\rho_M = \delta_M \rho_B = 0,915 \cdot 1000 = 915 \text{ кг / м}^3,$$

где $\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды.

4. Для определения давления сжатого воздуха воспользуемся законом Бойля - Мариотта для изотермического процесса:

$$p_{\text{атм}} V_1 = p_{0_{\text{абс}}} V_2, \quad (3.1.4)$$

где $V_1 = SH$ – начальный объем воздуха в резервуаре при абсолютном давлении, равном атмосферному давлению $p_{\text{атм}}$; $V_2 = S(H-h)$ – конечный объем воздуха при абсолютном давлении; $p_{0_{\text{абс}}} = p_{\text{атм}} + p_{0_{\text{изб}}}$; S – площадь сечения резервуара.

После подстановки в (3.1.4) имеем:

$$p_{\text{атм}} SH = (p_{\text{атм}} + p_{0_{\text{изб}}}) S(H-h).$$

Отсюда

$$p_{0_{\text{изб}}} = p_{\text{атм}} h / (H-h). \quad (3.1.5)$$

Атмосферное давление определим через заданную высоту ртутного столба:

$$p_{\text{атм}} = \rho_{\text{рт}} g h_{\text{атм}} = 13600 \cdot 9,81 \cdot 0,72 = 0,96 \cdot 10^5 \text{ Па},$$

где $\rho_{\text{рт}} = 13600 \text{ кг / м}^3$ - плотность ртути.

Тогда избыточное давление воздуха над свободной поверхностью масла в резервуаре после заполнения его маслом равно

$$p_{0_{\text{изб}}} = 0,96 \cdot 10^5 \cdot 0,25 / (0,85 - 0,25) = 0,40 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

5. В соответствии с (1.3), давление масла на поршень

$$p_{\text{м}} = 0,40 \cdot 10^5 + 915 \cdot 9,81 \cdot (2,2 + 0,25) = 0,62 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

6. Сила F , удерживающая поршень в равновесии, с учетом (3.1.1) и (3.1.2), равна

$$F = F_{\text{м}} = 0,62 \cdot 10^5 \cdot 3,14 \cdot 0,225^2 / 4 = 2,46 \cdot 10^3 \text{ Н} = 2,46 \text{ кН}.$$

7. Для определения показания ртутного манометра $h_{\text{рт}}$ рассмотрим плоскость уровня $0-0$. Давление в точках K и L этой плоскости одинаковы:

$$p_{K_{\text{изб}}} = p_{L_{\text{изб}}}.$$

Но

$$p_{K_{\text{изб}}} = p_{0_{\text{изб}}}, \quad p_{L_{\text{изб}}} = \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}},$$

тогда

$$p_{0_{\text{изб}}} = \rho_{\text{рт}} g h_{\text{рт}}.$$

Откуда получаем

$$h_{\text{рт}} = p_{0_{\text{изб}}} / \rho_{\text{рт}} g = 0,40 \cdot 10^5 / 13600 \cdot 9,81 = 0,300 \text{ м рт. ст.} = 300 \text{ мм рт. ст.}$$

Ответ: $F = 2,46 \text{ кН}$; $h_{\text{рт}} = 300 \text{ мм рт. ст.}$

3.1.3. Контрольные задания по теме

Задача 1. В закрытый цилиндрический резервуар высотой H , заполненный воздухом при атмосферном давлении, через трубку заливается вода. Происходящий при этом процесс сжатия воздуха в резервуаре считать изотермическим.

Определить высоту h_1 подъема воды в резервуаре при известном ее уровне h в трубке. Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

Задача 2. Закрытый сосуд высотой H и диаметром D соединен трубой с открытым сосудом диаметром d . При открытом вентиле ВН1 и закрытом вентиле ВН2 левый сосуд заполнен водой при атмосферном давлении до уровня h . После закрытия вентиля ВН1 и открытия вентиля ВН2 часть воды переливается в правый сосуд. Процесс расширения воздуха считать изотермическим.

Определить высоту h_1 , до которой поднимется вода в правом сосуде, а также показание ртутного вакуумметра $h_{рт}$.

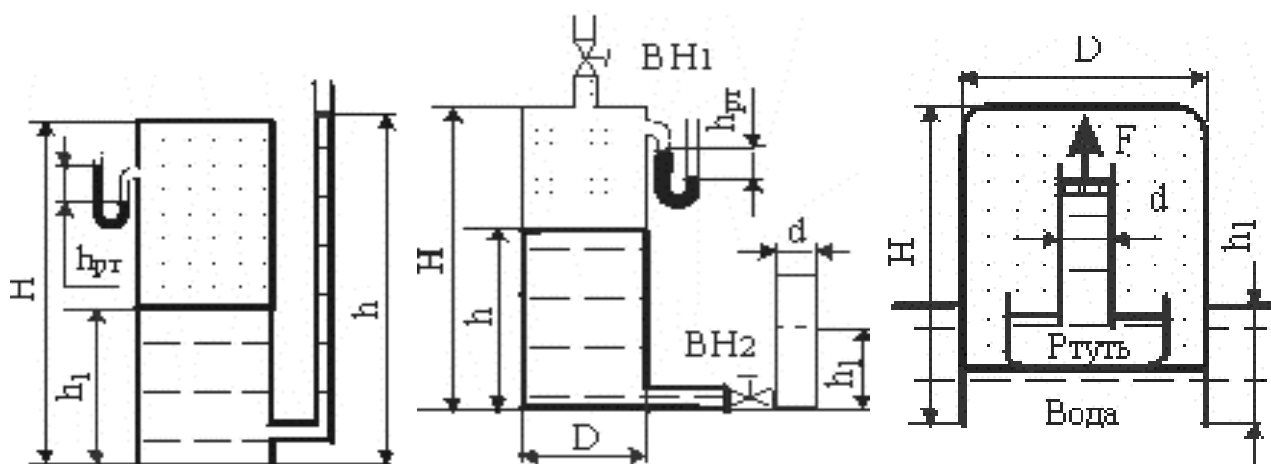
Задача 3. В колоколе диаметром D , высотой H и массой $m = 3200$ кг, плавающем в открытом водоеме, находится резервуар со ртутью. В цилиндре диаметром d поршнем удерживается столб ртути высотой h . Давление воздуха в колоколе перед его спуском было атмосферным. Процесс сжатия воздуха в колоколе считать изотермическим. Весом поршня, трением его о стенки цилиндра, объемом резервуара с ртутью и цилиндра пренебречь.

Определить погружение нижней кромки колокола h_1 , а также величину усилия F , удерживающего поршень в равновесии.

К задаче 1

К задаче 2

К задаче 3



Задача 4. Поршень гидроцилиндра диаметром D удерживается в равновесии силой F , приложенной к штоку диаметром d . Нижняя полость цилиндра заполнена водой. Уровень воды в трубке над нижней кромкой поршня равен H . Верхняя полость цилиндра, связанная с закрытым резервуаром, заполнена маслом (относительная плотность $\delta_m = 0,890$). Уровень масла в резервуаре над верхней кромкой поршня равен h . Весом поршня и штока, а также их трением о стенки цилиндра и в сальнике пренебречь.

Определить абсолютное давление воздуха p в закрытом резервуаре, а также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

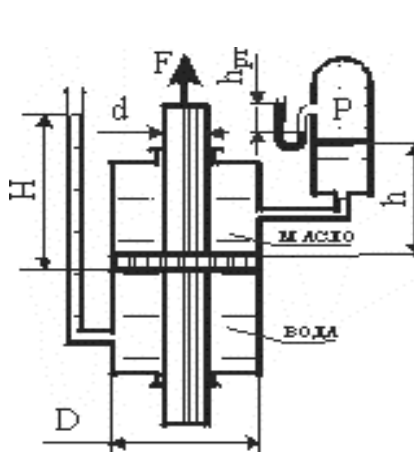
Задача 5. В закрытый цилиндрический резервуар высотой H , заполненный воздухом при атмосферном давлении, подается масло (относительная плотность $\delta_m = 0,870$). Давление в системе создается усилием F на рычаге ($a = 0,8$ м, $b = 1,6$ м) через поршень диаметром d , расположенный на высоте h над дном резервуара. Процесс сжатия воздуха считать изотермическим, весом поршня и трением его о стенки цилиндра пренебречь.

Определить уровень масла в резервуаре, а также показание p_m механического манометра, установленного на высоте z_m .

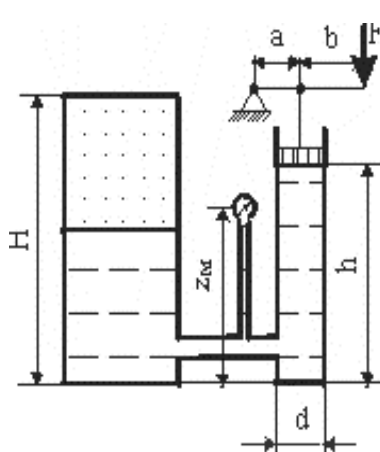
Задача 6. В закрытом резервуаре, частично заполненном водой, плавает колокол диаметром D , высотой H и массой $m = 100$ кг. Давление воздуха в колоколе перед его погружением было равно избыточному давлению p_m воздуха в резервуаре. Процесс сжатия воздуха в колоколе считать изотермическим. Определить глубину погружения h нижней кромки колокола и показание ртутного манометра $h_{рт}$.

Указание: изменением давления p_m в резервуаре пренебречь.

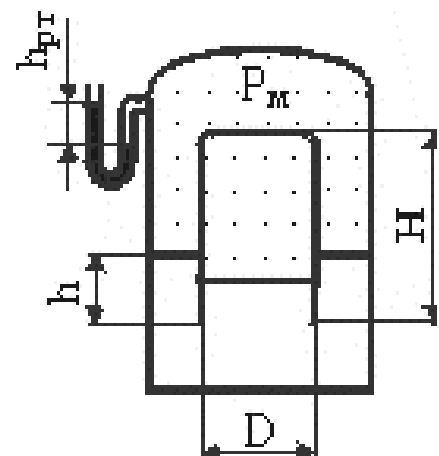
К задаче 4



К задаче 5



К задаче 6



Задача 7. Цилиндрический резервуар высотой H установлен на высоте h над уровнем воды в открытом водоеме. При открытом вентиле BH_1 и закрытом вентиле BH_2 резервуар заполнен водой при атмосферном давлении до уровня h . После закрытия вентиля BH_1 и открытия вентиля BH_2 часть воды сливается в водоем. Процесс расширения воздуха в резервуаре считать изотермическим.

Определить абсолютное давление воздуха в резервуаре и показание ртутного вакуумметра $h_{рт}$.

Задача 8. Цилиндр высотой H и диаметром D установлен на высоте $a=0,5$ м над уровнем воды в открытом водоеме. При крайнем нижнем положении поршня цилиндр заполнен воздухом под атмосферным давлением.

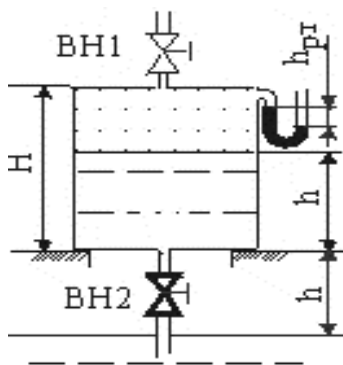
Определить величину и направление силы F , приложенной к штоку диаметром d , которая удерживает поршень в равновесии на высоте h над уровнем водоема. Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

Процесс сжатия воздуха считать изотермическим. Весом и толщиной поршня, а также трением поршня о стенки цилиндра и штока в сальнике пренебречь.

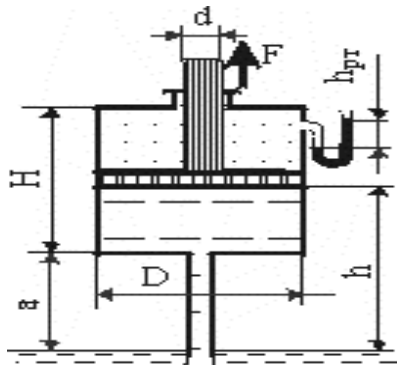
Задача 9. Заполненный водой понтон в форме прямоугольного параллелепипеда с размерами $l \times b \times h = 5,0 \times 3,0 \times 2,0$ м и массой $m = 6000$ кг лежит на дне водоема на глубине H . Для подъема понтона в него по шлангу подается сжатый воздух.

Определить объем воды, который нужно вытеснить воздухом из понтона, чтобы он начал всплывать. Определить также осадку понтона t после его всплытия. Процесс расширения воздуха при всплытии считать изотермическим.

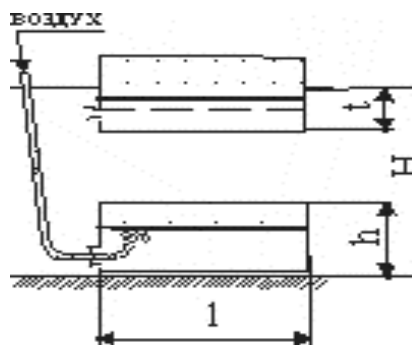
К задаче 7



К задаче 8



К задаче 9



Задача 10. Два резервуара, открытый диаметром d и закрытый диаметром D , соединены вертикальной трубой и частично заполнены водой. При закрытой задвижке труба заполнена водой, разность уровней в резервуарах равна H , толщина воздушной подушки в закрытом резервуаре равна h , а избыточное давление в ней равно p_m .

Определить изменение уровня воды Δh в нижнем резервуаре и показание ртутного манометра $h_{рт}$ после открытия задвижки на трубе и перетекания воды. Процесс расширения воздуха считать изотермическим.

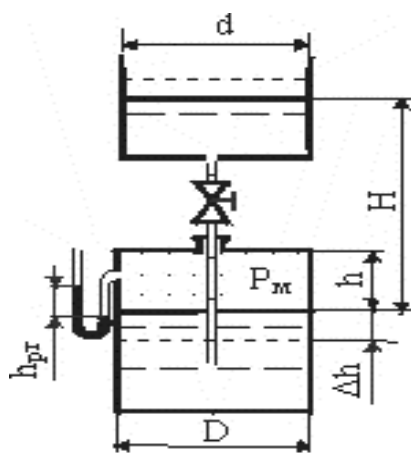
Задача 11. На неподвижном поршне со штоком диаметром $d_1=0,20$ м покоится сосуд массой $m=16,0$ кг, состоящий из двух цилиндрических частей: верхней открытой диаметром d и нижней закрытой диаметром D и высотой H . Начальное давление воздуха в нижней части сосуда равно атмосферному.

Определить, какой объем воды нужно налить в верхнюю часть сосуда, чтобы он всплыл над поршнем на высоту h . Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$. Толщиной поршня, трением поршня в цилиндре и штока в сальнике пренебречь. Процесс сжатия воздуха считать изотермическим.

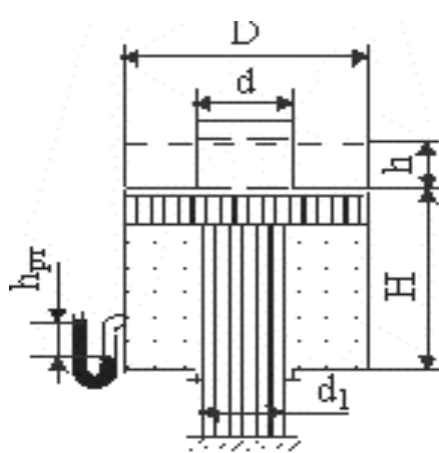
Задача 12. Колокол диаметром D и высотой H опущен в резервуар с водой. В резервуаре находится открытый сверху сосуд высотой h , заполненный маслом ($\delta_m=0,865$). Манометр, присоединенный к сосуду и расположенный ниже его дна на z_m , показывает давление p_m . Объем сосуда с маслом мал по сравнению с объемом колокола. Давление воздуха в колоколе перед началом спуска было равно атмосферному. Процесс сжатия воздуха считать изотермическим.

Определить массу колокола, глубину погружения h_1 его нижней кромки, а также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

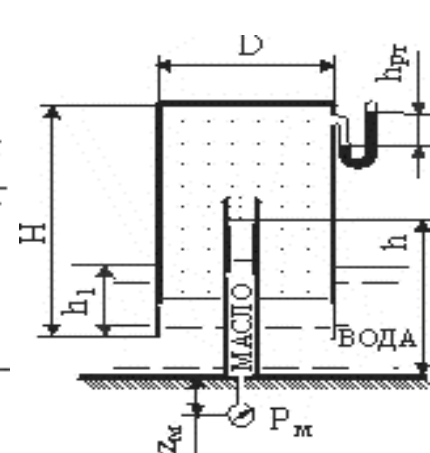
К задаче 10



К задаче 11



К задаче 12



Задача 13. В закрытый резервуар, частично заполненный водой, встроен цилиндр диаметром D . Избыточное давление воздуха в резервуаре равно p_m . В цилиндре под поршнем находится столб воды высотой H , а над поршнем - столб масла (относительная плотность $\delta_m = 0,920$) высотой h . Весом поршня, его трением о стенки цилиндра и размером штока пренебречь.

Определить силу F , удерживающую поршень в равновесии, а также показание манометра p_m , установленного на глубине z_m .

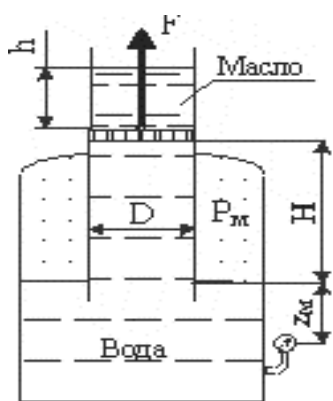
Задача 14. В колокол диаметром D , высотой H и массой $m = 3000$ кг, плавающий в открытом водоеме, встроена гидросистема, состоящая из двух цилиндров диаметрами d и $d_1 = 0,5d$, соединенных вертикальной трубой. Система заполнена маслом (относительная плотность $\delta_m = 0,900$). К поршню верхнего цилиндра, находящемуся на высоте h над осью нижнего цилиндра, приложено усилие F . Давление воздуха в колоколе до погружения было равно атмосферному.

Определить глубину погружения нижней кромки колокола h_1 . Определить также усилие F_1 , которое нужно приложить к поршню нижнего цилиндра, чтобы удержать его в равновесии. Весом поршней и их трением о стенки цилиндров пренебречь. Размеры нижнего цилиндра считать значительно меньшими размеров колокола.

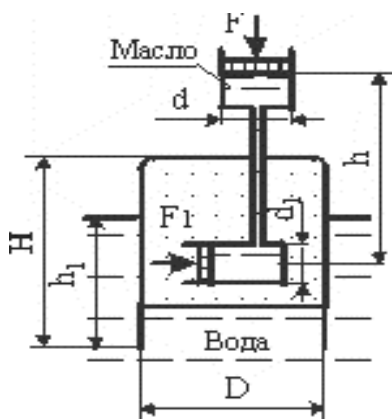
Задача 15. Два плунжера диаметром D и d вставлены в бак с водой и находятся в равновесии в положениях, определяемых размерами H и h . Показание манометра, установленного на высоте z_m , равно p_m . Трением плунжеров в уплотнениях пренебречь.

Определить массы плунжеров. Как изменятся показание манометра и положения плунжеров, если левый из них нагрузить силой F ?

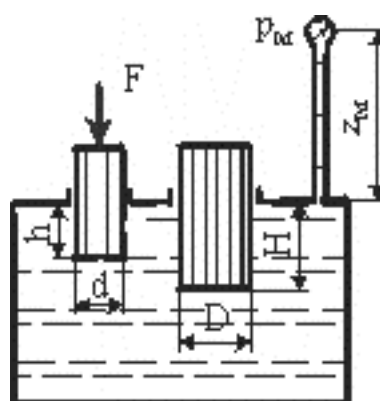
К задаче 13



К задаче 14



К задаче 15



Задача 16. В уравновешенной системе, состоящей из двух гидроцилиндров диаметрами d и D , нижняя полость большого цилиндра сообщается с открытым резервуаром и заполнена водой, а верхняя полость и малый цилиндр – маслом (относительная плотность $\delta_m = 0,875$). Уровни воды и масла равны H и h . Поршень малого цилиндра нагружен силой F . Весом поршней и штоков, а также трением поршней о стенки цилиндров и штока в сальнике пренебречь.

Определить величину и направление силы F_1 , приложенной к штоку диаметром $d_1 = 0.5D$ большого поршня. Определить также показание p_m манометра, установленного на высоте z_m над верхней кромкой поршня большого цилиндра.

Задача 17. В цилиндр диаметром D и высотой H , заполненный воздухом при атмосферном давлении, заливается вода, что приводит к подъему поршня и сжатию пружины и воздуха над поршнем. Коэффициент жесткости пружины $C=18$ Н/мм. Процесс сжатия воздуха в цилиндре считать изотермическим, весом поршня и пружины, толщиной поршня и трением его о стенки цилиндра пренебречь.

Определить уровень воды h_1 в трубке и показание ртутного манометра $h_{рт}$ при известной высоте подъема поршня h .

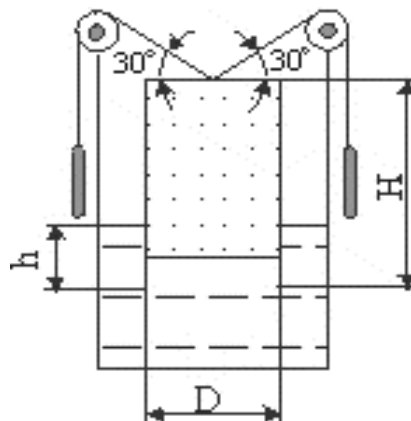
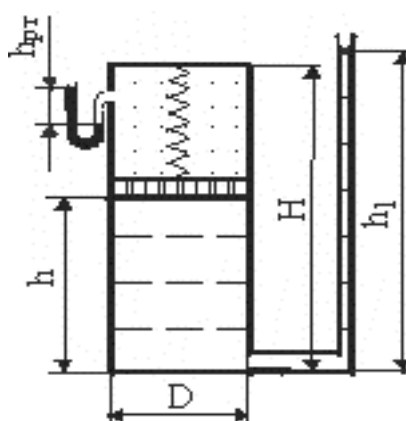
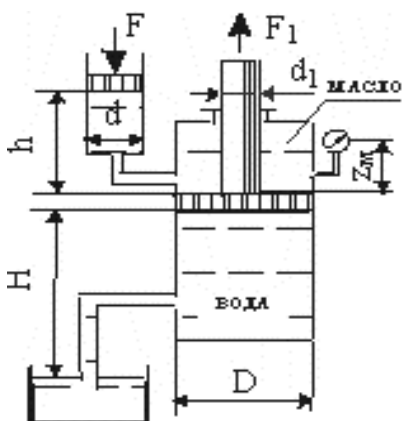
Задача 18. Колокол диаметром D , высотой H и массой $m=400$ кг погружается в открытый резервуар с водой. Суммарная масса удерживающих колокол грузов $m_{гр} = 140$ кг. Угол наклона троса к горизонту равен 30° . Давление воздуха в колоколе перед погружением равно атмосферному. Процесс сжатия воздуха в колоколе считать изотермическим. Трением в блоках пренебречь.

Определить глубину погружения нижней кромки колокола h .

К задаче 16

К задаче 17

К задаче 18



Задача 19. Минимальное значение усилия на поршне вертикального цилиндра диаметром D , при котором начинается открытие предохранительного клапана, равно F . Цилиндр частично заполнен водой до уровня h . Диаметры поршней клапана равны D и d , а жесткость пружины $C = 10$ Н/мм. Весом и трением поршней в цилиндре и клапане пренебречь.

Определить предварительное поджатие X пружины предохранительного клапана, а также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

Задача 20. Цилиндрический резервуар диаметром D и массой $m = 20$ кг, наполненный маслом (относительная плотность $\delta_m = 0,925$) до уровня H , висит без трения на плунжере диаметром d . Определить абсолютное давление p воздуха в резервуаре, обеспечивающее равновесие резервуара. Определить также показание ртутного вакуумметра $h_{рт}$.

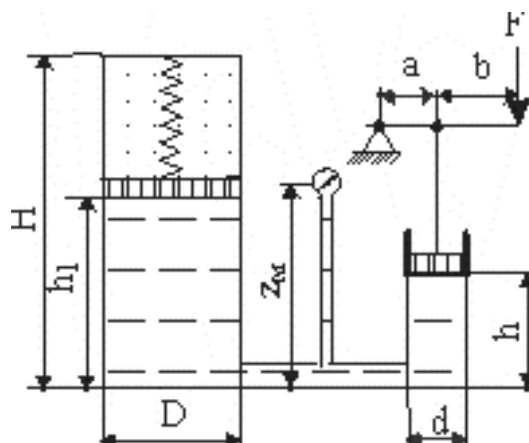
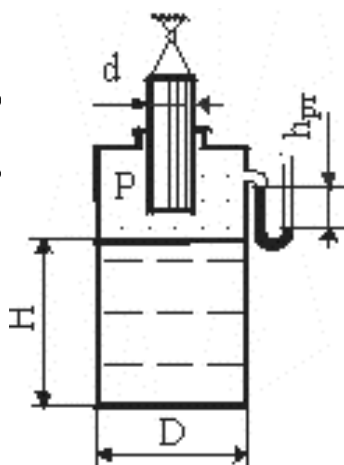
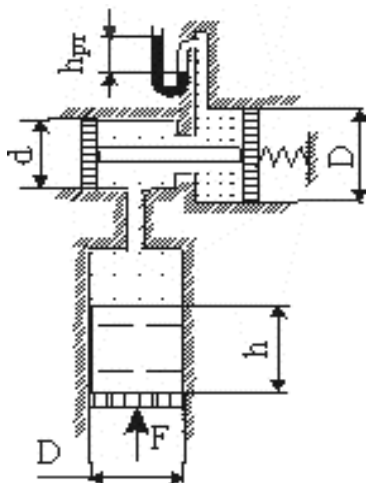
Задача 21. В цилиндр диаметром D и высотой H , заполненный воздухом при атмосферном давлении, закачивается масло (относительная плотность $\delta_m = 0,875$), что приводит к подъему большого поршня, сжатию воздуха и пружины над поршнем. Коэффициент жесткости пружины $C = 9$ Н/мм. Давление в системе поддерживается усилием F на рычаге ($a = 0,8$ м, $b = 1,6$ м), которое передается на малый поршень диаметром d , расположенный на высоте h над дном цилиндра. Процесс сжатия воздуха в цилиндре считать изотермическим, весом поршней и пружины, а также толщиной поршней и их трением о стенки цилиндров пренебречь.

Определить, при каком усилии F большой поршень поднимется на высоту $h_1 = 2,0h$. Определить также показание p_m механического манометра, установленного на высоте z_m .

К задаче 19

К задаче 20

К задаче 21



Задача 22. Поршень горизонтального цилиндра диаметром d , нагруженный силой F , удерживает масло (относительная плотность $\delta_m=0,895$) в двух вертикальных цилиндрах диаметром D , расположенных на высоте H . Усилия на поршнях вертикальных цилиндров равны F и $F_1 = 2F$. Весом поршней и их трением о стенки цилиндров пренебречь.

Определить уровни масла h_1 и h_2 а также показание p_m механического манометра, установленного на высоте z_m .

Задача 23. Поршень диаметром D , расположенный в закрытом резервуаре, удерживается в равновесии силой F , приложенной к штоку диаметром d , на высоте H над свободной поверхностью воды в открытом водоеме. Над поршнем находится масло (относительная плотность $\delta_m=0,860$), а под поршнем – вода. Показание манометра, установленного на высоте z_m над верхней кромкой поршня, равно p_m . Весом поршня и штока, а также трением поршня в цилиндре и штока в сальнике пренебречь.

Определить направление и величину силы F .

Задача 24. Вертикальный цилиндр с дифференциальным поршнем (система двух поршней диаметрами D и d , соединенных штоком длиной $l=1,0$ м), заполняется маслом (относительная плотность $\delta_m=0,885$) через вертикальную трубку. При этом происходит подъем поршня и сжатие воздуха в верхней части цилиндра высотой H .

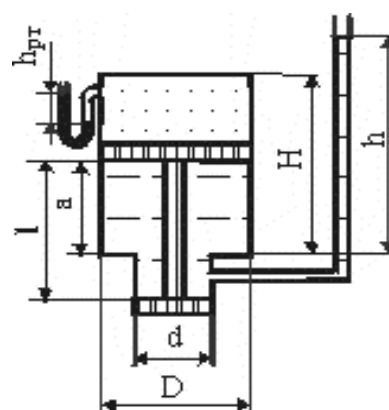
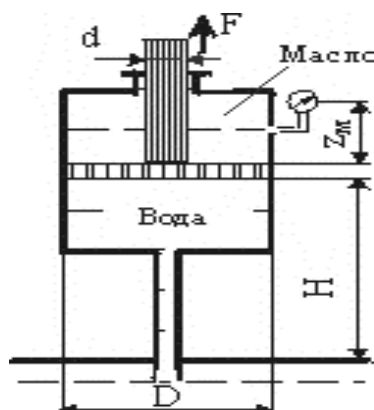
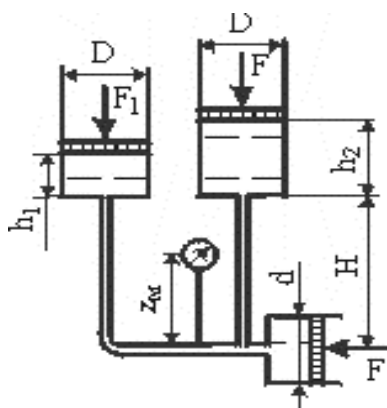
Начальное давление воздуха равно атмосферному давлению. Процесс сжатия воздуха считать изотермическим. Толщиной и весом поршней и трением их о стенки цилиндра пренебречь.

Определить, при каком уровне h масла в трубке поршень поднимется на высоту $a=0,30$ м. Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

К задаче 22

К задаче 23

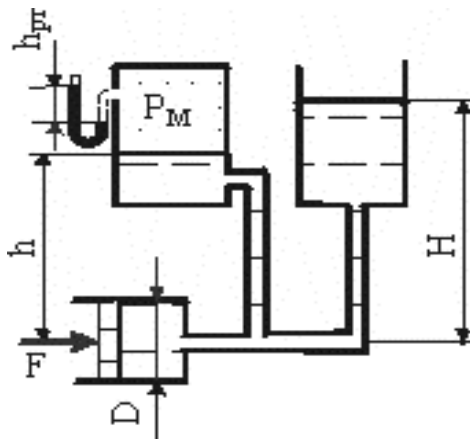
К задаче 24



Задача 25. Поршень диаметром D удерживает масло (относительная плотность $\delta_m=0,900$) в открытом и закрытом резервуарах на уровнях H и h . Трением поршня в цилиндре пренебречь.

Определить избыточное давление воздуха p_m в закрытом резервуаре и величину силы F , действующей на поршень. Определить также показание ртутного манометра $h_{рт}$.

К задаче 25



3.2. Силы давления покоящейся жидкости на стенки

3.2.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

Воздействие жидкости на плоские стенки. Если стенка подвергается одностороннему давлению жидкости (на не смоченной стороне стенки атмосферное давление, рис. 3.2.1.), то результирующая F сил избыточного давления на стенку определяется по соотношению

$$F = p_{C_{\text{изб}}} S, \quad (3.2.1)$$

где $p_{C_{\text{изб}}}$ – избыточное давление в центре тяжести C площади S стенки.

Формула (3.2.1) может быть приведена к одному из видов:

$$F = (p_{0_{\text{изб}}} + \rho g h_C) S = \rho g \left(\frac{p_{0_{\text{изб}}}}{\rho g} + h_C \right) S = \rho g \xi_C S.$$

Здесь ρ – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения; h_C – глубина погружения центра тяжести площади под свободную поверхность СП; $p_{0_{\text{изб}}}$ – избыточное давление над свободной поверхностью;

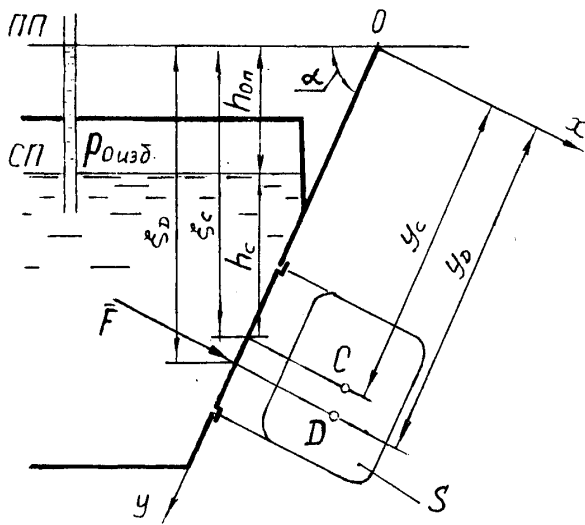


Рис. 3.2.1

ξ_C – расстояние от центра тяжести C площади S до пьезометрической плоскости ПП.

Пьезометрическая плоскость – плоскость атмосферного давления, проходящая через уровень жидкости в пьезометре, присоединенном к сосуду (см. рис. 3.2.1), будет располагаться на высоте $h_{0n} = p_{0_{\text{изб}}} / \rho g$ от свободной поверхности жидкости.

Если имеется показание p_m манометра в какой-то точке жидкости, то ПП находится выше этой точки на расстоянии $h_n = p_m / \rho g$. При вакууме $p_{0_{\text{вак}}}$

эта плоскость проходит ниже свободной поверхности на $h_{0_{\text{вак}}} = p_{0_{\text{вак}}} / \rho g$. Если на свободной поверхности избыточное давление равно нулю ($p_{0_{\text{изб}}} = 0$), то пьезометрическая плоскость совпадает со свободной поверхностью и нагрузка на стенку создается только давлением жидкости.

Вектор силы F направлен по нормали к стенке S , а линия действия этой силы пересекает стенку в точке D , называемой **центром давления**.

Положение центра давления в плоскости стенки можно найти с помощью формул:

$$y_D = y_C + \frac{I_C}{y_C S}, \quad \xi_D = \xi_C + \frac{I_C}{\xi_C S} \sin^2 \alpha,$$

где y_D и y_C – расстояния от центра давления D и центра тяжести C до линии пересечения плоскости стенки с пьезометрической плоскостью (ось Ox на рис. 3.2.1.); ξ_D – вертикальное расстояние от центра давления D до пьезометрической плоскости; I_C – момент инерции площади S относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести C ; α – угол наклона стенки к горизонту.

В практических расчетах часто используют смещение центра давления D относительно центра тяжести C :

$$\Delta y = y_D - y_C = \frac{I_C}{y_C S}. \quad (3.2.2)$$

При двустороннем воздействии жидкостей на плоскую стенку следует сначала определить силы давления на каждую сторону стенки, а затем найти их результирующую по правилам сложения параллельных сил.

Для решения задач, когда в центре тяжести C площади стенки наблюдается вакуум или когда только часть S стенки подвергается воздействию жидкости под избыточным давлением газа (воздуха), а необходимо определить суммарную силу воздействия газа и жидкости на всю стенку S_0 , следует обратиться к рекомендуемой литературе.

В прил. 3 даны моменты инерции I_C , площади некоторых плоских симметричных фигур и координаты их центров тяжести.

Силы давления жидкости на криволинейные стенки. В этом случае элементарные силы давления действуют в каждой точке поверхности нормально к ней, имеют разные направления и могут быть приведены к главному вектору и главному моменту. В большинстве практических задач рассматриваются цилиндрические или сферические поверхности, имеющие вертикальную плоскость симметрии. В этом случае сумма элементарных сил давления приводится к равнодействующей силе, лежащей в плоскости симметрии.

Величину и направление равнодействующей силы F на цилиндрическую поверхность AB с образующей, перпендикулярной к плоскости чертежа (рис. 3.2.2), можно определить по двум взаимно-перпендикулярным составляющим, например, горизонтальной и вертикальной.

Горизонтальная составляющая силы давления жидкости на криволинейную стенку S равна силе давления на вертикальную проекцию этой стенки, нормальную к оси Ox , и определяется по формуле

$$F_x = p_{Cx} S_x, \quad (3.2.3)$$

где p_{Cx} – избыточное давление в центре тяжести C_x площади S_x вертикальной проекции стенки.

Таким образом, алгоритм вычисления F_x следующий:

1) спроецировать поверхность S на вертикальную плоскость, перпендикулярную оси Ox и определить ее площадь S_x ;

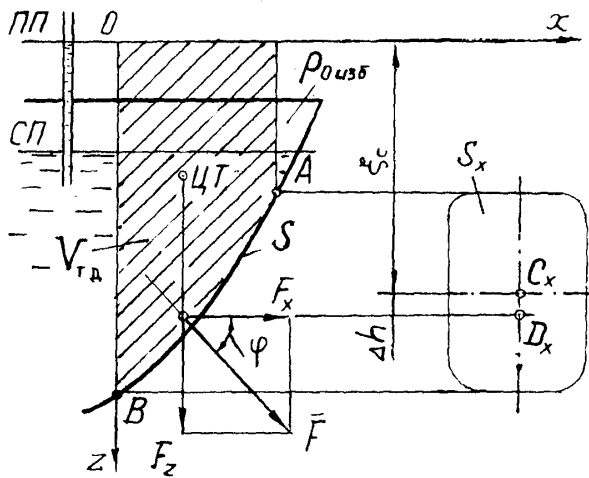


Рис. 3.2.2

2) найти центр тяжести C_x площади S_x ;

3) вычислить избыточное давление p_{C_x} в точке C_x ;

4) перемножить величину давления p_{C_x} на значение площади S_x .

Линия действия силы F_x проходит через центр давления D_x вертикальной проекции стенки и смещена относительно центра тяжести C_x на расстояние

$$\Delta h = \frac{I_{C_x}}{\xi_{C_x} S_x},$$

где I_{C_x} – момент инерции площади S_x относительно горизонтальной оси, проходящей через точку C_x ; ξ_{C_x} – расстояние по вертикали от центра тяжести до пьезометрической плоскости ПП.

Вертикальная составляющая силы давления, воспринимаемой криволинейной стенкой, равна весу жидкости в объеме $V_{тд}$ так называемого тела давления. Объем $V_{тд}$ ограничен рассматриваемой криволинейной стенкой, пьезометрической плоскостью и вертикальной проецирующей поверхностью, построенной на контуре стенки (см. рис. 3.2.2). Следовательно, для вертикальной составляющей F_z имеем

$$F_z = \rho g V_{тд}. \quad (3.2.4)$$

Она проходит через центр тяжести объема $V_{тд}$.

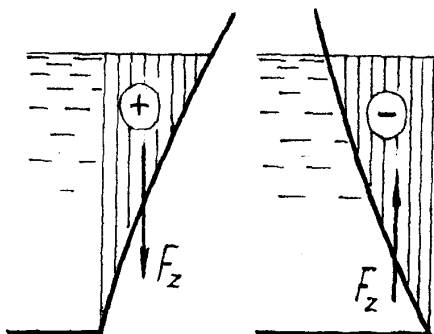


Рис. 3.2.3

Если жидкость расположена над твердой поверхностью, то тело давления строится со смоченной стороны стенки (рис. 3.2.3), а вертикальная составляющая силы направлена вниз. Когда криволинейная поверхность находится над жидкостью, то строится фиктивное тело давления, расположенное с сухой стороны стенки; при этом вертикальная составляющая силы направлена вверх.

В приведенных формулах для F_x и F_z предполагается, что жидкость находится с одной стороны стенки, а с не смоченной ее стороны давление равно атмосферному.

Величина полной силы давления на криволинейную стенку определяется по соотношению $F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$.

Линия действия F проходит через точку пересечения линий действия составляющих F_x и F_z . Угол φ наклона силы F к горизонту можно найти с помощью формулы $\operatorname{tg}\varphi = F_z / F_x$.

Заметим, что для стенок постоянной кривизны (цилиндрических, сферических) полная сила давления проходит через ось или центр кривизны стенки.

В некоторых случаях для нахождения той или иной составляющей силы давления жидкости на криволинейную стенку следует разбить ее поверхность на отдельные участки, определить соответствующие усилия на каждый участок стенки и далее их просуммировать.

Так, для определения вертикальной составляющей силы давления жидкости на полусферическую стенку abc (рис. 3.2.4), следует разделить поверхность полусферы горизонтальной плоскостью на верхнюю ab и нижнюю bc половины и найти вертикальные составляющие силы давления на каждую из них. Для стенки ab она равна весу жидкости в объеме $abmn$ ($F_z^{ab} = \rho g V_{abmn}$) и направлена вверх, а для стенки bc она равна весу жидкости в объеме $bcnm$ ($F_z^{bc} = \rho g V_{bcnm}$) и направлена вниз. Следовательно, вертикальная составляющая силы давления на всю полусферу abc равна разности найденных величин:

$$F_z = F_z^{bc} - F_z^{ab} = \rho g (V_{bcnm} - V_{abmn}) = \rho g V_{abc},$$

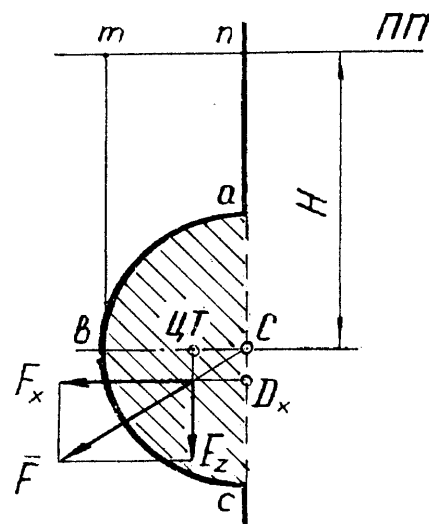


Рис. 3.2.4

т.е. равна весу жидкости в объеме жидкости полусферы и направлена вниз.

Заметим, что для определения горизонтальной составляющей силы давления жидкости нет необходимости разбивать поверхность abc на участки, т.е. горизонтальная составляющая силы может быть определена на всю полусферу.

Возможным приемом расчета силы давления, который часто упрощает решение задач, является рассмотрение равновесия объема жидкости, заключенного между поверхностью и плоским сечением, проведенным через ее граничный контур. Пусть, например, требуется определить силу F давления жидкости на коническую крышку (рис. 3.2.5).

Выделим в качестве механического объекта объем жидкости, ограниченный конической крышкой и плоским основанием ac в виде круга. По аксиоме статики равновесие жидкого объема не нарушается при его затвердевании. На полученное твердое тело действуют 3 силы: сила тяжести и две реакции, одна – со стороны плоского основания, другая – со стороны боковой поверхности конуса. Три уравновешенных силы лежат в плоскости и

пересекаются в одной точке, поэтому условие равновесия выделенного объекта в векторной форме можно записать в виде

$$\bar{N} + \bar{G} + \bar{R} = 0,$$

где \bar{N} – сила давления жидкости на выделенный объем, т. е. на плоское сечение ac ($N = \rho g \xi_C S_{ac}$ и проходит по нормали к сечению через центр давления D); \bar{G} – вес выделенного объема жидкости ($G = \rho g V_{abc}$); \bar{R} – сила действия крышки на жидкость.

Так как искомая сила \bar{F} равна и противоположна силе \bar{R} , получаем уравнение $\bar{F} = \bar{N} + \bar{G}$, из которого можно определить силу давления \bar{F} или любую ее составляющую.

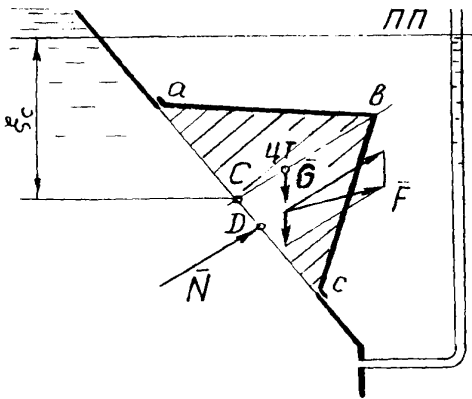


Рис. 3.2.5

3.2.2. Примеры решения задач

Задача 1. Поворотный клапан AO закрывает выход из бензохранилища в трубу круглого сечения диаметром $d=30$ см (рис. 3.2.6). Пластина клапана опирается на срез трубы, сделанной под углом $\alpha = 45^\circ$. Плотность бензина $\rho = 700$ кг/м³. В трубе жидкость отсутствует. Определить (без учета трения в опоре O клапана и ролика B) силу T натяжения троса, необходимую для открытия клапана, если уровень бензина $H=0,85$ м, а давление над ним по манометру

$$p_m = 5,0 \text{ кПа.}$$

$$\text{Дано: } H=0,85 \text{ м;}$$

$$d=30 \text{ см}=0,30 \text{ м;}$$

$$\rho=700 \text{ кг/м}^3;$$

$$p_m=5,0 \text{ кПа}=5 \cdot 10^3 \text{ Па.}$$

Определить: T .

Решение. 1. Для определения силы натяжения троса при открытии клапана необходимо найти силу воздействия бензина на пластину клапана и точку ее приложения. Так как со стороны трубы давление атмосферное, то сила давления бензина равна $F = p_{C_{изб}} S$, где $p_{C_{изб}}$ – избыточное давление

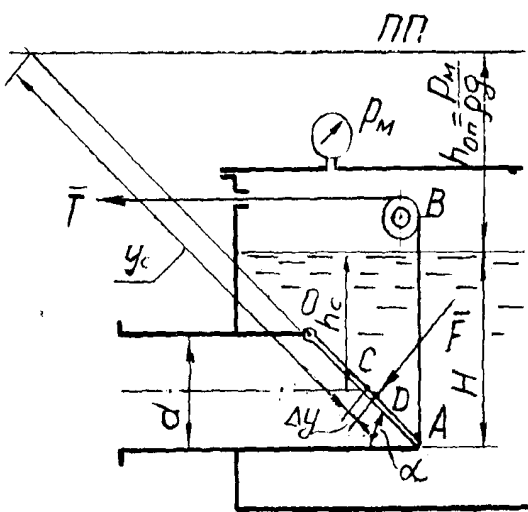


Рис. 3.2.6

в центре тяжести площади пластины AO , равное

$$p_{C_{изб}} = p_m + \rho g h_C = p_m + \rho g \left(H - \frac{d}{2} \right) = 5 \cdot 10^3 + 700 \cdot 9,81 \left(0,85 - \frac{0,30}{2} \right) = 9,81 \cdot 10^3 \text{ Па;}$$

$$S = \pi \frac{d}{2} \frac{d}{2 \sin \alpha} = 3.14 \frac{0.30 \cdot 0.30}{2 \cdot 2 \cdot 0.707} = 0.100 \text{ м}^2 - \text{площадь пластины.}$$

Таким образом, получим

$$F = 9.81 \cdot 10^3 \cdot 0.100 = 981 \text{ Н.}$$

2. Эта сила действует перпендикулярно к плоскости клапана и приложена в центре давления. Его положение относительно центра тяжести пластины определяется по формуле (3.2.2):

$$\Delta y = y_D - y_C = \frac{I_C}{y_C S}.$$

Здесь $I_C = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d}{2 \sin \alpha} \right)^3 \frac{d}{2}$ – момент инерции площади пластины в форме

эллипса относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести эллипса: $y_C = (p_m / \rho g + H - d / 2) / \sin \alpha$ – расстояние от центра тяжести площади пластины до пьезометрической плоскости, вдоль плоскости клапана. Вычислим эти величины:

$$I_C = \frac{3.14}{4} \left(\frac{0.30}{2 \cdot 0.707} \right)^3 \frac{0.30}{2} = 1.12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4 ;$$

$$y_C = \left(\frac{5 \cdot 10^3}{700 \cdot 9.81} + 0.85 - \frac{0.30}{2} \right) / 0.707 = 2.02 \text{ м.}$$

Итак, имеем

$$\Delta y = y_D - y_C = \frac{1.12 \cdot 10^{-3}}{2.02 \cdot 0.100} = 0.006 \text{ м} = 6 \text{ мм.}$$

3. Определим силу T , воспользовавшись уравнением моментов относительно точки O : $T \cdot d \cdot \text{ctg } \alpha = F (d / 2 \sin \alpha + \Delta y)$,

$$\text{откуда } T = F \left(\frac{d}{2 \sin \alpha} + \Delta y \right) / d \cdot \text{ctg } \alpha = 981 \left(\frac{0.30}{2 \cdot 0.707} + 0.006 \right) / 0.30 \cdot 1.0 = 713 \text{ Н.}$$

Задача 2. Два полушария радиусом $r=5\text{см}$ скреплены болтами и наполнены ртутью. Вычислить усилия, растягивающее и срезающее болты фланцевого соединения шара (рис. 3.2.7), если высота ртути в пьезометрической трубке $\xi=10\text{см}$.

Дано: $r=5\text{см} = 0,05 \text{ м}$;

$\xi=10\text{см}=0,10 \text{ м}$;

$\rho_{\text{рт}} = 13,6 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Определить: $F_{\text{срез}}$; $F_{\text{раст}}$.

Решение. 1. Усилие, срезающее болты, представляет собой горизонтальную составляющую силы давления ртути на верхнюю полусферу. Так как для

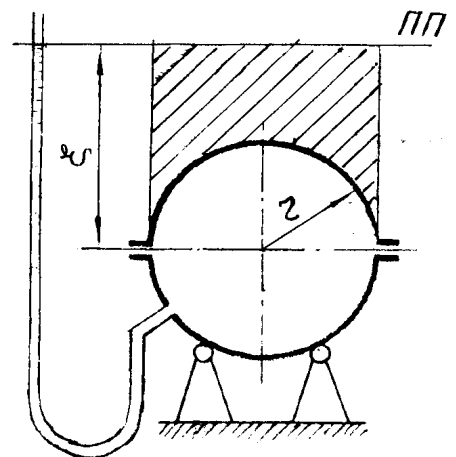


Рис. 3.2.7

любой горизонтальной оси существуют две противоположно направленные и равные по величине силы, действующие на полусферу, то результирующая горизонтальных составляющих сил (срезающее усилие) равна нулю.

2. Растягивающим усилием для болтов является вертикальная составляющая силы давления ртути на верхнюю полусферу.

Согласно (3.2.4.) вертикальная составляющая силы давления на криволинейную поверхность равна весу жидкости в объеме тела давления. Определяем тело давления для верхней полусферы (на рисунке оно заштриховано). Тогда имеем

$$F_{\text{раст}} = F_z = \rho_{\text{рт}} g V_{\text{тд}} = \rho_{\text{рт}} g \left(\pi r^2 \xi - \frac{1}{2} \pi r^3 \right) =$$

$$= 13.6 \cdot 10^3 \cdot 9.81 (3.14 \cdot 0.05^2 \cdot 0.10 - \frac{1}{2} \cdot 3.14 \cdot 0.05^3) = 69,4 \text{ Н.}$$

Задача 3. Резервуар диаметром $D=2.00$ м и длиной $L=6.0$ м заполнен нефтью ($\rho=900$ кг/м³) до высоты $H=1,60$ м (рис. 3.2.8, а). Над свободной поверхностью создано избыточное давление $p_{\text{изб}}=30$ кПа.

Определить величину и направление силы давления нефти на нижнюю четверть ab обшивки резервуара.

Дано: $\rho = 900$ кг/м³; $D=2,00$ м; $L=6,0$ м;
 $H=1,60$ м; $p_{\text{изб}}=30$ кПа = $30 \cdot 10^3$ Па.

Определить: F_{ab} , φ .

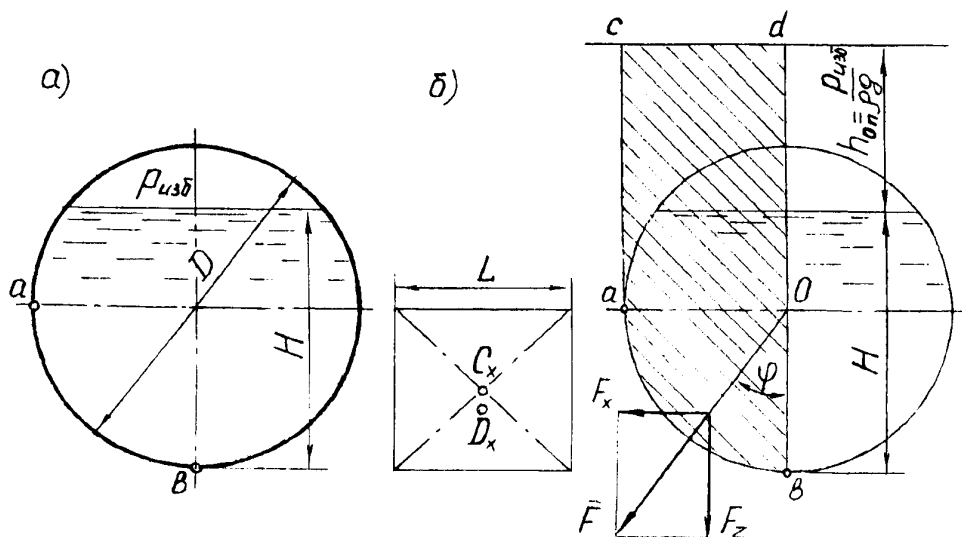


Рис. 3.2.8.

Решение. 1. Для определения величины и направления силы давления нефти на часть ab цилиндрической поверхности найдем составляющие F_x и F_z . Для получения горизонтальной составляющей F_x силы сделаем следующие операции:

1) определим вертикальную проекцию поверхности ab . Это будет прямоугольник $L \times D/2$ (рис. 3.2.8, б);

2) найдем центр тяжести C_x площади вертикальной проекции;

3) вычислим избыточное давление в точке C_x :

$$p_{C_x} = p_{\text{изб}} + \rho g \left(H - \frac{D}{4} \right) = 30 \cdot 10^3 + 900 \cdot 9.81 \left(1.60 - \frac{2.0}{4} \right) = 39.7 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

4) получим величину горизонтальной составляющей F_x :

$$F_x = p_{C_x} L \frac{D}{2} = 39.7 \cdot 10^3 \cdot 6.0 \cdot 2.0 / 2 = 238 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2. Вертикальную составляющую F_z определяем с использованием тела давления. Сначала найдем пьезометрическую плоскость, которая находится выше свободной поверхности на высоте:

$$h_{0_n} = p_{\text{изб}} / \rho g = 30 \cdot 10^3 / 900 \cdot 9.81 = 3.40 \text{ м.}$$

Для участка ab цилиндрической поверхности тело давления $abOdc$ (см. рис. 3.2.8, б) можно представить в виде суммы объемов прямоугольного параллелепипеда $aOdc$ и четверти цилиндра abO . Вычислим объем тела давления:

$$\begin{aligned} V_{\text{тд}} &= \frac{D}{2} \left(h_{0_n} + H - \frac{D}{2} \right) L + \frac{1}{4} \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 L = \\ &= \frac{2.0}{2} \left(3.4 + 1.6 - \frac{2.0}{2} \right) 6.0 + \frac{1}{4} 3.14 \left(\frac{2.0}{2} \right)^2 6.0 = 28.7 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Теперь найдем величину вертикальной составляющей:

$$F_z = \rho g V_{\text{тд}} = 900 \cdot 9.81 \cdot 28.7 = 253 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

3. Полная сила воздействия нефти на участок ab обшивки резервуара будет равна

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{238^2 \cdot 10^6 + 253^2 \cdot 10^6} = 347 \cdot 10^3 \text{ Н} = 347 \text{ кН.}$$

Направление этой силы можно определить с помощью

$$\text{tg } \varphi = \frac{F_x}{F_z} = \frac{238 \cdot 10^3}{253 \cdot 10^3} = 0,941.$$

Отсюда $\varphi = 43,3^\circ$.

3.2.3. Контрольные задания по теме

Задача 26. Цистерна длиной $L=4,00$ м и высотой $H=1,80$ м заполнена топливом ($\rho = 780$ кг/м³) до уровня h в приемной трубке. Круглый люк диаметром D в наклонной стенке закрыт плоской крышкой. Центр крышки расположен на расстоянии H_1 от дна цистерны.

Определить: 1) величину и точку приложения силы давления топлива на крышку люка;

2) величину и направление силы давления топлива на цилиндрическую часть ab дна.

Задача 27. В вертикальной стенке бака на высоте H_1 сделано круглое отверстие диаметром D , закрываемое конической крышкой высотой $l=0,40$ м. Бак снизу имеет наклонную крышку размерами $a \times a$ с осью вращения O и заполнен водой до уровня $H=2,00$ м. На свободной поверхности избыточное давление $p_{изб}$.

Определить: 1) силу F , которой должна прижиматься к баку нижняя крышка во избежание утечки воды;

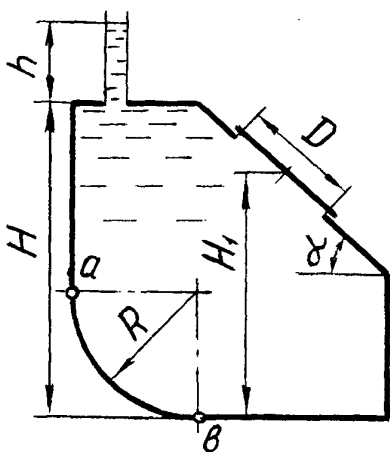
2) силу давления воды, действующую на коническую крышку.

Задача 28. Бак прямоугольного сечения высотой $H=1,20$ м имеет сверху полусферическую крышку радиусом R , а снизу – наклонную плоскую крышку диаметром D с осью вращения O . Бак полностью заполнен маслом ($\rho = 820$ кг/м³) под давлением p_m .

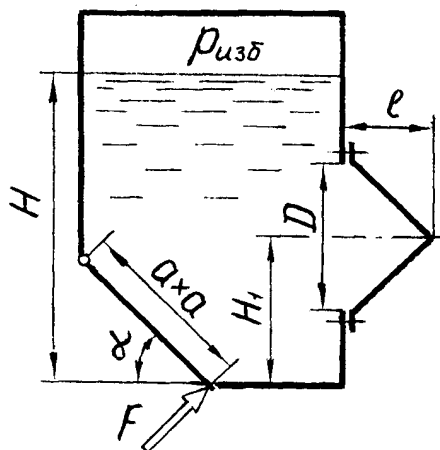
Определить: 1) силу F , которой необходимо прижимать к баку нижнюю крышку во избежание утечки масла;

2) усилие, отрывающее полусферическую крышку.

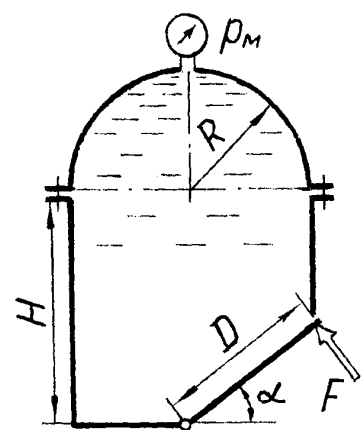
К задаче 26



К задаче 27



К задаче 28



Задача 29. В резервуар налит керосин ($\rho = 822 \text{ кг/м}^3$). Избыточное давление на свободной поверхности равно $p_{\text{изб}}$.

Определить: 1) момент, который необходимо приложить к оси O дискового затвора диаметром D , закрывающего сливную трубу, наклоненную под углом α к горизонту (ось затвора расположена на глубине H_1);

2) растягивающее и срезающее усилия на болтовую систему полуцилиндрической крышки радиусом R и длиной $L=0,60 \text{ м}$, находящейся на глубине h в стенке резервуара.

Задача 30. Бак заполнен маслом ($\rho=830 \text{ кг/м}^3$) под давлением p_m . На наклонном дне сделано круглое отверстие, закрытое полусферической крышкой радиусом R . Глубина погружения центра отверстия H_1 . В верхней части бак имеет наклонную плоскую крышку диаметром D с осью вращения O .

Определить: 1) силу F , которой должна прижиматься к наклонной стенке плоская крышка во избежание утечки масла;

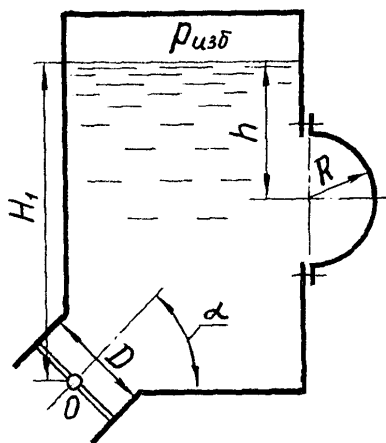
2) усилия на болтовую систему полусферической крышки.

Задача 31. У шарового сосуда радиусом R часть поверхности вырезана и заменена плоской стенкой, на которой посередине имеется круглый люк диаметром D . Показание манометра p_m . Сосуд заполнен маслом ($\rho=850 \text{ кг/м}^3$).

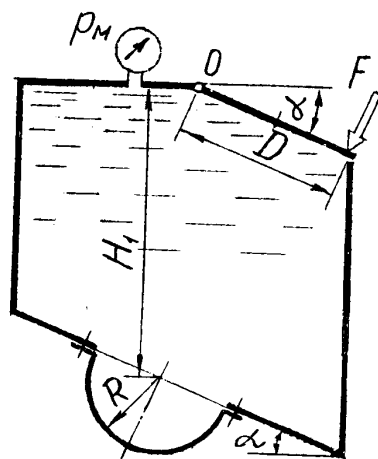
Определить: 1) величину и точку приложения силы давления масла на плоскую крышку люка;

2) величину и направление силы давления масла на верхнюю четверть ab поверхности сосуда.

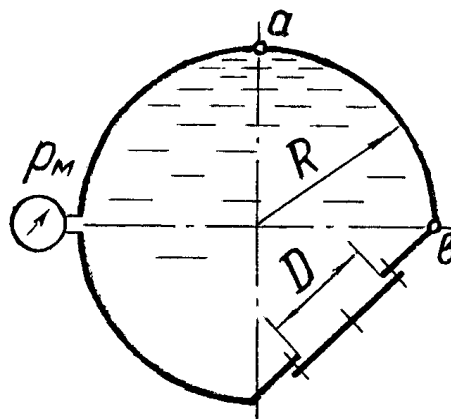
К задаче 29



К задаче 30



К задаче 31



Задача 32. В вертикальной стенке бака на глубине H_1 сделано круглое отверстие диаметром D , закрытое полусферической крышкой. Вверху бак имеет наклонную крышку размерами $a \times a$ с осью вращения O . Бак заполнен водой до уровня h в пьезометре.

Определить: 1) силу F , которой должна прижиматься к баку верхняя крышка во избежание утечки воды;

2) величину и направление силы давления воды на полусферическую крышку.

Задача 33. Резервуар со стенками шириной $B = 2,40$ м перпендикулярно плоскости рисунка заполнен керосином ($\rho = 720$ кг/м³). В наклонной стенке резервуара сделано круглое отверстие диаметром D , закрытое плоской крышкой с осью вращения O на глубине H_1 . На свободной поверхности избыточное давление $p_{изб}$.

Определить: 1) величину силы F , прижимающей крышку во избежание утечки керосина;

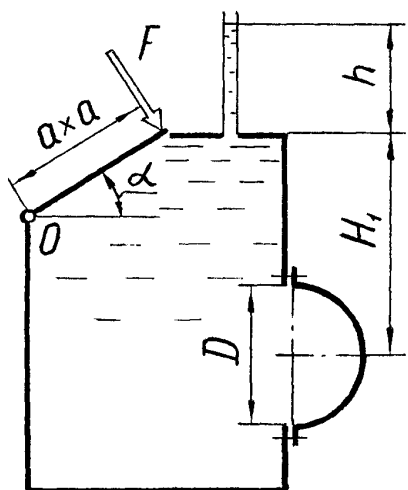
2) величину и направление силы давления керосина на цилиндрическую поверхность ab радиусом R , если точка a находится на глубине h .

Задача 34. У шарового сосуда радиусом R одна четверть поверхности вырезана и заменена горизонтальной полукруглой пластиной и вертикальной полукруглой крышкой с горизонтальной осью вращения O . Сосуд заполнен маслом ($\rho = 830$ кг/м³) под давлением p_m , соответствующим столбу жидкости h .

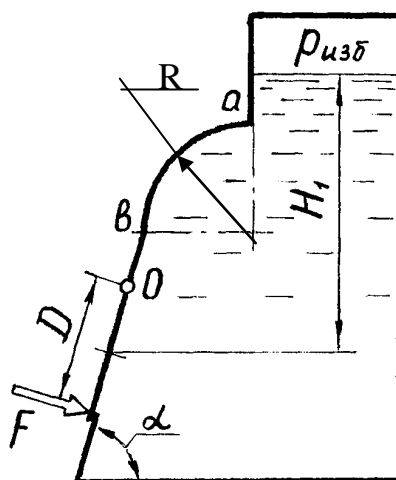
Определить: 1) величину силы F , необходимой для удержания крышки в закрытом положении во избежание утечки масла;

2) силу воздействия масла на сферическую поверхность сосуда.

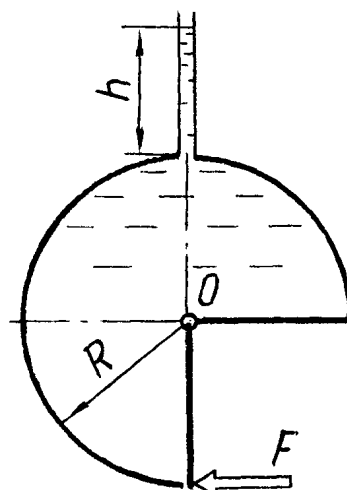
К задаче 32



К задаче 33



К задаче 34



Задача 35. Бак в форме усеченной пирамиды с наклоном стенок α имеет сверху полусферическую крышку радиусом R и заполнен водой до уровня h в пьезометре. Боковая стенка бака имеет круглое отверстие диаметром D , закрытое плоской крышкой, ось вращения которой расположена на глубине H_1 .

Определить: 1) силу F , которой должна прижиматься плоская крышка к баку во избежание утечки воды;

2) силу давления воды на крышку, если вместо плоской крышки установить полусферическую.

Задача 36. Цилиндрическая цистерна длиной $L=4,20\text{ м}$ и радиусом R заполнена нефтью ($\rho=960\text{ кг/м}^3$). Показание манометра p_m .

Определить: 1) величину и точку приложения силы давления жидкости на плоскую крышку, закрывающую круглое отверстие диаметром D сбоку цистерны.

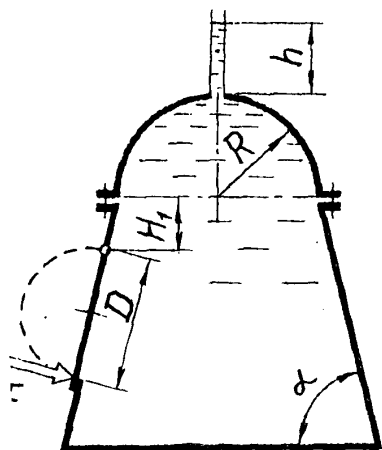
2) величину и направление силы давления нефти на часть ab поверхности цистерны.

Задача 37. Бак высотой $H=2,20\text{ м}$ в вертикальной стенке имеет отверстие, закрытое шаровым клапаном радиусом R . Заполнение бака нефтью ($\rho=780\text{ кг/м}^3$) производится через наклонную трубу диаметром D , перекрываемую плоским круглым затвором с осью вращения на высоте H_1 . Показание манометра составляет p_m .

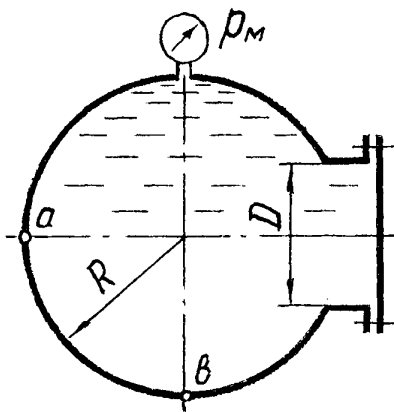
Определить: 1) момент, необходимый для удержания затвора в закрытом положении, если с другой стороны затвора в трубе давление атмосферное;

2) силу и направление воздействия нефти на клапан.

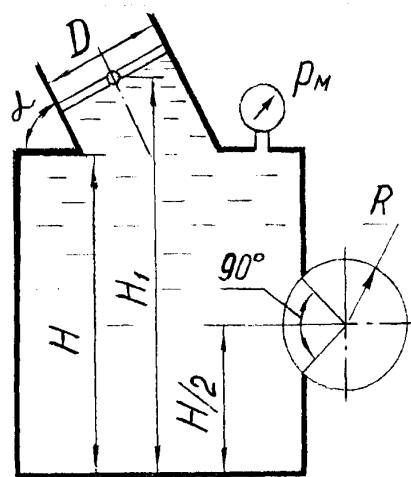
К задаче 35



К задаче 36



К задаче 37



Задача 38. Закрытый резервуар имеет прямоугольное окно длиной $L=1,20\text{ м}$ и шириной D , которое закрывается цилиндрическим затвором. На свободной поверхности воды избыточное давление $p_{\text{изб}}$. Глубина погружения оси затвора H_1 .

Определить усилие на цапфы и момент воздействия воды на затвор.

Задача 39. Бак высотой $H=2,00\text{ м}$ имеет в днище отверстие, закрытое шаровым клапаном радиусом R . Заполнение бака нефтью ($\rho=950\text{ кг/м}^3$) производится через наклонную трубу диаметром D , перекрываемую плоским круглым затвором с осью вращения, расположенной на высоте H_1 . Показание манометра составляет p_M .

Определить: 1) момент, который нужно приложить к затвору для удержания его в закрытом положении, если с другой стороны затвора в трубе давление атмосферное;

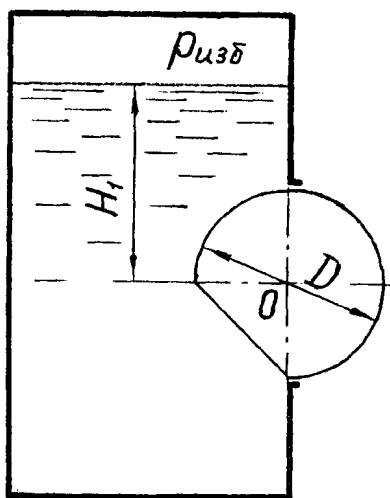
2) усилие воздействия нефти на клапан.

Задача 40. Резервуар длиной $L=3,20\text{ м}$ и высотой H_1 в вертикальной стенке на глубине $h = 1,2\text{ м}$ имеет отверстие диаметром D , закрытое коническим клапаном высотой $l=240\text{ мм}$. Резервуар полностью заполнен маслом ($\rho=840\text{ кг/м}^3$). Показание манометра, установленного на крыше резервуара, составляет p_M .

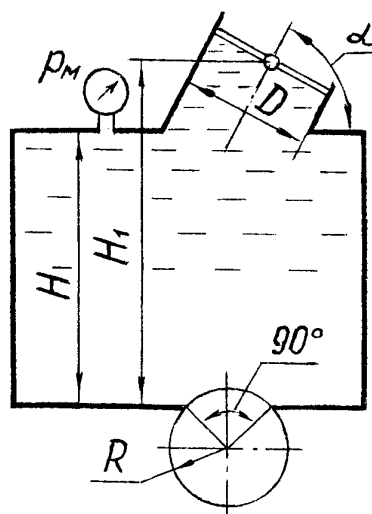
Определить: 1) величину и точку приложения силы давления масла на боковую стенку ab резервуара;

2) величину и направление силы воздействия масла на клапан.

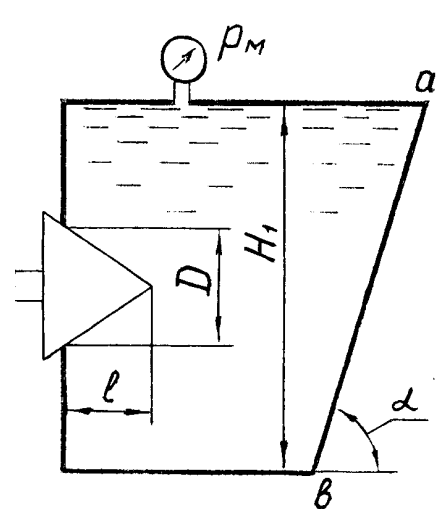
К задаче 38



К задаче 39



К задаче 40



Задача 41. Цистерна длиной $L=3,60$ м и высотой $H=2,00$ м заполнена нефтью ($\rho=920$ кг/м³) под избыточным давлением $p_{изб}$. Снизу цистерна имеет наклонную крышку размерами $a \times a$ с осью вращения O .

Определить: 1) силу F , которой необходимо прижимать к цистерне крышку во избежание утечки нефти;

2) величину и направление силы давления нефти на цилиндрическую часть ab цистерны.

Задача 42. В наклонной стенке бака высотой $H=1,60$ м сделано круглое отверстие диаметром D , закрытое плоской крышкой. Центр крышки расположен на расстоянии H_1 от дна бака. Показание манометра, установленного на крышке бака, составляет p_m . Бак заполнен маслом ($\rho=800$ кг/м³).

Определить: 1) величину и точку приложения силы давления масла на плоскую крышку люка;

2) величину и направление силы давления масла на крышку, если плоская будет заменена полусферической.

Задача 43. Отверстие в дне сосуда, выполненного в виде неправильной призмы ($a \times a$, H_1), у которой передняя и задняя грани параллельны, закрыто конической пробкой диаметром D и высотой $l=200$ мм. Сосуд полностью заполнено водой под давлением p_m .

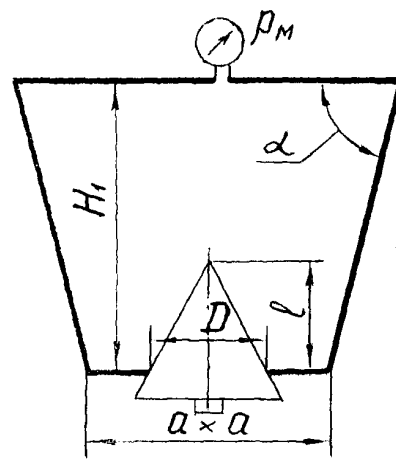
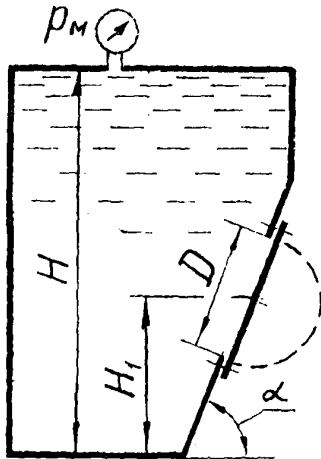
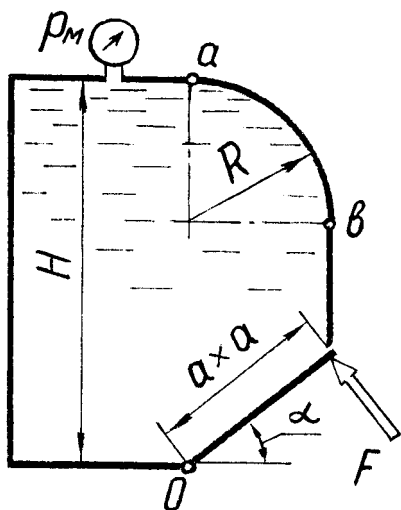
Определить: 1) величину и точку приложения силы давления на боковую грань сосуда;

2) силу давления воды на коническую пробку.

К задаче 41

К задаче 42

К задаче 43



Задача 44. Резервуар длиной $L=2,00$ м и высотой $H=2,20$ м заполнен маслом ($\rho=760$ кг/м³). Показание манометра, установленного на крыше резервуара, составляет p_m . В наклонной стенке сделано квадратное отверстие размерами $a \times a$, закрытое плоской крышкой с осью вращения O , расположенной на глубине H_1 . Крышка, во избежание утечки масла, прижимается силой F .

Определить: 1) величину силы F ;

2) величину и направление силы давления масла на цилиндрическую поверхность ab .

Задача 45. Резервуар с нефтью ($\rho=900$ кг/м³) диаметром $2R$ и длиной $L=6,0$ м оборудован сливной наклонной трубой диаметром D . В трубе установлен дисковый затвор, ось которого находится на глубине H_1 под уровнем нефти. Высота заполнения нефти в резервуаре $H=1,60$ м. На свободной поверхности давление избыточное $p_{изб}$.

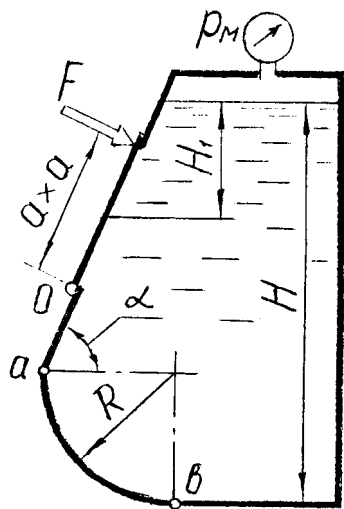
Определить: 1) момент, необходимый для удержания дискового затвора в закрытом состоянии;

2) величину и направление силы давления нефти на цилиндрическую часть ab поверхности резервуара.

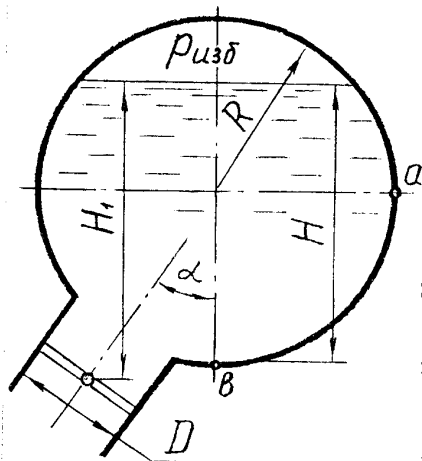
Задача 46. Закрытый резервуар имеет прямоугольное окно длиной $L=1,40$ м и шириной D , которое закрывается цилиндрическим затвором. Сосуд заполнен керосином ($\rho=820$ кг/м³) до уровня H_1 от оси затвора. На свободной поверхности давление избыточное $p_{изб}$.

Определить силу воздействия керосина на затвор и момент этой силы относительно оси O .

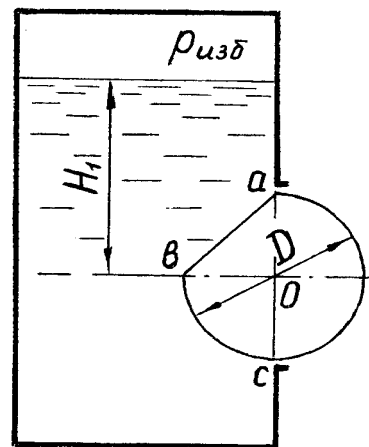
К задаче 44



К задаче 45



К задаче 46



Задача 47. Бортовая топливная цистерна *I* заполняется топливом ($\rho_T = 780 \text{ кг/м}^3$) через приемную трубку *2*, выходящую на палубу судна ($H=5,5 \text{ м}$). В наклонной стенке цистерны имеется отверстие, закрытое плоской крышкой. Центр крышки расположен на расстоянии H_1 от днища. Ширина цистерны $B=1,5 \text{ м}$, радиус скулы R , осадка судна $T=3,0 \text{ м}$.

Определить: 1) величину и точку приложения силы давления топлива на крышку отверстия, если оно круглое диаметром D ;

2) величину и направление силы давления воды на часть *KMN* обшивки корпуса судна на длине a одной рамной шпации.

Задача 48. По условиям задачи **47** определить:

1) величину и точку приложения силы давления топлива на крышку отверстия, если оно имеет эллиптическую форму размерами $a \times D$;

2) величину и направление сил давления воды и топлива на скуловой лист *MN* на длине $5,4 \text{ м}$.

Задача 49. В кормовой части судна имеется отсек, заполненный топливом ($\delta_T=0,87$) до уровня H_1 . С другой стороны переборки – давление атмосферное. Поперечную переборку отсека условно можно представить в виде, приведенном на рисунке.

Определить: 1) величину и точку приложения силы воздействия топлива на переборку, если над топливом давление атмосферное;

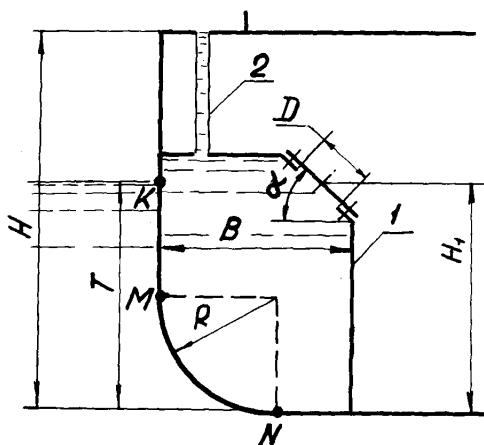
2) величину и направление силы давления воды на лист *BC* на длине шпации a , считая форму корпуса в пределах шпации цилиндрической.

Задача 50. По условиям задачи **49** определить:

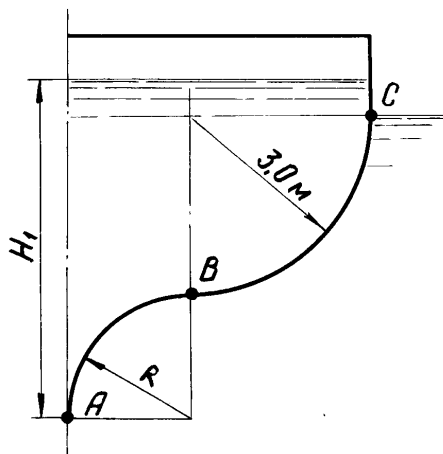
1) величину и точку приложения силы давления топлива на переборку, если над топливом создано избыточное давление $p_{\text{изб}}$;

2) величину и направление силы давления воды на лист обшивки *AB* на длине шпации a , считая форму корпуса в пределах шпации цилиндрической.

К задачам 47÷48



К задачам 49÷50



3.3. Истечение жидкости через отверстия, насадки и гидроаппараты

3.3.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

Истечение через малые отверстия в тонкой стенке. Отверстие принято считать малым, если его диаметр d весьма мал по сравнению с напором H . Под термином «тонкая» стенка следует понимать такую стенку, толщина которой не превышает диаметра отверстия.

На расстоянии $l \cong (0,5 - 1,0)d$ от плоскости отверстия образуется так называемое **сжатое сечение струи** (рис. 3.3.1). Площадь сжатого сечения $S_c = \varepsilon S$, где S – площадь отверстия; ε – коэффициент сжатия.

Скорость v в сжатом сечении и расход жидкости Q определяются формулами

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.3.1)$$

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}, \quad (3.3.2)$$

где φ – коэффициент скорости, характеризующий уменьшение действительной скорости v по сравнению со скоростью невязкой (идеальной жидкости); $\mu = \varepsilon \varphi$ – коэффициент расхода; H – расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т.е.

$$H = H_0 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}. \quad (3.3.3)$$

Если истечение происходит из закрытого резервуара в атмосферу, числитель второго слагаемого (3.3.3) представляет избыточное давление на поверхности жидкости в резервуаре; при истечении в атмосферу из открытого резервуара второе слагаемое обращается в нуль.

Численные значения φ , μ и ε зависят от числа Рейнольдса. Для маловязких жидкостей (вода, бензин, керосин), истечение которых обычно происходит при достаточно больших числах Рейнольдса ($Re > 10^5$), коэффициенты истечения меняются в сравнительно небольших пределах, поэтому в расчетах можно пользоваться их средними для отверстия значениями: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\mu = 0,62$.

Если боковые стенки резервуара или трубы находятся на расстоянии менее трех диаметров от оси отверстия (рис. 3.3.2), то их направляющее действие уменьшает степень сжатия струи (ε увеличивается). Для круглого отверстия площадью S при истечении из цилиндрического резервуара или трубы площадью S_1 коэффициент сжатия струи можно определять по формуле

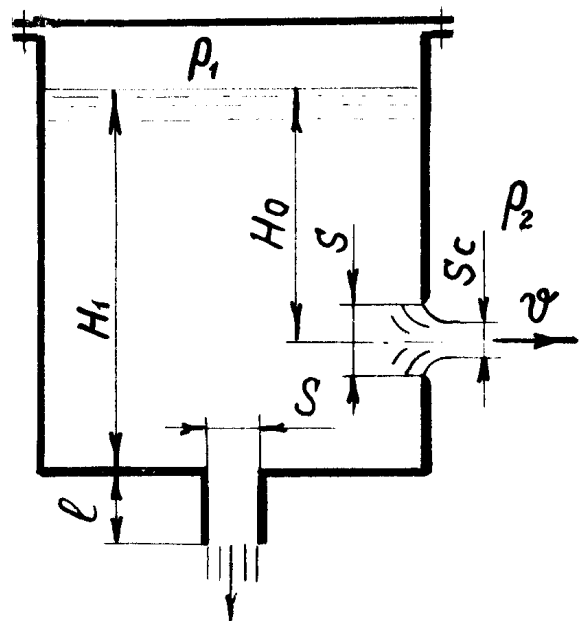


Рис. 3.3.1

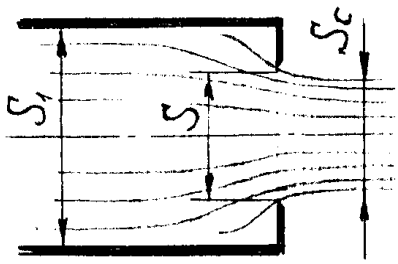


Рис. 3.3.2

$$\varepsilon = 0,64 + 0,36(S / S_1)^2.$$

При истечении жидкости в жидкую среду, например, в сообщающихся сосудах (истечение под уровень или через затопленное отверстие), скорость истечения v и расход жидкости Q рассчитываются по тем же формулам (3.3.1) и (3.3.2), но в этом случае для расчетного напора H величина H_0 представляет собой разность уровней в сосудах. Значения коэффициентов истечения для затопленных отверстий можно принимать такими же, как и в случае истечения в газовую среду.

Истечение через насадки. Насадком называют короткие трубки (патрубки) длиной (2 – 6) диаметров отверстия, применяемые для улучшения процесса истечения жидкости. При этом скорость и расход определяются по формулам (3.3.1) и (3.3.2), но со своими коэффициентами φ и μ .

Заметим, что для вертикально расположенных насадков при определении расчетного напора необходимо учитывать длину насадка. Так, для случая на рис. 3.3.1 имеем

$$H = H_1 + l + (p_1 - p_2) / \rho g.$$

Одним из наиболее распространенных является внешний цилиндрический насадок (рис. 3.3.3), для которого в приближенных расчетах, обычно, принимают $\varphi = \mu = 0,82$, $\varepsilon = 1,0$.

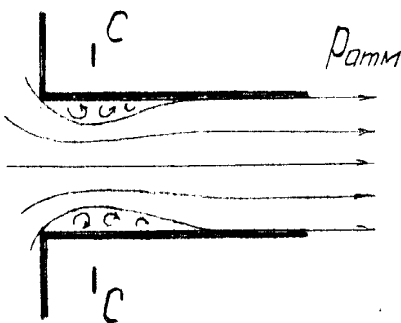


Рис. 3.3.3

Благодаря наличию сжатого сечения внутри насадка образуется вакуум, величина которого характеризуется вакуумметрической высотой $h_{\text{вак}} \approx 0,75H$. Предельная величина вакуума в сжатом сечении ограничена значениями атмосферного давления $p_{\text{атм}}$ и давления насыщенных паров $p_{\text{н.п}}$. Последнее зависит от рода жидкости и температуры. При значениях H , близких к

$$H_{\text{пред}} = \frac{h_{\text{вак.пред}}}{0,75} = \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{н.п}}}{0,75\rho g},$$

нарушается сплошность движения, внутри насадка возникает кавитация. При $H > H_{\text{пред}}$ происходит срыв

потока – струя отрывается от внутренней поверхности насадка, истечение будет происходить так же, как и через отверстие в тонкой стенке.

Истечение при переменном напоре. Расчет опорожнения и заполнения емкостей, судовых отсеков и цистерн, площадь горизонтальных сечений которых велика по сравнению с площадью перепускных отверстий, арматуры, производится без учета сил инерции в резервуарах и перепускных устройствах. Процесс истечения за бесконечно малый промежуток времени рассматривается как установившийся. Мгновенный расход Q определяется при этом по формуле

$$Q = \mu S \sqrt{2g(h + (p_1 - p_2) / \rho g)},$$

где μ – коэффициент расхода выпускного устройства, отнесенный к площади S выходного отверстия. Вместо коэффициента μ , может быть использован коэффициент потерь напора ζ на выпускном устройстве $\mu = 1/\sqrt{\zeta}$; p_1, p_2 – давление в резервуаре и в пространстве, куда происходит истечение жидкости (рис. 3.3.4).

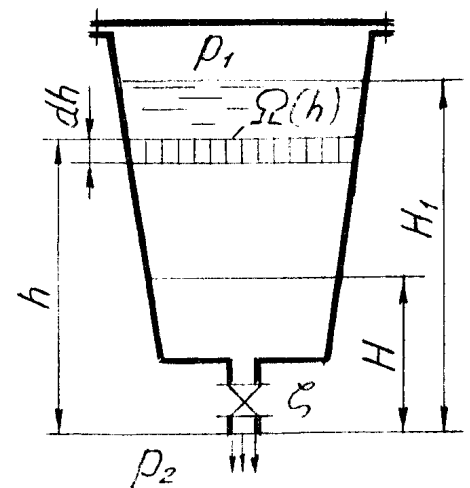


Рис. 3.3.4

Для маловязких жидкостей коэффициенты μ и ζ можно принимать постоянными в течение всего процесса. Тогда время частичного опорожнения сосуда от начального условия H_1 до уровня H определится по формуле

$$t = \frac{1}{\mu S \sqrt{2g}} \int_{H_1}^H \frac{\Omega(h) dh}{\sqrt{h + (p_1 - p_2) / \rho g}},$$

где $\Omega(h)$ – площадь поверхности жидкости в резервуаре.

Для призматического резервуара, у которого $\Omega(h) = \Omega = \text{const}$, при постоянстве $(p_1 - p_2)$ будем иметь

$$t = \frac{2\Omega}{\mu S \sqrt{2g}} \left[\sqrt{H_1 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}} - \sqrt{H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}} \right].$$

Время полного опорожнения резервуара в этом случае получим, приняв $H=0$.

Истечение через гидроаппараты. В этом случае истечение всегда происходит в среду, заполненную той же самой жидкостью (истечение под уровень). Теряемая на вихреобразования энергия, в этом случае, может быть учтена коэффициентом расхода μ . Поэтому расход Q жидкости через гидроаппараты (дрессели и клапаны) рассчитывают по формуле

$$Q = \mu S \sqrt{2\Delta p / \rho},$$

где S – площадь проходного сечения; Δp – перепад давления на рассматриваемом элементе; ρ – плотность жидкости.

Указания к решению задач:

- при решении задач, рассматривающих работу гидроцилиндра, необходимо использовать уравнение равновесия поршня: сумма всех сил, приложенных к нему, равна нулю;
- жидкость считать несжимаемой, а движение поршня – равномерным;
- утечками и трением в цилиндре, а также весом поршней и штоков пренебречь;
- расход через последовательно соединенные элементы один и тот же, а при разделении потока его расход равен сумме расходов в ответвлениях.

Следует иметь ввиду, что в гидроцилиндре с односторонним штоком из-за наличия штока расход жидкости по разные стороны поршня будет различным:

$$Q_1 = v_{\text{п}} \pi D^2 / 4 - \text{со стороны поршневой полости};$$

$$Q_2 = v_{\text{п}} \pi (D^2 - D_{\text{шт}}^2) / 4 - \text{со стороны штоковой полости}.$$

Здесь $v_{\text{п}}$ – скорость движения поршня; D и $D_{\text{шт}}$ – диаметры поршня и штока.

3.3.2. Примеры решения задач

Задача 1. Бак разделен на две секции переборкой, в которой имеется отверстие с острой кромкой. В левую секцию поступает вода в количестве $Q=50$ л/с. Из каждой секции вода вытекает через внешний цилиндрический насадок. Диаметры насадок и отверстия в переборке одинаковы и равны 60 мм.

Определить расход воды через каждый насадок, полагая отверстие в переборке затопленным, а уровни воды в обеих секциях постоянными.

Дано: $Q=50$ л/с= $0,050$ м³ / с;

$d=60$ мм= $0,060$ м.

Определить: $Q_{\text{л}}$, $Q_{\text{п}}$.

Решение. 1. Из условия постоянства уровня H имеем: расход через правый насадок $Q_{\text{п}}$ должен равняться расходу через отверстие, т. е. $Q_{\text{п}}=Q_0$ или

$$\mu_{\text{н}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH_2} = \mu_0 \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH}, \quad (3.3.4)$$

где $\mu_0, \mu_{\text{н}}$ – коэффициенты расхода через отверстие и внешний цилиндрический насадок.

2. Из условия постоянства уровней воды следует, что

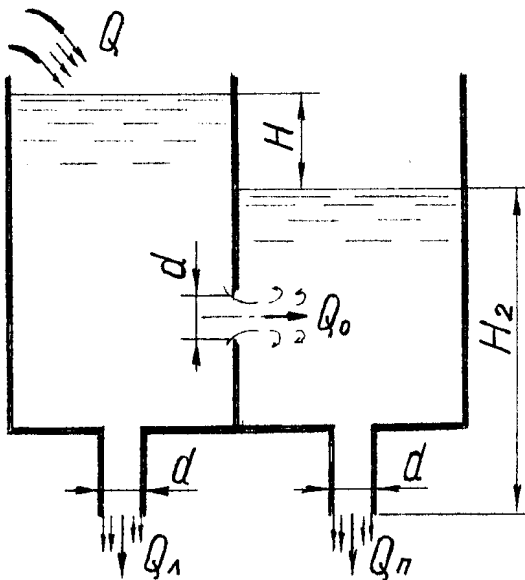


Рис. 3.3.5

$$Q = Q_{\text{л}} + Q_{\text{п}} = \mu_{\text{н}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g(H + H_2)} + \mu_{\text{н}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH_2}. \quad (3.3.5)$$

3. Из (3.3.4) имеем $H = H_2 \mu_{\text{н}}^2 / \mu_0^2$. Подставим H в (3.3.5):

$$\mu_{\text{н}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g \left(H_2 \frac{\mu_{\text{н}}^2}{\mu_0^2} + H_2 \right)} + \mu_{\text{н}} \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2gH_2} = Q.$$

Отсюда находим выражение для напора H_2 :

$$H_2 = \frac{16Q^2}{\mu_{\text{н}}^2 \pi^2 d^4 \cdot 2g \left(\sqrt{\mu_{\text{н}}^2 / \mu_0^2 + 1} + 1 \right)^2}.$$

Полагая $\mu_0=0,62$ и $\mu_{\text{н}}=0,82$, получим $H = 3,36 \cdot 0,82^2 / 0,62^2 = 5,88$ м,

$$H_2 = \frac{16 \cdot 0,050^2}{0,82^2 \cdot 3,14^2 \cdot 0,060^4 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot \left(\sqrt{0,82^2 / 0,62^2 + 1} + 1 \right)^2} = 3,36 \text{ м.}$$

4. Используя выражения для расхода, через левый и правый насадки, будем иметь

$$Q_{\text{л}} = 0,82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,060^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (5,88 + 3,36)} = 0,312 \text{ м}^3 / \text{с} = 31,2 \text{ л/с},$$

$$Q_{\text{п}} = 0,82 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,060^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 3,36} = 0,0188 \text{ м}^3 / \text{с} = 18,8 \text{ л/с}.$$

Задача 2. Сила давления на подвижный элемент 1 редукционного клапана (рис. 3.3.6), применяемого для понижения давления на некотором участке гидросистемы, определяется выражением $F = p_2 \pi D^2 / 4$. Определить редуцированное давление p_2 , которое будет иметь место при расходе жидкости через клапан $Q=0,6$ л/с, если давление на входе в клапан $p_1=10,0$ МПа. Вычислить для этого случая зазор y у клапана, приняв его коэффициент расхода $\mu=0,60$. Жесткость пружины $C=235$ Н/мм, ее сжатие $l=2,0$ мм. Диаметр клапана $D=10$ мм. Плотность жидкости $\rho = 900$ кг / м³.

Дано: $p_1=10,0$ МПа= $10,0 \cdot 10^6$ Па;

$Q=0,6$ л/с= $0,6 \cdot 10^{-3}$ м³/с;

$C=235$ Н/мм= $235 \cdot 10^3$ Н/м;

$l=2,0$ мм= $2,0 \cdot 10^{-3}$ м;

$\rho = 900$ кг / м³.

Определить: y .

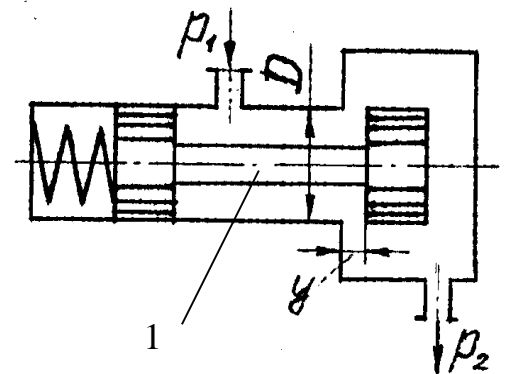


Рис. 3.3.6

Решение. 1. Так как давление p_1 действует одинаково на левую и правую части подвижного элемента 1 , то условие его равновесия запишется в виде

$$F_{\text{пр}} = cl = p_2 \pi D^2 / 4.$$

Откуда

$$p_2 = \frac{4cl}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 235 \cdot 10^3 \cdot 2,0 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,010^2} = 6,0 \cdot 10^6 \text{ Па} = 6,0 \text{ МПа}.$$

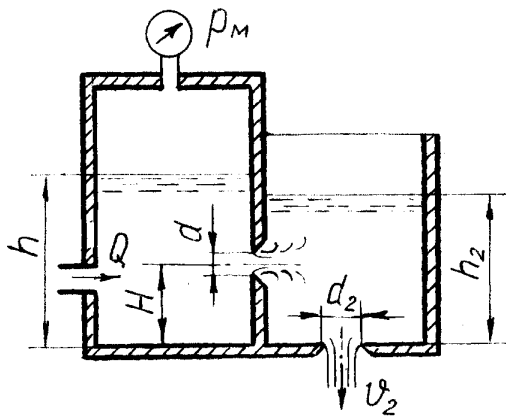
2. Расход жидкости через щель клапана площадью S будет определяться выражением

$$Q = \mu S \sqrt{2(p_1 - p_2) / \rho}. \quad (3.3.6)$$

Учитывая, что $S = \pi D y$, из (3.3.6) получим

$$y = \frac{Q}{\mu\pi D \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho}} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3}}{0,60 \cdot 3,14 \cdot 0,010 \cdot \sqrt{2(10,0 - 6,0) \cdot 10^6 / 900}} = 0,34 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,34 \text{ мм}$$

3.3.3. Контрольные задания по теме



К задаче 51

Задача 51. В вертикальной стенке, разделяющей бак на две части, расположено круглое отверстие диаметром d на высоте H . В его левой замкнутой части уровень воды h и показание манометра p_m , расход через отверстие $Q=3,1$ л/с.

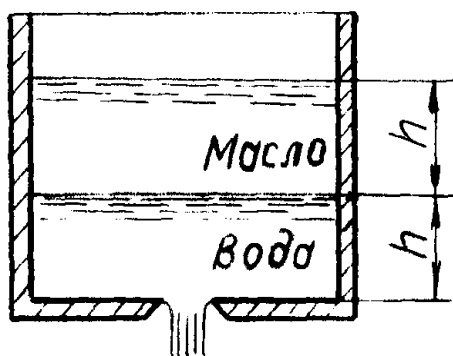
Определить уровень воды h_2 в правой секции, диаметр донного отверстия d_2 и скорость v_2 в сжатом сечении струи, вытекающей из бака. Напоры в обеих секциях считать постоянными.

Задача 52. Определить, пренебрегая потерями напора, начальную скорость истечения жидкости из сосуда, заполненного слоями воды и масла (относительная плотность $\delta=0,80$) одинаковой высоты h .

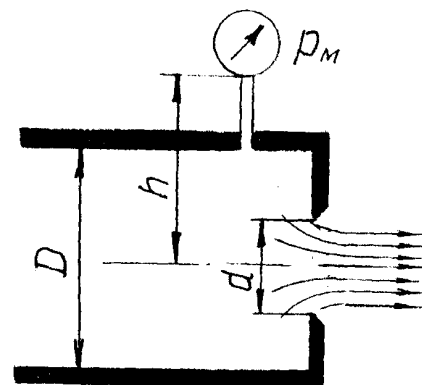
Определить начальную скорость истечения при заполнении сосуда только водой или только маслом до уровня $2h$.

Задача 53. Определить расход воды Q через отверстие с острой кромкой диаметром d , выполненное в торце трубы диаметром D , если показание манометра перед отверстием p_m и высота расположения манометра над осью трубы h . Как изменится расход, если к отверстию присоединить цилиндрический насадок? Давление на выходе из насадка атмосферное.

К задаче 52



К задаче 53



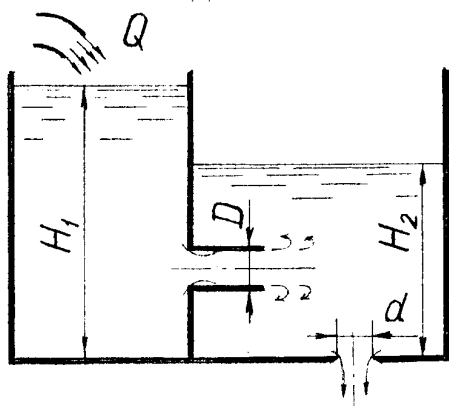
Задача 54. В бак, разделенный на две секции переборкой, имеющей отверстие диаметром d с острой кромкой, поступает вода в количестве $Q=75$ л/с. Из каждой секции вода вытекает через цилиндрический насадок. Диаметр насадка, присоединенного к правой секции, равен диаметру отверстия. Предполагая, что отверстие в переборке затоплено, а режим истечения установившийся, определить диаметр насадка левой секции, чтобы расходы через оба насадка стали равными.

Указание. Использовать рис. 3.3.5, предполагая диаметр насадка левой секции неизвестным.

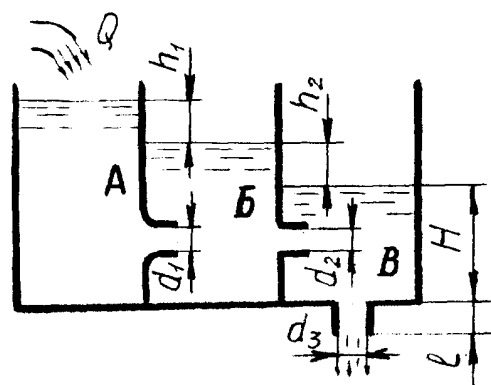
Задача 55. В бак, разделенный перегородкой на два отсека, подается керосин в количестве $Q=4,0$ л/с. В перегородке имеется цилиндрический насадок, диаметр которого D . Керосин из второго отсека через отверстие диаметром d вытекает наружу, в атмосферу. Определить высоты H_1 , H_2 уровней керосина, считая их постоянными.

Задача 56. В резервуар А подается вода, откуда через сопло диаметром D перетекает в резервуар Б. Далее через цилиндрические насадки вода попадает в резервуар В и, наконец, вытекает в атмосферу. Диаметры насадок соответственно $d_1=10$ мм и $d_2=6$ мм, а длина $l=25$ мм. Высота уровня воды в резервуаре В равна H . Определить расход воды через систему и перепады уровней h_1 и h_2 , предполагая режим установившимся. Коэффициент расхода сопла принять $\mu=0,97$.

К задаче 55

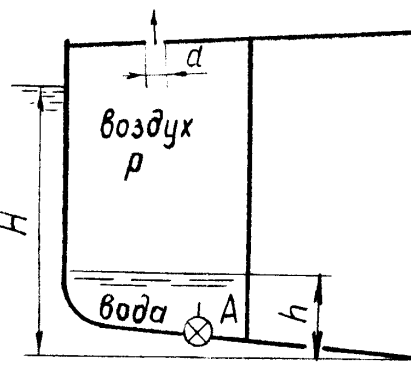


К задаче 56



Задача 57. Определить избыточное давление в отсеке, затопляемом заборной водой через кингстон А площадью $S_1 = 0,1$ м² с коэффициентом местной потери напора $\zeta_1 = 2$ для положения, когда уровни воды снаружи $\zeta_1 = 2$ и внутри отсека соответственно равны H и h . Воздух вытесняется через круглое отверстие диаметром d .

Сжимаемость воздуха не учитывать, т. е. Полагать $\rho = 1,23$ кг/м³ = const.



К задаче 57

Задача 58. Прямоугольный тонкостенный понтон размерами $L=5$ м, $B=2$ м и H имеет массу, соответствующую начальной осадке $T_0=0,15$ м, и находится на плаву без крена и дифферента. Определить время полного затопления ($T=H$) с момента открытия в днище понтона отверстия диаметром d .

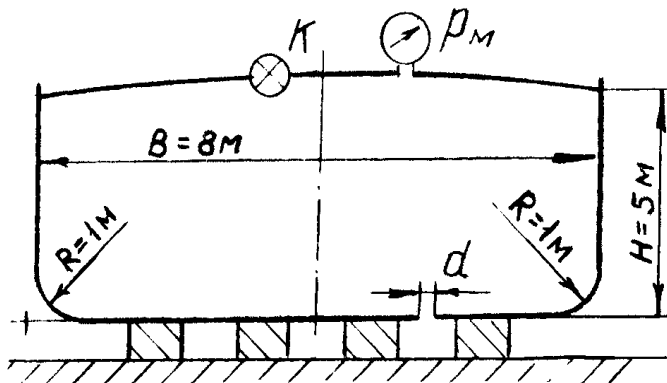
Задача 59. Определить время опорожнения резервуара диаметром D с вертикальной осью через донное круглое отверстие, диаметр которого d . Начальный уровень жидкости H , избыточное давление над ней $p_m = \text{const}$. Как изменится время опорожнения, если: а) $p_m=0$; б) $p_m=0$ и к отверстию присоединить внешний цилиндрический насадок длиной 250 мм.

Задача 60. Отсек судна с сечением, изображенном на рисунке, длиной $L=10,0$ м при гидравлических испытаниях заполнен водой под давлением p_m . Определить время опорожнения отсека через донное отверстие диаметром d , если одновременно будет открыт клапан K . Как изменится время опорожнения, если над поверхностью воды в отсеке поддерживать постоянное избыточное давление p_m ?

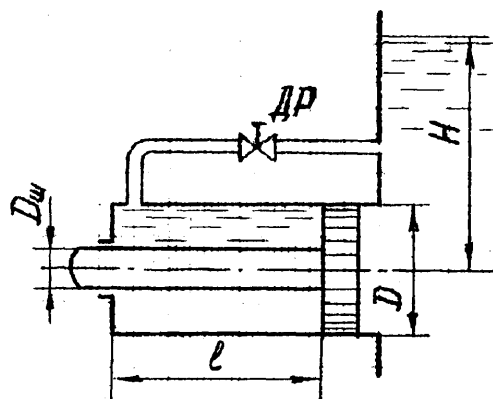
Задача 61. Гидравлическое реле времени состоит из цилиндра, в котором помещен поршень со штоком-толкателем, диаметр которых соответственно D и $D_{ш}$. Цилиндр присоединен к емкости с постоянным уровнем H жидкости. Под действием давления, передающегося из емкости в правую полость цилиндра, поршень перемещается, вытесняя жидкость из левой полости в ту же емкость через трубку под уровень $h = 0,5$ м и дроссель с площадью проходного сечения $S_0 = 25 \text{ мм}^2$.

Вычислить время срабатывания реле, определяемое перемещением поршня на расстояние $l=100$ мм из начального положения до упора в торец цилиндра. Коэффициент расхода дросселя принять $\mu=0,65$. Потерями в трубке, кроме потерь напора на дросселе, пренебречь.

К задаче 60



К задаче 61

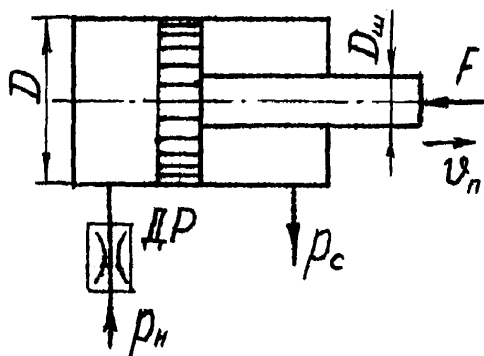


Задача 62. Определить скорость перемещения гидротормоза диаметром D , нагруженного силой F , если перетекание жидкости (относительная плотность $\delta = 0,90$) из нижней полости цилиндра в верхнюю происходит через два отверстия диаметром d . Коэффициент расхода μ принять, как для отверстия в тонкой стенке. Давление жидкости над поршнем не учитывать.

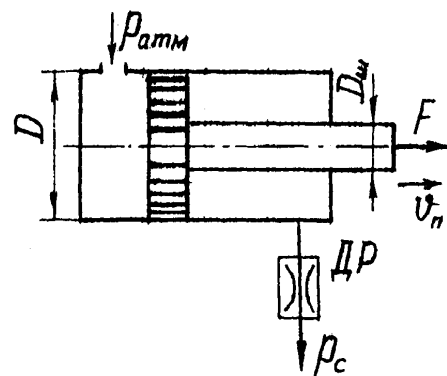
Задача 63. Определить скорость поршня гидроцилиндра при движении против нагрузки F . Давление на входе в дроссель ДР p_H , на сливе $p_C = 0,30$ МПа.

Диаметры: поршня D , штока $D_{ш}$, отверстия дросселя d . Коэффициент расхода дросселя принять $\mu = 0,62$. Рабочая жидкость – масло ($\rho = 900$ кг / м³).

К задаче 62

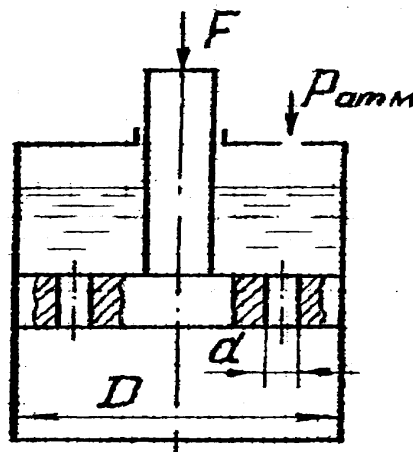


К задаче 63



Задача 64. Определить площадь проходного сечения дросселя ДР, установленного на сливе гидроцилиндра, при условии движения штока цилиндра под действием внешней нагрузки F со скоростью $v_{ш} = 100$ мм/с. Диаметры: поршня D , штока $D_{ш}$. Избыточное давление на сливе p_M . Коэффициент расхода дросселя принять $\mu = 0,65$. Рабочая жидкость – масло ($\rho = 850$ кг / м³).

К задаче 64



Задача 65. Определить скорость движения поршня диаметром D под действием силы F на штоке диаметром $D_{ш}$. Проходное сечение дросселя ДР $S_0 = 2,0 \text{ мм}^2$, его коэффициент расхода $\mu = 0,75$, избыточное давление слива $p_c = p_m$. Давление в штоковой части цилиндра принять равным нулю, потерями давления от гидроцилиндра до дросселя пренебречь. Рабочая жидкость – масло ($\rho = 900 \text{ кг / м}^3$).

Задача 66. Рабочая жидкость ($\rho = 850 \text{ кг / м}^3$) подается от насоса в гидроцилиндр, а затем через два отверстия диаметром d в поршне и гидродроссель ДР на слив. Определить площадь проходного сечения дросселя для случаев:

- поршень находится в неподвижном равновесии под действием силы F ;
- поршень перемещается со скоростью $v_{п} = 10 \text{ мм/с}$ влево против нагрузки F .

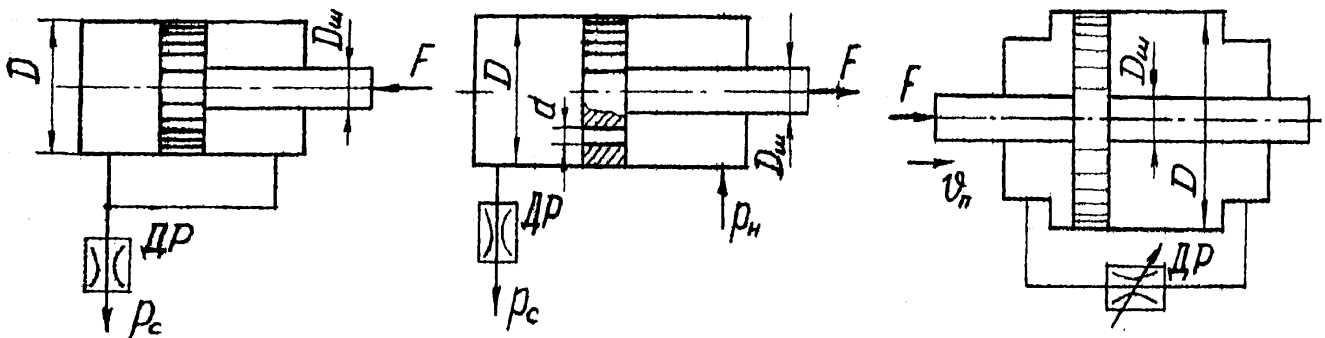
Диаметры: поршня D , штока $D_{ш}$. Давление насоса p_n , давление на сливе $p_c = 0$. Коэффициент расхода принять для отверстия в поршне $\mu_0 = 0,80$, а дросселя $\mu_{др} = 0,65$.

Задача 67. Правая и левая полости цилиндра гидротормоза сообщаются между собой посредством рабочей жидкости ($\rho = 900 \text{ кг / м}^3$) через дроссель ДР с проходным отверстием диаметра d и коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Определить скорость перемещения поршня размерами D и $D_{ш}$ под действием силы F , учитывая потери давления в гидрролинии только на дросселе.

К задаче 65

К задаче 66

К задаче 67

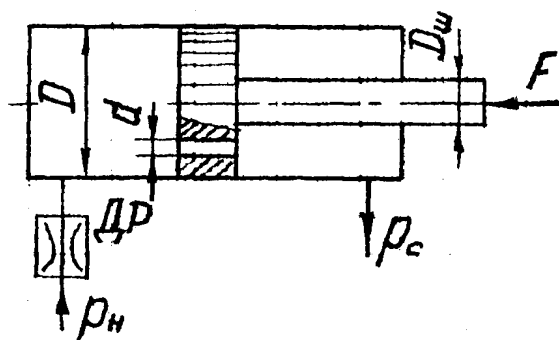


Задача 68. Жидкость плотностью $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ подается от насоса через дроссель ДР в гидроцилиндр, а затем через четыре отверстия диаметром d на слив. Определить площадь проходного сечения дросселя, если поршень движется против нагрузки F со скоростью $v_{\text{п}} = 4,0 \text{ см/с}$. Диаметры: поршня D , штока $D_{\text{ш}}$. Давление насоса $p_{\text{н}}$, давление на сливе $p_{\text{с}} = 0$. Коэффициенты расхода принять для отверстия в поршне $\mu_0 = 0,82$, а дросселя $\mu_{\text{др}} = 0,60$.

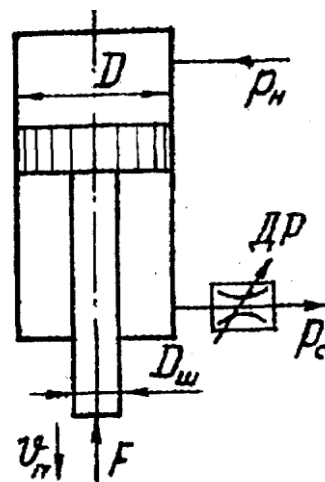
Задача 69. Рабочая жидкость ($\rho = 850 \text{ кг/м}^3$) подводится в поршневую полость гидроцилиндра под давлением $p_{\text{н}}$. На линии слива установлен дроссель ДР с проходным отверстием диаметра d и коэффициентом расхода $\mu = 0,65$. Давление на сливе $p_{\text{с}} = 0,10 \text{ МПа}$, усилие на штоке F . Диаметры: поршня D , штока $D_{\text{ш}}$. Определить скорость перемещения поршня. Каким должен быть диаметр сечения дросселя (при $\mu = 0,65$), чтобы скорость поршня стала равной $v_{\text{п}} = 5,0 \text{ см/с}$?

Задача 70. На рисунке показана упрощенная схема самолетного гидropневмоамортизатора. Процесс амортизации при посадке самолета происходит за счет проталкивания рабочей жидкости ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$) через отверстие диаметром d (коэффициент расхода $\mu = 0,75$) и за счет сжатия воздуха. Диаметр поршня D . Определить скорость движения цилиндра относительно поршня в начальный момент амортизации, когда давление воздуха в верхней части амортизатора $p_{\text{м}}$, расчетное усилие F .

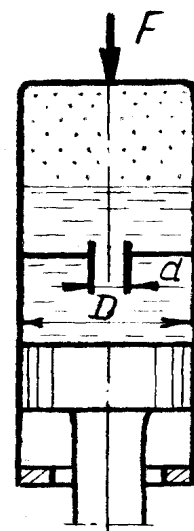
К задаче 68



К задаче 69



К задаче 70



Задача 71. Для пропуска воды в стенку заделана короткая труба диаметром d . Определить скорость истечения, расход воды и разрежение, возникающее внутри трубы (сечение 2 – 2), если H_1 и H_2 заданы.

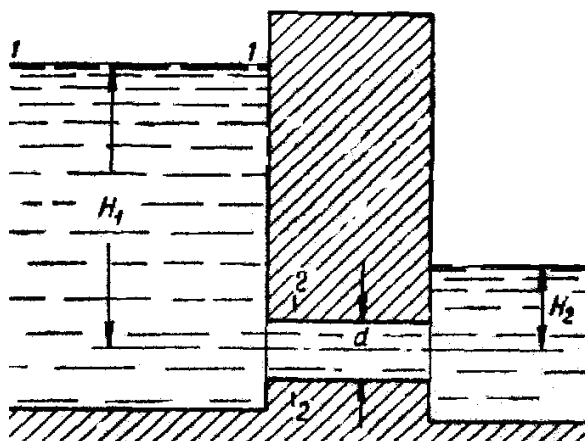
Задача 72. Определить расход бензина ($\rho=700 \text{ кг/м}^3$) через жиклер карбюратора диаметром d , коэффициент расхода которого $\mu=0,8$. Бензин поступает к жиклеру из поплавковой камеры благодаря вакууму, который создается в диффузоре карбюратора. Выходное сечение бензотрубки расположено на h выше уровня бензина в поплавковой камере, вакуум в диффузоре $p_{\text{вак}}$, давление в поплавковой камере – атмосферное. Потерями напора в бензотрубке пренебречь.

Задача 73. Определить диаметры двух одинаковых отверстий в поршне гидротормоза, при которых скорость перемещения поршня v при нагрузке R . Диаметр поршня D , ширина манжеты δ , коэффициент трения в манжете f , плотность тормозной жидкости $\rho=870 \text{ кг/м}^3$, коэффициент расхода отверстия $\mu=0,8$. Весом поршня и жидкости над ним пренебречь.

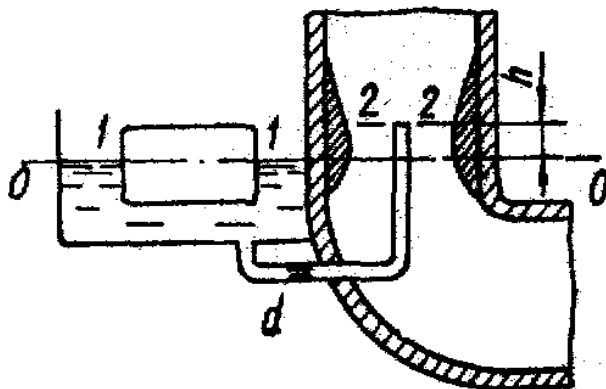
Задача 74. Определить утечку воды Q из тепловой сети через образовавшееся в результате аварии отверстие в стенке трубопровода, если известны: избыточное давление в сети $p_{\text{изб}}$; температура воды ($\rho=1000 \text{ кг/м}^3$); площадь отверстия F . Коэффициент расхода отверстия $\mu=1,0$.

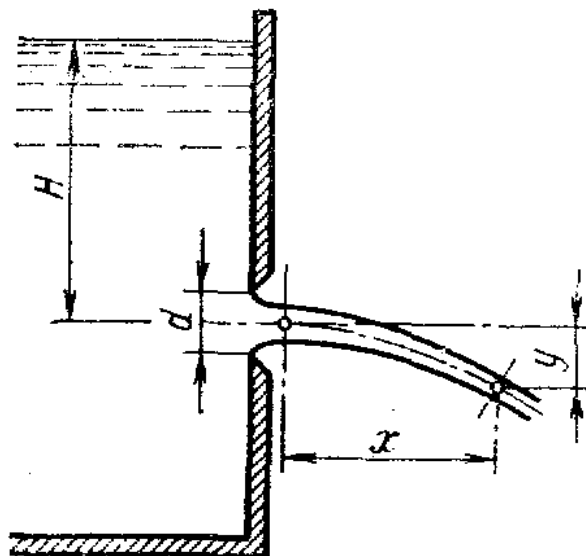
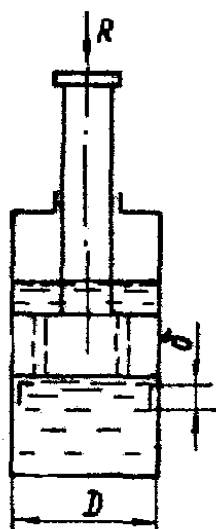
Задача 75. Определить коэффициенты расхода, скорости, сжатия и сопротивления при истечении воды в атмосферу через отверстие диаметром d под напором H , если известны расход Q и координаты центра одного из сечений струи x и y .

К задаче 71



К задаче 72





3.4. Гидравлический расчет трубопроводов

3.4.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

По способам гидравлического расчета трубопроводы делятся на простые и сложные. **Простым** называется трубопровод, состоящий из одной линии труб постоянного или переменного сечения без ответвлений. Отличительной особенностью простого трубопровода является постоянство расхода в любом сечении по всей его длине. **Сложными** называются трубопроводы, содержащие какие-либо ответвления (параллельное соединение труб или разветвление). Всякий сложный трубопровод можно рассматривать как совокупность нескольких простых трубопроводов, соединенных между собой параллельно или последовательно. Поэтому в основе расчета любого трубопровода лежит задача о расчете простого трубопровода.

Движение жидкости в напорных трубопроводах происходит благодаря тому, что ее энергия (напор) в начале трубопровода больше, чем в конце. Этот перепад уровней энергии создается различными способами: работой насоса, за счет разности уровней жидкости, давлением газа и пр.

Основными расчетными соотношениями для простого трубопровода являются:

– уравнение Бернулли, устанавливающее соотношение между удельными (отнесенными к единице веса) энергиями жидкости в двух сечениях потока:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}; \quad (3.4.1)$$

– уравнение расхода:

$$Q = \text{const (вдоль потока)} \text{ или } v_1 S_1 = v_2 S_2; \quad (3.4.2)$$

– формулы для расчета потерь напора на трение по длине трубы и в местных сопротивлениях:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad \text{и} \quad h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g}, \quad (3.4.3)$$

которые после выражения скорости v через расход Q ($v = 4Q/\pi d^2$) принимают вид

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4} \quad \text{и} \quad h_{\text{м}} = \zeta \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (3.4.4)$$

В формулах (3.4.1) – (3.4.4):

z_1 и z_2 – геометрические высоты центров тяжести сечений над произвольной горизонтальной плоскостью сравнения; p_1 и p_2 – давления в центрах тяжести сечений; v_1 и v_2 – средние скорости в сечениях; α_1 и α_2 – коэффициенты кинетической энергии в сечениях (расчетные значения для потока в круглой трубе: $\alpha=2$ – при ламинарном режиме, $\alpha=1$ – при турбулентном режиме); S_1 и S_2 – площади сечений; ρ – плотность жидкости; $\sum h_{1-2}$ – суммарная потеря полного напора на пути от первого до второго сечения; l и d – длина и диаметр трубы; λ – коэффициент гидравлического трения; ζ – коэффициент местного сопротивления.

Использование формул (3.4.3) связано с выбором коэффициентов гидравлического трения λ и местных сопротивлений ζ . Расчетные значения этих величин, а также коэффициенты кинетической энергии α зависят от режима течения жидкости.

Для определения режима необходимо найти число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu} \quad (3.4.5)$$

(здесь ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости) и сравнить его с критическим значением $\text{Re}_{\text{кр}}=2300$. Если $\text{Re} \leq \text{Re}_{\text{кр}}$, то режим течения ламинарный; при $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}$ – режим турбулентный.

Ниже приведены расчетные формулы для коэффициента гидравлического трения λ при различных режимах течения.

При ламинарном режиме $\lambda_{\text{л}}$ однозначно зависит от числа Рейнольдса:

$$\lambda_{\text{л}} = f(\text{Re}) = 64/\text{Re}. \quad (3.4.6)$$

При турбулентном режиме $\lambda_{\text{т}}$ в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости Δ/d : $\lambda_{\text{т}} = f(\text{Re}, \Delta/d)$. Здесь Δ – эквивалентная абсолютная шероховатость стенок трубы. Универсальной формулой, учитывающей одновременно оба фактора, является формула Альтшуля.

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (3.4.7)$$

При малых значениях Re и Δ/d ($\text{Re} < 20d/\Delta$) (3.4.7) обращается в формулу Блазиуса для так называемых гидравлически гладких труб

$$\lambda_T = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}. \quad (3.4.8)$$

Наоборот, при больших Re и Δ/d (3.4.7) принимает вид формулы Шифринсона для зоны квадратичного сопротивления:

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (3.4.9)$$

Для удобства пользования формулой Альтшуля в прил. 5 приведен график $\lambda_T = f(\text{Re}, \Delta/d)$.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ в общем случае определяются геометрической формой сопротивления и величиной числа Рейнольдса. При ламинарном режиме коэффициент ζ зависит от обоих этих факторов, а при турбулентном режиме – только от формы местного сопротивления. Численные значения коэффициентов ζ находят в справочной литературе. При подсчете местных потерь по формуле (3.4.3) следует обращать внимание на указания, к какой скорости (до или после сопротивления) отнесены коэффициенты ζ . В задачах данного сборника коэффициенты ζ обычно заданы или приведены в приложении и отнесены к скорости после местного сопротивления. Исключение составляет коэффициент $\zeta_{\text{вых}}$ (выход из трубы в резервуар), который отнесен к скорости перед местным сопротивлением.

Как указано выше, решение задач данного раздела связано с использованием уравнения Бернулли (3.4.1). При его применении в конкретном расчете необходимо учитывать приведенные ниже рекомендации. Сначала следует задать на рисунке два расчетных сечения и плоскость сравнения. В качестве сечений рекомендуется брать:

- свободную поверхность жидкости в резервуаре, где скорость равна нулю, т.е. $v=0$;
- выход потока в атмосферу, где давление в сечении струи равно давлению окружающей среды, т.е. $p_{\text{абс}} = p_{\text{атм}}$ или $p_{\text{изб}} = 0$;
- сечение, в котором задано или необходимо определить давление (показания манометра или вакуумметра);
- сечение под поршнем, где избыточное давление определяется внешней нагрузкой.

Плоскость сравнения удобно проводить через центр тяжести одного из расчетных сечений, обычно расположенного ниже (тогда геометрические высоты сечений $z \geq 0$).

Далее рекомендуется записать уравнение Бернулли в общем виде (3.4.1), а затем переписать его, выразив каждый член уравнения через заданные

величины, исключив при этом члены, равные нулю. Необходимо также помнить следующее:

– положительные значения геометрических высот z_1, z_2 , входящих в правую и левую части уравнения, всегда отсчитываются от плоскости сравнения вверх;

– давления p_1, p_2 должны быть заданы в одной системе отсчета (абсолютной или избыточной); если какое-либо из них задано как вакуумметрическое давление, то его следует выразить через избыточное давление;

– суммарную потерю напора $\sum h_{1-2}$ следует представить подробно в виде суммы потерь на трение по длине и местных потерь, определяемых формулами (3.4.3) или (3.4.4).

Для удобства расчетов введем понятие расчетного напора:

$$H = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g}. \quad (3.4.10)$$

Расчеты простых трубопроводов сводятся к трем типовым задачам: определению напора (или давления), расхода и диаметра трубопровода. Ниже рассмотрена методика решения этих задач для простого трубопровода постоянного сечения.

Задача I. Дано: размеры трубопровода l и d , шероховатость его стенок Δ , свойства жидкости (ρ, ν), расход жидкости Q .

Определить: требуемый напор H (одну из величин, определяющих напор).

Решение.

1. Составляется уравнение Бернулли с учетом приведенных выше рекомендаций.

2. Уравнение решается относительно H .

Полученная расчетная формула содержит неизвестный коэффициент λ .

3. По формуле (3.4.5) определяется Re и устанавливается режим движения.

4. Находится значение λ по формуле (3.4.6) или (3.4.7) в зависимости от режима движения.

5. По формуле, полученной в п. 2, определяется H и по (3.4.10) искомая величина.

Задача II. Дано: размеры трубопровода l и d , шероховатость его стенок Δ , свойства жидкости (ρ, ν), напор H . Определить расход Q .

Решение.

1. Составляется уравнение Бернулли с учетом приведенных выше рекомендаций.

2. Уравнение решается относительно искомой величины Q . Полученная формула содержит неизвестный коэффициент λ , зависящий от Re . Непосредственное нахождение λ в условиях данной задачи затруднено, так как при неизвестном Q не может быть заранее установлено Re . Поэтому

дальнейшее решение задачи выполняется методом последовательных приближений.

3. Задается режим течения. Это можно сделать, основываясь на вязкости жидкости (вода, бензин, керосин, дизельное топливо – турбулентный режим; масло, нефть – ламинарный), но с последующей проверкой по результатам расчета. Можно также режим течения определить сразу однозначно, сравнивая расчетный напор H с его критическим значением:

$$H_{кр} \approx \frac{32\nu^2 l}{gd^3} Re_{кр} . \quad (3.4.11)$$

Если $H < H_{кр}$, то режим – ламинарный. При $H > H_{кр}$ режим – турбулентный.

4. При **ламинарном** режиме расход определяется из формулы

$$H = \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} \lambda_{л} \frac{L}{d} = \frac{128\nu L}{\pi g d^4} Q, \quad (3.4.12)$$

где $L = l + \sum l_{экр}$ – приведенная длина трубопровода; $l_{экр}$ – эквивалентные длины местных сопротивлений при ламинарном режиме. В учебных задачах последние даются, как правило, в долях длины трубопровода.

Проверяется режим течения.

В случае **турбулентного** режима определяется значение λ_1 по формуле (3.4.9), полагая в первом приближении течение в зоне квадратичного сопротивления. Если сведения о шероховатости отсутствуют (заданы гидравлически гладкие трубы), то значение λ_1 можно задать, например, $\lambda_1 = 0,03$. Принимая во внимание, что этот коэффициент изменяется в сравнительно узких пределах, большой ошибки при этом не будет.

5. Определяется $Q_1 = f(\lambda_1)$ в первом приближении по формуле, полученной в п.2.

6. Находится $Re_1 = f(Q_1)$ в первом приближении и определяется режим движения жидкости.

7. Уточняется значение λ_{II} во втором приближении по формуле (3.4.7) в зависимости от Re_1 .

8. Определяется $Q_{II} = f(\lambda_{II})$ во втором приближении по формуле п.2.

9. Находится относительная погрешность $\delta = [(Q_{II} - Q_1)/Q_{II}] 100 \%$.

Если $\delta \leq \delta_{доп}$, то решение заканчивается (для учебных задач $\delta_{доп} = 5 \%$). В противном случае выполняется решение в третьем приближении. Обычно бывает достаточно двух или трех приближений для получения приемлемой точности.

Задача III. Дано: размеры трубопроводов (кроме диаметра d), шероховатость его стенок Δ , свойства жидкости (ρ, ν), напор H , расход Q .

Определить диаметр трубопровода.

Решение.

При решении этой задачи возникают затруднения с непосредственным определением значения λ , аналогичные задаче второго типа. Поэтому решение целесообразно выполнять графоаналитическим методом.

1. Задаются несколько значений диаметров d_1, d_2, \dots, d_n .
2. Для каждого значения d_i определяется соответствующее значение напора H при заданном расходе Q (n раз разрешается задача первого типа).
3. По результатам расчета строится график $H = f(d)$.
4. По графику определяется искомый диаметр d , соответствующий заданному значению напора H .

Методика решения задач первого и второго типа для простого трубопровода, состоящего из n последовательных участков различного диаметра, не отличается от методики, изложенной выше. При этом для упрощения расчетных формул следует выражать скорости v_i на каждом участке трубопровода через скорость v_{Π} на последнем участке или через расход Q .

Используя уравнение расхода (3.4.2), получим

$$v_i = v_{\Pi} \frac{S_{\Pi}}{S_i} = v_{\Pi} \left(\frac{d_{\Pi}}{d_i} \right)^2, \text{ или } v_i = \frac{Q}{S_i} = \frac{4Q}{\pi d_i^2}.$$

Необходимо также иметь в виду, что число Рейнольдса Re_i , а следовательно, и коэффициент λ_i на каждом участке такого трубопровода имеет свое значение.

3.4.2. Примеры решения задач

Задача 1. Определить избыточное давление над поверхностью керосина (плотность $\rho = 808 \text{ кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,025 \text{ Ст}$) при его истечении из закрытого резервуара в атмосферу по трубопроводу длиной $l = 5,0 \text{ м}$ и диаметром $d = 35 \text{ мм}$, если расход $Q = 2,5 \text{ л/с}$. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{вент}} = 4,0$. Шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,05 \text{ мм}$. Уровень жидкости в резервуаре считать постоянным и равным $H_0 = 2,0 \text{ м}$ (рис.3.4.1).

- Дано: $l = 5,0 \text{ м}; \quad H_0 = 2,0 \text{ м};$
 $\rho = 808 \text{ кг/м}^3; \quad \zeta_{\text{вент}} = 4,0;$
 $\Delta = 0,05 \text{ мм} = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
 $d = 35 \text{ мм} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
 $\nu = 0,025 \text{ Ст} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{ с};$
 $Q = 2,5 \text{ л/с} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{ с}.$

Определить: $p_{\text{и}}$.

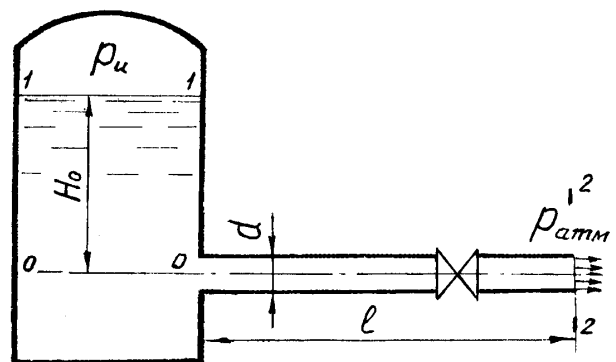


Рис. 3.4.1

Решение. 1. Составим уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 2-2 относительно плоскости сравнения 0-0:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

Имеем:

для сечения 1-1-

$$z_1 = H_0; \quad p_{\text{изб}1} = p_{\text{и}}; \quad v_1 = 0;$$

для сечения 2-2 -

$$z_2 = 0; \quad p_{\text{изб}2} = 0; \quad v_2 = v.$$

Потери напора

$$\sum h_{1-2} = h_{\text{дл}} + \sum h_{\text{м}} = (\lambda l / d + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вент}}) v^2 / 2g,$$

где $\zeta_{\text{вх}}=0,5$ – коэффициент сопротивления «вход в трубу»; λ – коэффициент гидравлического трения.

Перепишем уравнение Бернулли, выразив входящие в него величины,

$$H_0 + \frac{p_{\text{и}}}{\rho g} = \left(\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вент}} \right) \frac{v^2}{2g} \quad (3.4.13)$$

2. Из (3.4.13) получим расчетную формулу для искомой величины $p_{\text{и}}$:

$$p_{\text{и}} = \left[\left(\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вент}} \right) \frac{v^2}{2g} - H_0 \right] \rho g.$$

Выразив среднюю скорость через расход – $v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi d^2}$, будем иметь

$$p_{\text{и}} = \left[\left(\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вент}} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g} - H_0 \right] \rho g. \quad (3.4.14)$$

3. Вычислим число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}} = 36,4 \cdot 10^3.$$

Так как $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}}=2300$, то режим – турбулентный.

4. Определяем коэффициент гидравлического трения λ по универсальной формуле Альтшуля для турбулентного режима:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,05}{35} + \frac{68}{36,4 \cdot 10^3} \right)^{0,25} = 0,0264.$$

Коэффициент кинетической энергии при турбулентном режиме $\alpha_2=1,0$.

5. Находим искомую величину $p_{\text{и}}$ по формуле (3.4.14)

$$p_{\text{и}} = \left[\left(1,0 + 0,0264 \frac{5,0}{35 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0 \right) \frac{8 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3})^2}{3,14^2 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^4 \cdot 9,81} - 2,0 \right] \cdot 808 \cdot 9,81 = 9,51 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Задача 2. Определить расход при истечении керосина (плотность $\rho=808 \text{ кг/м}^3$; кинематический коэффициент вязкости $\nu=0,025 \text{ Ст}$) из закрытого резервуара с избыточным давлением $p_{\text{и}}=10,5 \text{ кПа}$ в атмосферу по трубопроводу длиной $l=5,0 \text{ м}$ и диаметром $d=35 \text{ мм}$. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{вент}} = 4,0$. Шероховатость стенок трубы $\Delta=0,05 \text{ мм}$. Уровень жидкости в резервуаре считать постоянным и равным $H_0=2,0 \text{ м}$ (см. рис. 3.4.1).

Дано: $l= 5,0 \text{ м}; \quad H_0 = 2,0 \text{ м}; \quad d=35 \text{ мм} = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
 $\rho = 808 \text{ кг/м}^3; \quad \xi_{\text{вент}} = 4,0; \quad p_{\text{и}}=10,5 \text{ кПа} = 10,5 \cdot 10^3 \text{ Па}$
 $\Delta=0,05 \text{ мм} = 10^{-3} \text{ м}; \quad \nu = 0,025 \text{ Ст} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$

Определить Q .

Решение. 1. (Составление уравнения Бернулли приведено в п.1 решения задачи 1.)

2. Получим расчетную формулу для искомой величины Q . Из уравнения

(3.4.13) имеем $v = \sqrt{\frac{2g(H_0 + p_{\text{и}}/\rho g)}{\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вент}}}}$.

Расход будет равен $Q = vS = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2g(H_0 + p_{\text{и}}/\rho g)}{\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \xi_{\text{вх}} + \xi_{\text{вент}}}}$.

Задачу решаем методом последовательных приближений.

3. Так как керосин – маловязкая жидкость, то предположим, что режим течения – турбулентный. Полагая в первом приближении, что течение в зоне квадратичного сопротивления, имеем:

коэффициент кинетической энергии $\alpha_2=1$;

коэффициент гидравлического трения $\lambda_I = 0,11(0,05/35)^{0,25} = 0,0214$.

Находим расход в первом приближении:

$$Q = \frac{3,14 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81(2,0 + 10,5 \cdot 10^3 / 808 \cdot 9,81)}{1 + 0,0214 \frac{5,0}{35 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0}} = 2,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Число Рейнольдса в первом приближении равно

$$\text{Re} = \frac{4Q}{\pi d \nu} = \frac{4 \cdot 2,65 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}} = 38,6 \cdot 10^3.$$

Так как $\text{Re} > \text{Re}_{\text{кр}} = 2300$, то режим – турбулентный.

4. Уточняем значение коэффициента λ во втором приближении:

$$\lambda_{\text{II}} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,05}{35} + \frac{68}{38,6 \cdot 10^3} \right)^{0,25} = 0,0261.$$

Расход во втором приближении равен

$$Q_{II} = \frac{3,14 \cdot (35 \cdot 10^{-3})^2}{4} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \left(2,0 + \frac{10,5 \cdot 10^3}{808 \cdot 9,81} \right)}{1 + 0,0261 \frac{5,0}{35 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0}} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Относительная погрешность:

$$\delta = \frac{(Q_{II} - Q_I)}{Q_I} 100 = \frac{(2,56 \cdot 10^{-3} - 2,65 \cdot 10^{-3})}{2,56 \cdot 10^{-3}} 100 = 3,5\%.$$

Полученная погрешность $\delta < \delta_{\text{дол}} = 5\%$, поэтому за искомый расход принимаем $Q = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с} = 2,56 \text{ л/с}$.

Задача 3. Керосин (плотность $\rho = 808 \text{ кг/м}^3$; кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,025 \text{ Ст}$) вытекает из закрытого резервуара с избыточным давлением $p_{\text{и}} = 10,5 \text{ кПа}$ в атмосферу по трубопроводу длиной $l = 5,0 \text{ м}$. Шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,05 \text{ мм}$. Коэффициент сопротивления вентиля $\zeta_{\text{вент}} = 4,0$. Уровень жидкости в резервуаре считать постоянным и равным $H_0 = 2,0 \text{ м}$.

Определить диаметр трубопровода, необходимый для обеспечения расхода $Q = 2,5 \text{ л/с}$. (см. рис. 3.4.1).

$$\begin{aligned} \text{Дано: } l &= 5,0 \text{ м}; & \zeta_{\text{вент}} &= 4,0; & p_{\text{и}} &= 10,5 \text{ кПа} = 10,5 \cdot 10^3 \text{ Па}; \\ H &= 2,0 \text{ м}; & \rho &= 808 \text{ кг/м}^3; & Q &= 2,5 \text{ л/с} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}. \\ \Delta &= 0,05 \text{ мм}; & \nu &= 0,025 \text{ Ст} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \end{aligned}$$

Определить: d .

Решение. 1. Задаемся рядом значений диаметров $d_i = 30; 40; 50 \text{ мм}$.

2. Для каждого значения диаметра решаем задачу первого типа: определяем величину напора, потребляемого для получения заданного расхода. (Составление уравнения Бернулли приведено в п.1 решения задачи 1).

Обозначим $H_0 + p_{\text{и}} / \rho g = H$ и выразим скорость через расход $v = Q/S = 4Q / \pi d^2$.

Тогда получим расчетную формулу для напора:

$$H = \left(\alpha_2 + \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вент}} \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 d^4 g}. \quad (3.4.15)$$

3. Вычисляем число Рейнольдса, соответствующее каждому диаметру:

$$\begin{aligned} \text{Re}_i &= \frac{4Q}{\pi d_i \nu} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot d_i \cdot 2,5 \cdot 10^{-6}} = \frac{1,27}{d_i} 10^3; \\ \text{Re}_1 &= \frac{1,27}{30 \cdot 10^{-3}} 10^3 = 42,3 \cdot 10^3; & \text{Re}_2 &= \frac{1,27}{40 \cdot 10^{-3}} 10^3 = 31,8 \cdot 10^3; \end{aligned}$$

$$\text{Re}_3 = \frac{1,27}{50 \cdot 10^{-3}} 10^3 = 25,4 \cdot 10^3.$$

Во всех случаях режим движения турбулентный.

Коэффициент кинетической энергии при турбулентном режиме $\alpha_2 = 1,0$.

4. Определяем коэффициент гидравлического трения по универсальной формуле Альтшуля для турбулентного режима:

$$\lambda_i = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_i} + \frac{68}{\text{Re}_i} \right)^{0,25};$$

$$\lambda_1 = 0,11 \left(0,05 / 30 + 68 / 42,3 \cdot 10^3 \right)^{0,25} = 0,0263;$$

$$\lambda_2 = 0,11 \left(0,05 / 40 + 68 / 31,8 \cdot 10^3 \right)^{0,25} = 0,0265;$$

$$\lambda_3 = 0,11 \left(0,05 / 50 + 68 / 25,4 \cdot 10^3 \right)^{0,25} = 0,0271.$$

5. Определяем значения напора по формуле (3.4.15):

$$H_1 = \left(1 + 0,0263 \frac{5,0}{30 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0 \right) \frac{8(2,5 \cdot 10^{-3})^2}{3,14^2 (30 \cdot 10^{-3})^4 9,81} = 6,31 \text{ м};$$

$$H_2 = \left(1 + 0,0265 \frac{5,0}{40 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0 \right) \frac{8(2,5 \cdot 10^{-3})^2}{3,14^2 (40 \cdot 10^{-3})^4 9,81} = 1,78 \text{ м};$$

$$H_3 = \left(1 + 0,0271 \frac{5,0}{50 \cdot 10^{-3}} + 0,5 + 4,0 \right) \frac{8(2,5 \cdot 10^{-3})^2}{3,14^2 (50 \cdot 10^{-3})^4 9,81} = 0,68 \text{ м}.$$

6. Строим график $H = f(d)$ (рис. 3.4.2).

Вычисляем заданный напор:

$$H_{\text{зад}} = H_0 + \frac{p_{\text{н}}}{\rho g} = 2,0 + \frac{10,5 \cdot 10^3}{808 \cdot 9,81} = 3,32 \text{ м}.$$

По графику находим искомый диаметр, соответствующий заданному напору, $d_{\text{иск}} = 35 \text{ мм}$

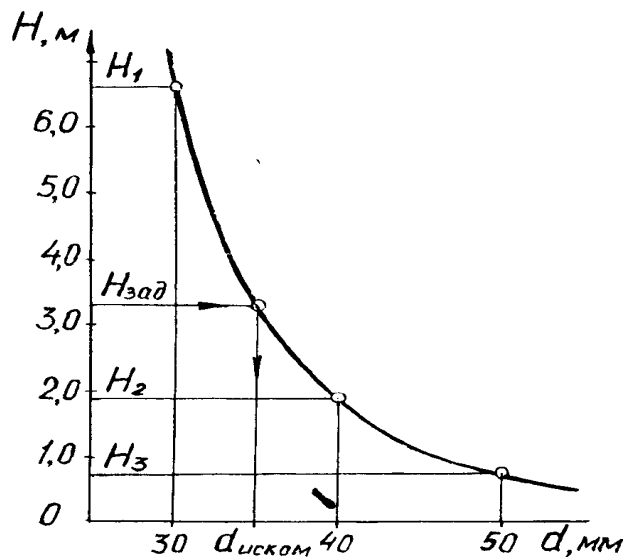


Рис. 3.4.2

3.4.3. Контрольные задания по теме

Задача 76. Из резервуара по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2) подается вода на высоту $H_2=12,0$ м. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,15$ мм. Коэффициент сопротивления для поворотов принять равным $\zeta_{пов} = 0,30$, а для крана – ζ_k . Какое давление необходимо поддерживать в резервуаре, если уровень воды в нем принять постоянным, равным H_1 , а расход воды через кран равен $Q=1,2$ л/с.

Задача 77. Из резервуара по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2) подается вода на высоту $H_2=10,0$ м. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,20$ мм. Коэффициент сопротивления для крана принять равным ζ_k , а для поворотов трубопровода – $\zeta_{пов} = 0,40$. Определить расход воды через кран, если уровень H_1 воды в резервуаре постоянный, а показание манометра составляет p_m .

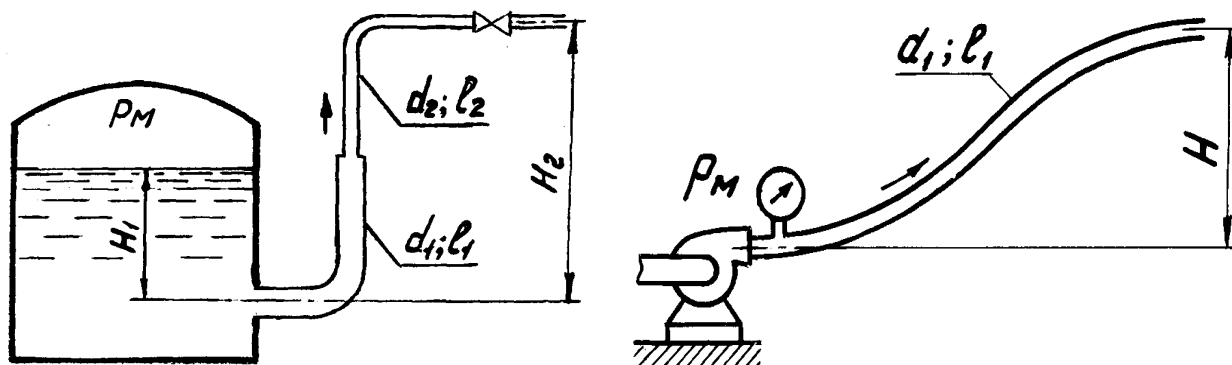
Задача 78. По трубопроводу длиной l_1 насосом подается топливо ($\rho=900$ кг/м³) на высоту H_1 . Избыточное давление, создаваемое насосом в начале трубопровода, равно p_m . Трубопровод считать гидравлически гладким. Местные потери в трубопроводе принять равными 10% потерь на трение по длине. Определить диаметр трубопровода, обеспечивающий расход топлива $Q=10,0$ л/с.

Задача 79. По напорному трубопроводу диаметром d_1 и длиной l_1 необходимо подавать насосом воду с расходом $Q=12,5$ л/с. Высота подъема воды H_1 .

Определить увеличение давления нагнетания p_m насоса при возрастающих значениях шероховатости стенок Δ в процессе эксплуатации труб от 0,20 мм до 1,2 мм.

К задачам 76, 77

К задачам 78, 79



Задача 80. По вертикальной трубе (d_1, l_1 и d_2, l_2), соединяющей закрытый и открытый резервуары, перетекает керосин ($\rho = 835 \text{ кг/м}^3$). Верхний резервуар заполнен до уровня H_1 , показание манометра составляет p_m . Коэффициент сопротивления крана ζ_k .

Определить расход керосина, считая шероховатость труб равной $\Delta = 0,2 \text{ мм}$, а уровни керосина в резервуарах постоянными.

Задача 81. Из закрытого резервуара, заполненного до уровня H_1 , по вертикальной трубе (d_1, l_1 и d_2, l_2) перетекает бензин ($\rho = 765 \text{ кг/м}^3$) в нижний открытый резервуар с расходом $Q = 1,2 \text{ л/с}$. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,10 \text{ мм}$, коэффициент сопротивления крана ζ_k .

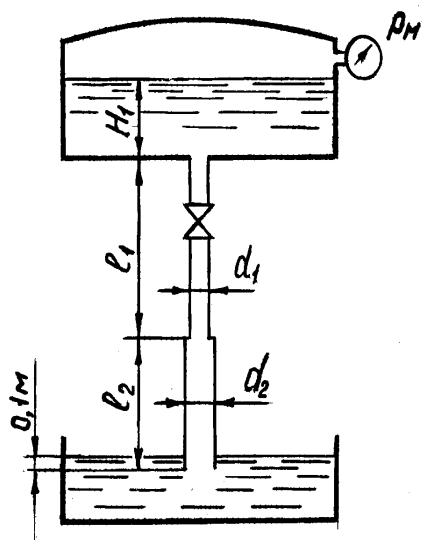
Определить показание манометра в верхнем резервуаре, считая уровни бензина в резервуарах постоянными. p_m .

Задача 82. Из открытого резервуара через вертикальную трубу (d_1, l_1 и d_2, l_2) в атмосферу вытекает вода. Уровень в резервуаре постоянный, глубина H_1 . Шероховатость стенок труб $\Delta = 0,35 \text{ мм}$. Коэффициент сопротивления крана ζ_k . Определить расход воды.

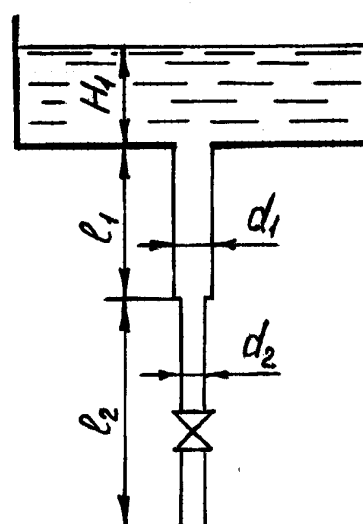
Задача 83. Из открытого резервуара через вертикальную трубу (d_1, l_1 и d_2, l_2) в атмосферу вытекает вода. Шероховатость стенок труб $\Delta = 0,50 \text{ мм}$. Коэффициент сопротивления крана ζ_k .

Считая уровень H_1 воды в резервуаре постоянным, определить его значение, если расход $Q=4,0$ л/с.

К задачам 80, 81



К задачам 82, 83



Задача 84. Насос по трубопроводу диаметром d_1 и длиной l_1 перекачивает топливо ($\rho=900$ кг/м³) в резервуар на высоту H_1 . Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,15$ мм, коэффициент сопротивления колен $\zeta_{\text{кол}}=0,40$, а вентиля $\zeta_{\text{в}}$.

Определить давление p_m , которое должен создавать насос, чтобы подать топливо с расходом $Q=25$ л/с.

Задача 85. По трубопроводу длиной l_1 насос перекачивает топливо ($\rho=880$ кг/м³) в резервуар на высоту H_1 . Манометрическое давление, создаваемое насосом, равно p_m . Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,25$ мм. Местные потери в трубопроводе принять равными 15 % потерь на трение по длине.

Определить диаметр трубопровода, обеспечивающий расход топлива $Q=5,0$ л/с.

Задача 86. Вода вытекает в атмосферу из резервуара с постоянным уровнем по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2). Горизонтальный участок заглублен под уровень на H_1 , наклонный участок имеет высоту $H_2=15,0$ м. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,20$ мм, потерю напора на повороте не учитывать.

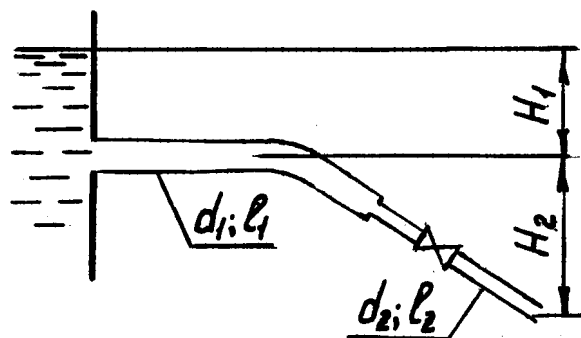
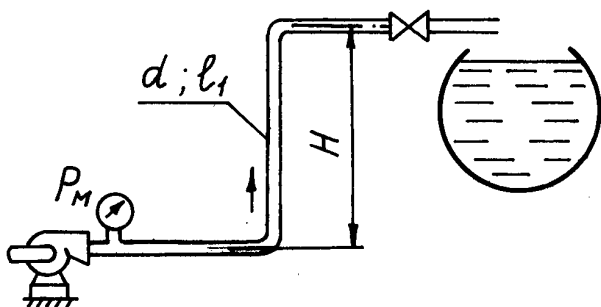
Определить, каков должен быть коэффициент сопротивления задвижки ζ при расходе в трубопроводе $Q=17$ л/с.

Задача 87. Вода вытекает в атмосферу из резервуара с постоянным уровнем по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2). Горизонтальный участок заглублен под уровень на H_1 , наклонный участок имеет высоту $H_2=18,0$ м. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta=0,50$ мм, коэффициент сопротивления вентиля ζ_v , поворота – $\zeta_{пов} = 0,25$.

Определить расход воды.

К задачам 84, 85

К задачам 86, 87



Задача 88. Насос забирает масло ($\rho = 920$ кг/м³) из открытого бака по всасывающему трубопроводу диаметром d_1 и длиной l_1 . Уровень масла в баке ниже оси насоса на H_1 . Вакуумметр, установленный перед насосом, показывает $p_{\text{вак}} = 30$ кПа.

Определить расход масла, принимая местные потери напора в трубопроводе равными 10 % от потерь на трение по длине.

Задача 89. Насос забирает масло ($\rho = 890$ кг/м³) из открытого бака по всасывающему трубопроводу диаметром d_1 и длиной l_1 . Уровень масла в баке ниже оси насоса на H_1 . Трубопровод считать гидравлически гладким, коэффициент сопротивления приемника $\zeta_{пр} = 4,0$, колена – $\zeta_{кол} = 0,5$.

Определить показание вакуумметра перед насосом, если насос обеспечивает расход $Q = 12,0$ л/с.

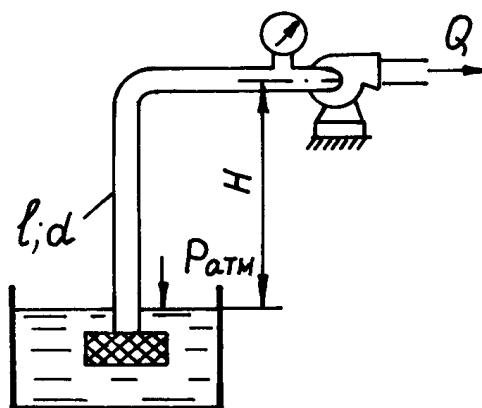
Задача 90. Из открытого резервуара по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2) происходит истечение воды в атмосферу при постоянном напоре $H = 4,0$ м. Коэффициент сопротивления крана ζ_k , шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,50$ мм.

Определить расход воды, если выходное отверстие трубопровода расположено выше входного на величину H_1 .

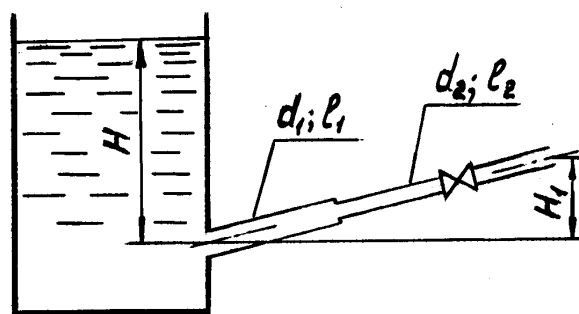
Задача 91. Из открытого резервуара по трубопроводу (d_1, l_1 и d_2, l_2) происходит истечение воды в атмосферу. Выходное отверстие расположено выше входного на величину H_1 . Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,50$ мм, коэффициент сопротивления крана ζ_k .

Определить, при каком напоре H , можно получить расход $Q = 5,6$ л/с.

К задачам 88, 89



К задачам 90, 91



Задача 92. Горизонтальная труба (d_1, l_1 и d_2, l_2) соединяет закрытый (где поддерживается избыточное давление p_m), и открытый резервуары с постоянными уровнями H_1 и H_2 ($H_2 = 1,20$ м).

Определить расход воды, если коэффициент сопротивления вентиля ζ_v , а шероховатость стенок трубы $\Delta = 0,50$ мм.

Задача 93. Закрытый и открытый резервуары с постоянными уровнями H_1 и H_2 ($H_2 = 0,80$ м) соединены горизонтальной трубой (d_1, l_1 и d_2, l_2), имеющей шероховатость стенок $\Delta = 0,50$ мм.

Какое давление p_m необходимо поддерживать в закрытом резервуаре, чтобы расход воды по трубе составлял $Q = 10$ л/с, если коэффициент сопротивления вентиля ζ_v .

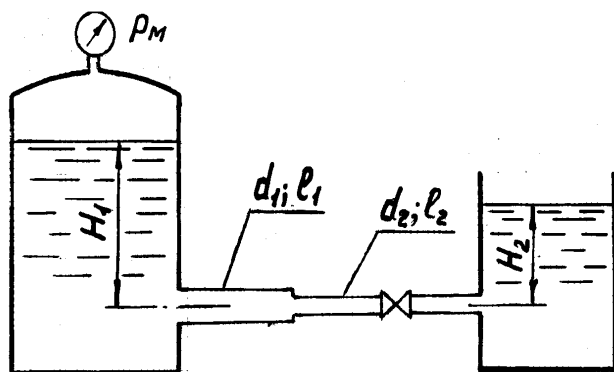
Задача 94. Определить давление на входе в шестеренный насос системы смазки, подающий расход $Q = 1,0$ л/с масла ($\rho = 890$ кг/м³). Размеры всасывающего трубопровода d_1 и l_1 , шероховатость его стенок $\Delta = 0,10$ мм. Входное сечение насоса расположено ниже свободной поверхности в масляном баке на H_1 . Местные потери в трубопроводе принимать равными 10 % потерь на трение по длине.

Как изменится давление перед насосом, если в результате нагрева вязкость масла уменьшится в 20 раз?

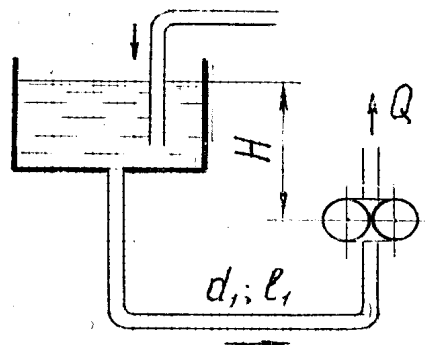
Задача 95. На входе в шестеренный насос системы смазки обеспечивается вакуум $p_{\text{вак}}=30$ кПа. Входное сечение насоса расположено ниже свободной поверхности в масляном баке на H_1 . Размеры всасывающего трубопровода d_1 и l_1 . Трубопровод считать гидравлически гладким. Местные потери в трубопроводе принимать равными 10 % потерь на трение по длине.

Определить расход Q масла ($\rho=900$ кг/м³) в трубопроводе.

К задачам 92, 93



К задачам 94, 95



Задача 96. Насос подает масло ($\rho=900$ кг/м³) в гидроцилиндр диаметром $D=150$ мм по трубопроводу длиной l_1 . Давление нагнетания насоса равно p_m . Избыточное давление в гидроцилиндре $p_r=1,5$ МПа. Трубопровод считать гидравлически гладким. Местные потери принять равными 20 % потерь на трение по длине.

Определить, каким должен быть диаметр трубопровода, чтобы обеспечить скорость движения поршня $v_{\text{п}} = 0,1$ м/с.

Задача 97. Насос по трубопроводу размерами d_1 и l_1 через фильтр ($\zeta_{\text{ф}}=9,0$) подает масло в гидроцилиндр. Давление нагнетания насоса p_m . Коэффициент сопротивления колен $\zeta_{\text{кол}} = 0,40$. Трубы гидравлически гладкие. Скоростью движения поршня гидроцилиндра можно пренебречь.

Определить, как изменится давление в гидроцилиндре при изменении температуры масла от 5°C ($\nu=3,0$ Ст; $\rho=890$ кг/м³) до 50°C ($\nu=0,2$ Ст, $\rho=850$ кг/м³), если расход масла по трубопроводу $Q=1,7$ л/с.

Задача 98. Для подачи воды в количестве $Q=0,025$ м³/с на расстояние $l=500$ м под напором H_1 можно использовать трубы диаметром d_1 и d_2 , шероховатость стенок которых $\Delta=1,0$ мм.

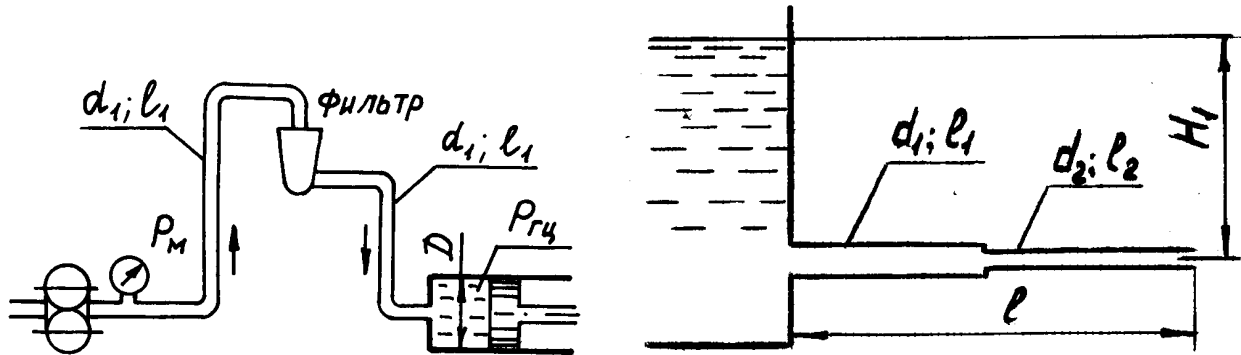
Определить необходимые длины участков l_1 и l_2 .

Задача 99. По трубопроводу размерами d_1, l_1 и d_2, l_2 подается вода под постоянным напором H_1 .

Определить расход воды, если шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,50$ мм.

К задачам 96, 97

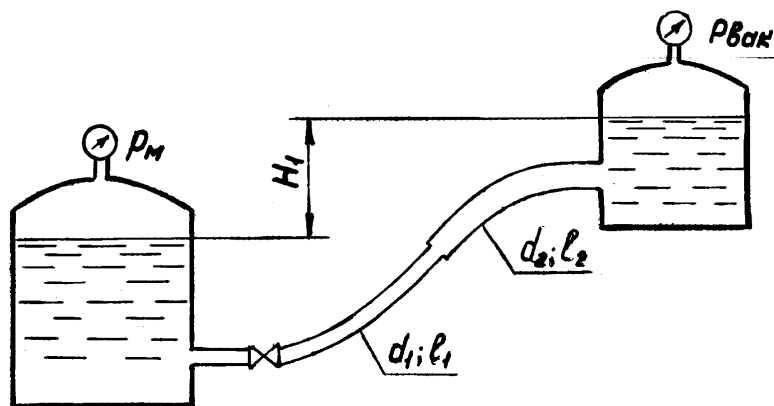
К задачам 98, 99



Задача 100. По горизонтальному трубопроводу длиной l_1 необходимо перекачивать нефть ($\rho = 910$ кг/м³) с расходом 60 л/с при условии, чтобы падение давления в трубопроводе не превышало $\Delta p = 4,0$ МПа. Шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,20$ мм.

Определить диаметр трубопровода.

К задаче 100



3.5. Гидродинамическое подобие

3.5.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

Несмотря на высокий уровень развития гидродинамической теории, не все задачи в настоящее время могут быть решены с достаточной для практики точностью и надежностью. При создании современных аппаратов (объектов), движущихся в воде или в воздухе, гидравлических и гидродинамических машин, сооружений и приборов гидродинамический расчет является важнейшим и обязательным этапом проектирования, но все же результирующая оценка качеств и характеристик создаваемых объектов производится на основе экспериментальных испытаний.

Экспериментальные исследования обычно связаны с большими материальными затратами, трудоемки и на натуральных объектах иногда невыполнимы. Поэтому в научно-технической практике, как правило, эксперименты проводят с моделями. При этом возникают вопросы: как правильно смоделировать данное гидродинамическое явление и как пересчитать данные эксперимента, чтобы получить достоверную картину для натурального объекта.

Прежде всего, натура и модель должны быть геометрически подобны. Для соблюдения **геометрического подобия** необходимо, чтобы все сходственные размеры модели и натуры были пропорциональны. Кроме того, должны соблюдаться условия кинематического и динамического подобия. **Кинематическое подобие** состоит в том, что скорости жидкости в сходственных точках натуры и модели в сходственные моменты времени пропорциональны. **Динамическое подобие** включает в себя пропорциональность сил, действующих на сходственные частицы жидкости, и пропорциональность масс этих частиц.

Заметим, что два физических явления называют подобными, если величины одного явления могут быть получены из соответствующих величин другого, взятых в сходственных пространственно-временных точках, простым умножением на одинаковые для всех точек множители, называемые коэффициентами подобия.

Соответственно принятым в Международной системе единиц основным физическим величинам (длина L , время t и масса m) выделяют три основных коэффициента подобия: линейный масштаб $K_L = L_H / L_M$, масштаб времени $K_t = t_H / t_M$ и масштаб масс $K_m = m_H / m_M$. Масштабы всех остальных (производных) физических величин выражаются через основные в соответствии с формулами размерности этих величин. Так, масштаб площадей $K_S = S_H / S_M = K_L^2$, скоростей $K_v = K_L / K_t$, плотностей $K_\rho = K_m / K_L^3$, сил одинаковой физической природы $K_F = K_m K_L / K_t^2$ и т.д.

Используя выражения масштабов K_v и K_ρ , можно получить для масштаба сил зависимость $K_F = K_\rho K_v^2 K_L^2$,

которая дает общий закон динамического подобия Ньютона:

$$\frac{F_H}{F_M} = \frac{\rho_H v_H^2 L_H^2}{\rho_M v_M^2 L_M^2}.$$

Этот закон можно представить в форме

$$Ne = F / \rho v^2 L^2 = idem,$$

согласно которой безразмерная величина Ne (**число Ньютона**), пропорциональная отношению действующих на подобные частицы сил к силам инерции этих частиц, имеет одинаковое значение в сходственных точках подобных потоков.

Для существования гидродинамического подобия необходимыми и достаточными условиями являются: геометрическое подобие граничных поверхностей, омываемых потоками; подобие кинематических краевых (начальных и граничных) условий; одинаковые значения критериев динамического подобия – безразмерных величин, пропорциональных отношениям сил инерции частиц жидкости к действующим на них силам вязкости, тяжести, упругости и т.д.

Критерии эти следующие:

– критерий подобия (**число Рейнольдса**) $Re = vL/\nu$, где ν – характерная скорость; L – характерный размер; ν – кинематический коэффициент вязкости. Число Рейнольдса характеризует отношение сил инерции и вязкости и служит основным критерием моделирования течений, в которых определяющую роль играет вязкость, например, установившееся течение в напорных трубопроводах и каналах;

– критерий подобия (**число Фруда**) $Fr = v^2 / gL$ характеризует отношение сил инерции и сил тяжести. Он применяется при моделировании течений, в которых эти силы играют решающую роль, например, при моделировании поверхностных волн, при испытаниях моделей надводных судов, сопровождающихся волнообразованием, моделировании водосливов и т.п.;

– критерий подобия (**число Эйлера**) $Eu = p / \rho v^2$ характеризует отношение сил давления и инерции и применяется в тех случаях, когда интересуют только силы давления, или при исследовании гидравлических сопротивлений в трубах и каналах. В последнем случае критерий имеет вид

$$Eu = \Delta p / \rho v^2,$$

где Δp – разность давлений в разных точках течения.

Заметим, что в однородной несжимаемой жидкости равенство чисел Eu для натурального и модельного потоков обеспечивается, если для них равны числа Fr или Re .

Критерий Эйлера играет главную роль при моделировании течений с кавитацией. В этом случае в качестве характерной разности давлений

принимают разность между давлением в потоке p_∞ и давлением насыщенных паров $p_{\text{нп}}$, и критерий Эйлера записываются в форме **числа кавитации** $\chi = 2(p_\infty - p_{\text{нп}}) / \rho v^2$;

– критерий подобия (число) Струхала $Sh = L/vt$ характеризует отношение сил инерции, вызываемых локальными и конвективными ускорениями, и применяется при моделировании нестационарных, в том числе периодически повторяющихся, течений. При испытании моделей гребных винтов и лопастных гидравлических машин он используется в несколько измененном виде, именуемом **относительной поступью**:

$$\lambda = v / nD,$$

где n – частота вращения, D – диаметр.

Согласно теории подобия, гидродинамическая сила и ее момент могут быть представлены с использованием безразмерных коэффициентов в виде

$$F_j = c_j (\rho v^2 / 2) S, \quad M_j = c_{mj} (\rho v^2 / 2) SL,$$

где $j=x, y, z$; c_j – коэффициент силы; c_{mj} – коэффициент момента.

Для гребных винтов их осевую силу – упор P и момент относительно оси винта M представляют через безразмерные коэффициенты упора K_1 и момента K_2 следующими формулами

$$P = K_1 \rho n^2 D^4, \quad M = K_2 \rho n^2 D^5. \quad (3.5.1)$$

В потоках жидкостей одновременно действуют разные силы: вязкости, тяжести, упругости и другие. Соблюдение пропорциональности всех этих разнородных сил означает так называемое **полное динамическое подобие**. При этом все безразмерные характеристики потока (например, коэффициенты сопротивления ζ , скорости φ , расхода μ и т.д.) и безразмерные коэффициенты сил и моментов имеют для натуре и модели одинаковое численное значение.

В большинстве случаев реализация полного гидродинамического подобия технически весьма затруднительна или невозможна. Так, одновременное выполнение условий подобия по Fr и Re приводит к тому, что в модели жидкость должна обладать вязкостью $\nu_m = \nu_n / K_L^{3/2}$. Поэтому в практике моделирования обычно осуществляют **частичное подобие** потоков, при котором выполняется условие подобия главных сил, наиболее существенных для рассматриваемого гидромеханического явления. В этом случае равными оказываются не коэффициенты суммарных сил, а только те их составляющие, которые связаны с соответствующим критерием подобия. Например, при равенстве только чисел Фруда равны коэффициенты волнового сопротивления судна и его модели, но не полного сопротивления.

Задачи моделирования несколько облегчаются в случае автомодельности, которая заключается в том, что при очень больших значениях какого-нибудь критерия подобия безразмерные характеристики течения перестают от него зависеть. Наибольший практический интерес представляет собой автомодельность, связанная с числом Рейнольдса. В зоне турбулентной

автомодельности, наблюдаемой при достаточно больших значениях Re , силы вязкостного трения, действующие в потоке, малы по сравнению с силами инерции частиц жидкости. Безразмерные коэффициенты потерь, сопротивлений, сил вязкостной природы в этой зоне не зависят от числа Re . Для таких потоков линейный масштаб K_L , масштабы вязкости K_ν и скорости K_v независимы. Они должны выбираться с таким расчетом, чтобы значение числа Re в модели соответствовало зоне турбулентной автомодельности.

Следует отметить, что для судостроительных задач полное гидродинамическое подобие осуществить нельзя и возможно лишь частичное подобие потоков. Поэтому коэффициенты сил для природы и модели, строго говоря, всегда неравны. Для их приближенного определения в процессе модельных испытаний используют рабочую гипотезу, согласно которой гидродинамические коэффициенты, в частности коэффициенты сопротивления, представляются в виде

$$C_x = C_{x1}(Re) + C_{x2}(Fr).$$

Это позволяет порознь определять коэффициенты, связанные с вязкостью (первое слагаемое) и с волнообразованием (второе слагаемое). При движении тела в вязкой жидкости, когда влияние волнообразования на гидродинамику процесса невелико, полагают $C_x \cong C_x(Re)$, добиваются равенства Re у модели и природы. При движении тела вблизи или по свободной поверхности жидкости, когда влияние волнообразования значительно, полагают $C_x \cong C_x(Fr)$, добиваются равенства Fr у модели и природы.

Таким же образом поступают в том случае, когда по одному из критериев наблюдается автомодельность. Например, в случае проведения модельных испытаний в зоне турбулентной автомодельности считается, что коэффициенты сопротивления $C_{x1}(Re)$, связанные с вязкостью, для модели и природы равны и достаточно выполнить условие $Fr_m = Fr_n$.

Методические указания по выполнению контрольных заданий: решение задачи по данному разделу необходимо начинать с обоснования выбора критерия подобия, которое должно быть приведено в работе.

3.5.2. Примеры решения задач

Задача 1. Модель надводного судна с работающими гребными винтами, выполненная в масштабе 1:25, испытывается в бассейне. Предполагая, что при испытаниях обеспечено гидродинамическое подобие в зоне турбулентной автомодельности, определить:

- 1) скорость буксировки модели, если скорость движения натурального судна $v_n = 12,5$ м/с;
- 2) число оборотов модели гребного винта n_m , если $n_n = 5$ об/с;
- 3) масштаб мощности на валу гребного винта $(N_n : N_m)_B$, считая плотность в натуральных и модельных испытаниях одинаковой.

Дано: $K_L = 25$; $v_H = 12,5$ м/с; $n_H = 5,0$ об/с.

Определить: v_M ; n_M ; N_M ; N_H .

Решение. 1. При проведении буксировочных испытаний моделей надводных судов необходимо учитывать силы, связанные и с вязкостью (критерий Re), и с волнообразованием (критерий Fr). По условию задачи испытания проводятся в зоне турбулентной автомодельности, где безразмерные параметры потока, обусловленные вязкостью жидкости, постоянны. Следовательно, моделировать рассматриваемый процесс достаточно с точки зрения волнообразования, т.е. по критерию Fr . Приравняв числа Фруда модели и натуре

$$Fr_M = Fr_H \text{ или } v_M^2 / g_M L_M = v_H^2 / g_H L,$$

находим скорость буксировки модели:

$$v_M = v_H \sqrt{L_M / L_H} = v_H / \sqrt{K_L} = 12,5 / \sqrt{25} = 2,5 \text{ м/с.}$$

2. Для определения числа оборотов гребного винта модели приравняем относительные поступи модели и натуре:

$$v_M / n_M D_M = v_H / n_H D_H.$$

Отсюда

$$n_M = n_H \frac{v_M D_H}{v_H D_M} = n_H \sqrt{K_L},$$

так как $D_H / D_M = K_L$ и $v_H / v_M = \sqrt{K_L}$.

Следовательно, гребной винт должен вращаться в пять раз быстрее натурального:

$$n_M = 5 \times 5 = 25 \text{ об/с.}$$

3. Мощность на валу гребного винта может быть определена с помощью известной из механики формул:

$$N = M\omega,$$

где M – момент относительно оси; ω – угловая скорость.

Используя вторую формулу (3.5.1), выразим масштаб мощности для гребного винта:

$$K_N = \frac{N_H}{N_M} = \frac{M_H \omega_H}{M_M \omega_M} = \frac{K_{2H} \rho_H n_H^2 D_H^5 \omega_H}{K_{2M} \rho_M n_M^2 D_M^5 \omega_M}.$$

Так как по условиям задачи $K_{2M} = K_{2H}$ (зона турбулентной автомодельности), $\rho_M = \rho_H$, $\omega_H / \omega_M = n_H / n$, то получим

$$K_N = \frac{n_H^3 D_H^5}{n_M^3 D_M^5} = \frac{1}{K_L^{3/2}} K_L^5 = K_L^{7/2} = 25^{7/2} = 78125.$$

Задача 2. Для получения характеристик дискового затвора (рис. 3.5.1) произведены испытания его модели диаметром $D_M = 250$ мм на воздухе. При расходе воздуха $Q_M = 1,6$ м³/с (плотность $\rho_M = 1,25$ кг/м³) для определенного угла установки затвора α получены данные: потеря давления в модели $\Delta p_M = 2,7$ кПа; сила действия потока на затвор $F_M = 140$ Н; момент этой силы относительно оси вращения затвора $M_M = 3,0$ Н·м.

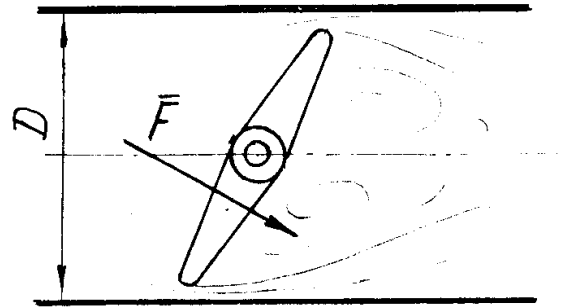


Рис. 3.5.1

Предполагая, что испытания модели произведены в зоне турбулентной автомодельности, определить для натуральных условий потерю напора h_n , силу F и момент M действия потока на затвор диаметром $D=2,5$ м при расходе воды $Q=8,0$ м³/с и том же угле установки затвора.

Дано: $D_M = 250$ мм = 0,25 м; $D = 2,5$ м; $Q_M = 1,6$ м³/с;
 $\rho_M = 1,25$ кг/м³; $\Delta p_M = 2,7$ кПа;
 $Q = 8,0$ м³/с; $F_M = 140$ Н; $M_M = 3,0$ Н·м

Определить: h_n ; F ; M .

Решение. 1. По условию задачи испытания модели проведены в зоне турбулентной автомодельности. Следовательно, коэффициенты сопротивления ζ модели затвора и природы будут одинаковы. Используя формулу местных потерь напора $h_n = \zeta v^2 / 2g$, имеем

$$\left(\frac{h_n}{v^2 / 2g} \right)_M = \left(\frac{h_n}{v^2 / 2g} \right),$$

где h_n – величина потерь напора в метрах столба жидкости, связана с потерей давления соотношением $h_n = \Delta p / \rho g$.

Вычислим скорости воздушного потока:

$$v_M = \frac{Q_M}{S_M} = \frac{4Q_M}{\pi D_M^2} = \frac{4 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,25^2} = 32,6 \text{ м/с}$$

и потока воды в натуре:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 8,0}{3,14 \cdot 2,5^2} = 1,63 \text{ м/с.}$$

Из формулы равенства коэффициентов сопротивления найдем величину потери напора:

$$h_n = \left(\frac{\Delta p}{\rho g} \right)_M \frac{v^2}{v_M^2} = \frac{2,7 \cdot 10^3}{1,25 \cdot 9,81} \frac{1,63^2}{32,6^2} = 0,55 \text{ м.}$$

2. Для определения силы действия потока воды на затвор приравняем числа Ньютона для модели и натуре $Ne = Ne_m$ или

$$\frac{F}{\rho v^2 D^2} = \frac{F_m}{\rho_m v_m^2 D_m^2},$$

откуда
$$F = F_m \frac{\rho v^2 D^2}{\rho_m v_m^2 D_m^2} = 140 \frac{1000 \cdot 1,63^2 \cdot 2,5^2}{1,25 \cdot 32,6^2 \cdot 0,25^2} = 28 \text{ кН.}$$

3. Момент силы M в натуре $M = F \cdot l$,

где l – плечо силы относительно оси вращения.

Величину l найдем из условия геометрического подобия:

$$\frac{l}{l_m} = K_L = \frac{D}{D_m}.$$

Отсюда

$$l = l_m \frac{D}{D_m} = \frac{M_m}{F_m} \frac{D}{D_m} = \frac{3 \cdot 2,5}{140 \cdot 0,25} = 0,214 \text{ м.}$$

Тогда момент силы $M = 28 \cdot 0,214 = 6,0 \text{ кН} \cdot \text{м.}$

Задача 3. Диафрагма (рис. 3.5.2.) размерами $d=100$ мм и $D=200$ мм, предназначенная для измерения расхода воды, испытывается воздухом. Определить:

1) расход воздуха Q_m , соответствующий расходу воды $Q_B = 16,0$ л/с;

2) показания ртутного дифманометра $h_{рт}$, измеряющего перепад давлений воды на диафрагме, если при испытаниях на воздухе вместо ртути использовалась вода и получено $h_B = 160$ мм.

Кинематические коэффициенты вязкости воды $\nu_B = 0,010$ Ст и воздуха $\nu_m = 0,156$ Ст. Плотность воздуха $\rho_m = 1,22 \text{ кг/м}^3$.

Дано: $d=100$ мм = 0,10 м;

$$Q_B = 16,0 \text{ л/с} = 0,016 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$h_B = 160 \text{ мм} = 0,160 \text{ м};$$

$$\nu_B = 0,010 \text{ Ст} = 0,010 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с};$$

$$\nu_m = 0,156 \text{ Ст} = 0,156 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с};$$

$$\rho_m = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

Определить: Q_m ; $h_{рт}$.

Решение. 1. При течении жидкости через диафрагму определяющими являются силы вязкости, поэтому необходимо выполнить условие подобия по этим силам, т.е. по критерию Рейнольдса:

$$Re_m = Re_n \text{ или } \frac{v_m d_m}{\nu_m} = \frac{v_B d_n}{\nu_B}.$$

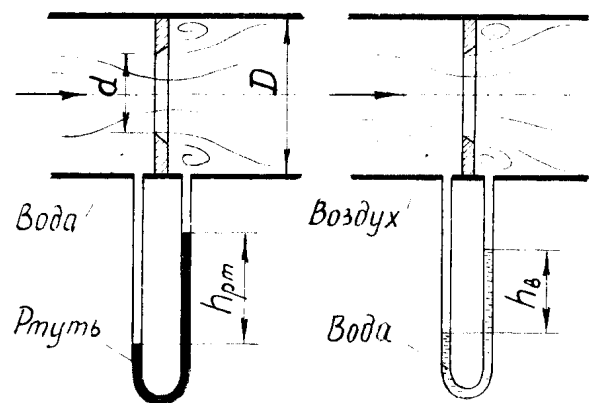


Рис. 3.5.2

Так как в обоих случаях рассматривается одна и та же диафрагма, то $d_M = d_H$.
 Перейдя от скоростей к расходам по формуле $v = Q / \pi d^2 / 4$, определим расход воздуха: $Q_M = Q_B v_M / v_B = 0,016 \cdot 0,156 \cdot 10^{-4} / 0,010 \cdot 10^{-4} = 0,250 \text{ м}^3 / \text{с}$.

2. Для определения показания ртутного дифманометра $h_{рт}$ найдем перепад давления в точках его присоединения. В случае работы диафрагмы на воде с ртутным дифманометром имеем $\Delta p_H = (\rho_{рт} - \rho_B) g h_{рт}$, а при работе на воздухе

$$\Delta p_M = \rho_B g h_B,$$

где $\rho_{рт}$ и ρ_B – плотность соответственно ртути и воды.

Используем теперь число Эйлера для разности давлений в двух точках, так как для напорного потока оно является производным от критерия Рейнольдса:

$$\frac{\Delta p_H}{\rho_H v_H^2} = \frac{\Delta p_M}{\rho_M v_M^2} \quad \text{или} \quad \frac{(\rho_{рт} - \rho_B) g h_{рт}}{\rho_B v_B^2} = \frac{\rho_B g h_B}{\rho_M v_M^2}.$$

При $d_H = d_B$ имеем $v_B / v_M = Q_B / Q_M$.

Подставив численные значения, получим

$$h_{рт} = 0,160 \frac{1000}{1,22} \frac{10^3}{13,6 \cdot 10^3 - 10^3} \frac{0,016^2}{0,250^2} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}.$$

3.5.3. Контрольные задания по теме

Задача 101. Силовое воздействие воды на сегментный затвор изучается на модели в масштабе K_L . Напор в натуре равен $H_H = 5,0 \text{ м}$.

Определить: 1) напор H_M воды, который необходимо поддерживать в модели;

2) силу воздействия потока на затвор F_H , если для модели она оказалась равной $F_M = 80 \text{ Н}$.

Задача 102. Участок трубы диаметром D_H для подачи керосина ($\rho_H = 850 \text{ кг/м}^3$) испытывается на лабораторном стенде продувкой воздуха ($\rho_M = 1,16 \text{ кг/м}^3$, $v_M = 0,156 \text{ Ст}$).

Определить: 1) скорость продувки, если скорость керосина в трубопроводе v_H ;

2) потерю напора h_H на дроссельной шайбе при работе на керосине, если при испытании на воздухе потеря давления составила p_M .

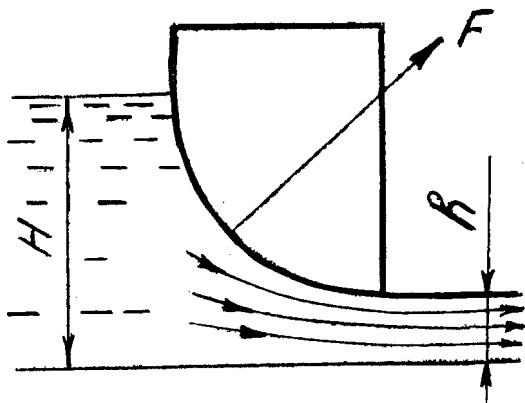
Задача 103. В трубопроводе диаметром D_H и пропускающем расход воды Q_H при $t_H = 60^\circ$ (давление насыщенных паров $p_{t_H} = 20,2 \text{ кПа}$, $\rho_H = 983 \text{ кг/м}^3$) установлена дроссельная шайба. Определение критического

абсолютного давления p перед шайбой, при котором в трубопроводе за шайбой возникает кавитация, проводится на бензине при $t_m = 60^\circ$ ($p_{t_m} = 16,3$ кПа, $\rho_m = 710$ кг/м³, $\nu_m = 0,0093$ Ст). В опыте получено p_m . Зона автомодельности при $Re \geq 10^5$.

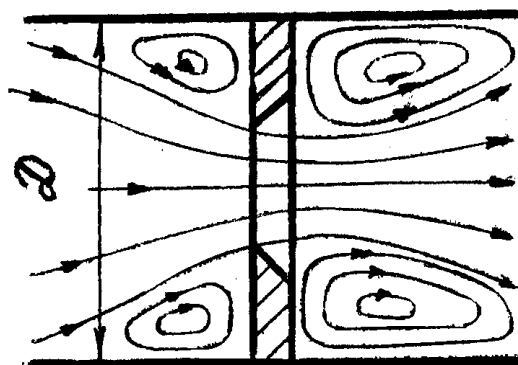
Определить: 1) расход бензина в модели Q_m ;

2) абсолютное критическое давление перед шайбой в натуре p_n .

К задаче 101



К задачам 102, 103



Задача 104. Выравнивание потока в теплообменном аппарате, пропускающем Q_n воды, осуществляется с помощью решетки, установленной в обечайке диаметром D_n . Определение гидравлического сопротивления решетки производится на модели, выполненной в масштабе K_L и работающей на воздухе ($\rho_m = 1,25$ кг/м³, $\nu_m = 0,156$ Ст).

Определить: 1) расход для модельной установки Q_m ;

2) потерю напора в натурном теплообменнике, если потеря давления в модели составила p_m .

Задача 105. Гидравлический демпфер (гаситель колебаний) представляет собой гидроцилиндр, полости которого соединены обводной трубкой диаметром d_n с дросселем. Диаметры поршня D_{1n} и штока D_{2n} . Статические характеристики демпфера (зависимость скорости равномерного движения v_n штока от постоянной нагрузки F_n), работающего на масле ($\rho_n = 880$ кг/м³), исследуется на модели, выполненной в масштабе K_L и работающей на 50 % - м растворе глицерина ($\rho_m = 1135$ кг/м³, $\nu_m = 0,06$ Ст).

Определить: 1) скорость движения штока гидроцилиндра модели v_m , если скорость движения штока в натуре v_n ;

2) нагрузку, приложенную к штоку гидроцилиндра, если на модели получено усилие $F_m = 6500$ Н.

Задача 106. Для определения сопротивления обратного клапана с проходным диаметром D_H изготовлена его модель в масштабе K_L .

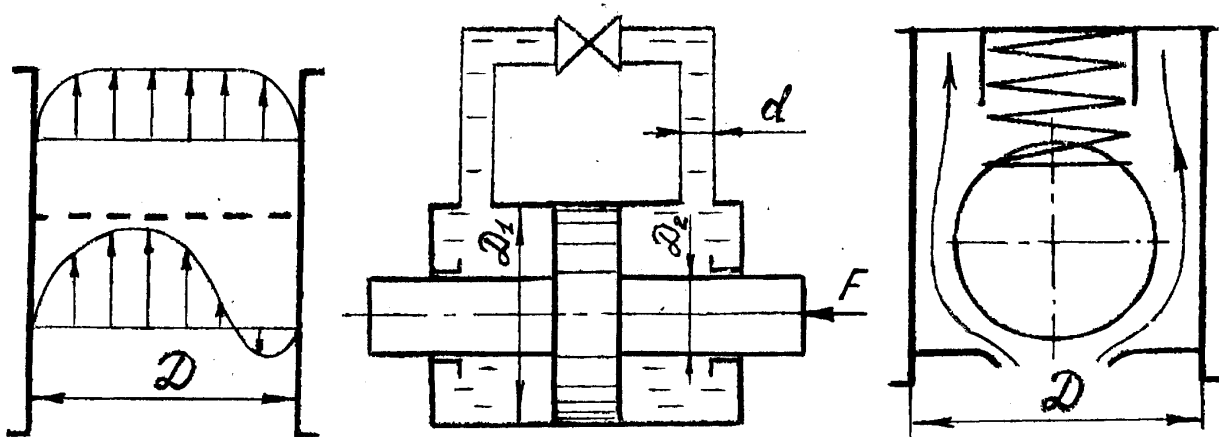
Определить: 1) расход воздуха ($\rho_m = 1,2 \text{ кг/м}^3$, $\nu_m = 0,154 \text{ Ст}$) в модели, если в натуре через клапан протекает Q_H воды;

2) потерю напора в натуре h_H , если в модели потеря давления составила P_m .

К задаче 104

К задаче 105

К задаче 106



Задача 107. Для определения силового воздействия со стороны потока воды Q_H на дисковый затвор, установленный в трубопроводе диаметром D_H , изготовлена модель в масштабе K_L , работающая на воздухе ($\rho_m = 1,17 \text{ кг/м}^3$, $\nu_m = 0,156 \text{ Ст}$). Зона турбулентной автомодельности при $Re \geq 10^5$.

Определить: 1) выполнение условий подобия, если расход воздуха в модели составляет $Q_m = 0,65 \text{ м}^3/\text{с}$;

2) силу, действующую на дисковой затвор в натуре, если в модели она составила $F_m = 8,7 \text{ Н}$.

Задача 108. Для определения момента, действующего на шарнирную захлопку, установленную в трубопроводе диаметром D_H и пропускающую Q_H нефти ($\rho_H = 830 \text{ кг/м}^3$), изготовлена модель в масштабе K_L .

Определить: 1) расход воды ($\nu_m = 0,010 \text{ Ст}$) в модельной установке Q_m ;

2) момент, приложенный к оси шарнирной захлопки в натуре, если в модели этот момент составил $0,072 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задача 109. Для улучшения работы короткого диффузора с диаметром D_H в нем установлен направляющий аппарат. В натуре по диффузору протекает Q_H воздуха ($\rho_H = 1,17 \text{ кг/м}^3$).

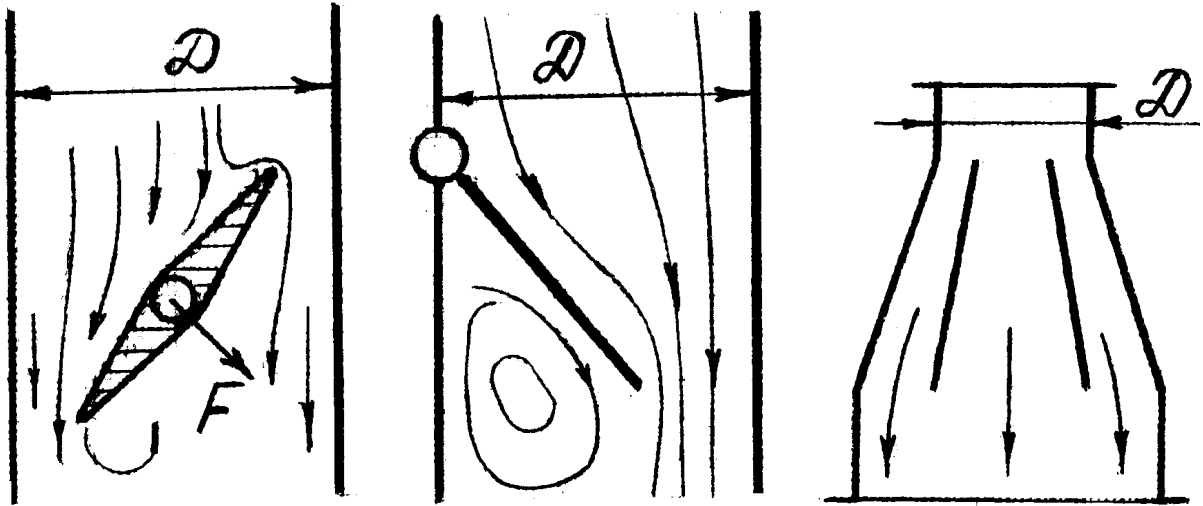
Определить: 1) расход Q_m в модельном диффузоре, работающем на воде ($\nu_m = 0,010 \text{ Ст}$);

2) перепад давления в натуре p_n , если в модели потеря напора составила h_M .

К задаче 107

К задаче 108

К задаче 109



Задача 110. Работа ротаметра, имеющего диаметр трубки D_n и пропускающего Q_n керосина ($\rho_n = 790 \text{ кг/м}^3$), основана на уравнивании веса поплавка в жидкости силой действия потока.

Определить: 1) расход воды ($v_m = 0,010 \text{ Ст}$) в модельном ротаметре, выполненном в масштабе K_L , если зоне турбулентной автомодельности соответствует условие $Re \geq 10^5$;

2) плотность материала поплавка модельного ротаметра, если в натурном ротаметре он сделан из алюминия ($\rho_{пн} = 2700 \text{ кг/м}^3$).

Задача 111. Истечение воды из резервуара под напором $H_n = 1,0 \text{ м}$ происходит через выпускающий коллектор D_n , который перекрыт дисковым затвором.

Определить: 1) напор в модельной установке, если модель выполнена в масштабе K_L и работает на воде;

2) расход в модельной установке Q_m при одинаковом с натурой открытием дискового затвора, если в натуре расход равен Q_n ;

3) силу F_n , действующую на дисковый затвор, если в модели эта сила составила $F_m = 2,2 \text{ Н}$.

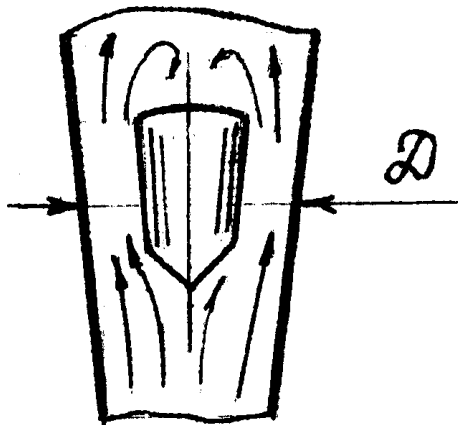
Задача 112. Аэродинамическое сопротивление автомобиля высотой $h_n = 1,4 \text{ м}$ определяется продувкой его модели в аэродинамической трубе.

Кинематический коэффициент вязкости воздуха $\nu = 0,156$ Ст; зона автомодельности при $Re \geq 5 \cdot 10^5$.

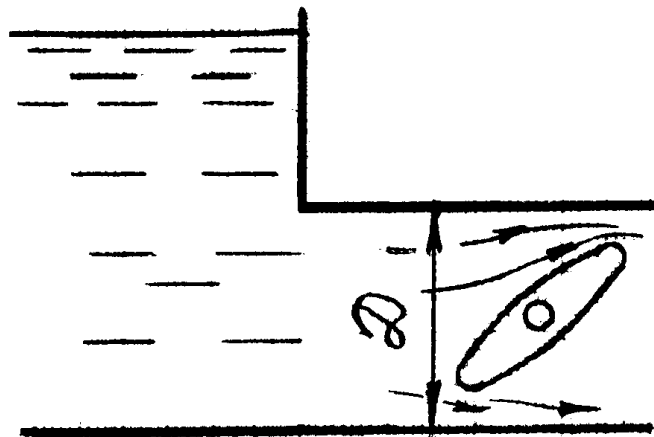
Определить: 1) максимальный масштаб модели K_L , если скорость автомобиля v_n , а скорость продувки модели 45 м/с;

2) отношение сил сопротивления модели и натуре.

К задаче 110



К задаче 111



Задача 113. Измерительная диафрагма диаметром D и отношением $d/D=0,65$ испытывается на воде ($\nu_m = 0,010$ Ст). Зона турбулентной автомодельности (постоянство градуировочного коэффициента) начинается при расходе воды $Q_m = 11,8$ л/с, при этом показание ртутного дифманометра составило h_m .

Определить: 1) расход Q_n , соответствующий началу зоны турбулентной автомодельности, при работе диафрагмы на воздухе ($\rho_n = 1,17$ кг/м³);

2) показание водяного дифманометра при работе диафрагмы на воздухе.

Задача 114. Трубка Вентури с входным диаметром D_n и соотношением $d/D=0,55$ используется для измерения расхода керосина.

Определить: 1) расход воды ($\nu_m = 0,010$ Ст) Q_m в модельной трубке Вентури, выполненной в масштабе K_L , если расход керосина ($\rho_n = 820$ кг/м³) в натуре равен Q_n ;

2) разность показаний пьезометров в натуре h_n , если в модели она составила h_m .

Задача 115. Расходомер в виде сопла с входным диаметром D_n и $d/D=0,45$ используется для измерения расхода нефти.

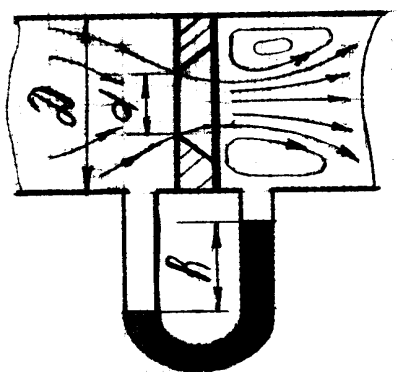
Определить: 1) расход воздуха ($\rho_m = 1,17 \text{ кг/м}^3$, $\nu_m = 0,16 \text{ Ст}$) в модели, выполненной в масштабе K_L , если расход нефти ($\rho_n = 810 \text{ кг/м}^3$) в натуре составил Q_n ;

2) разность показаний ртутного дифманометра в натуре h_n , если в модели разность давлений составила p_m .

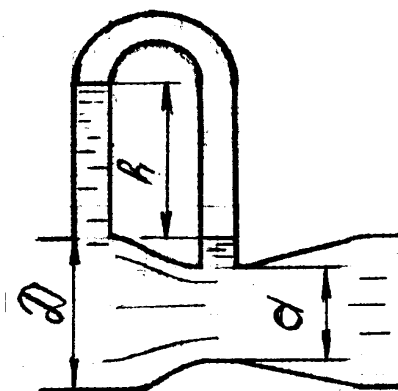
Задача 116. Истечение нефти через насадок диаметром D_n при малом напоре $H_n = 2,5 \cdot D_n$ исследуется на модели, работающей на воде ($\nu = 0,010 \text{ Ст}$).

Определить: 1) диаметр модельного насадка D_m ; 2) расход через натуральный насадок Q_n , если на модели получен расход воды Q_m .

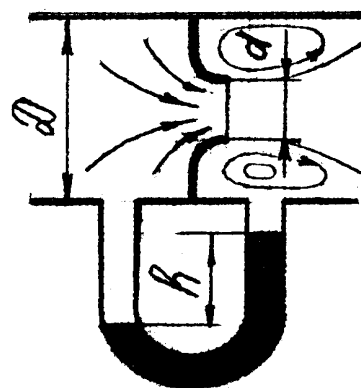
К задаче 113



К задаче 114



К задаче 115



Задача 117. Вентиляция закрытых помещений при сварке производится с помощью гибких металлических труб – металлорукавов.

Определить: 1) расход воздуха в модельном металлорукаве, выполненном в масштабе K_L , если в натуре средняя скорость воздуха составила $v_n = 5,2 \text{ м/с}$ при диаметре D_n ;

2) перепад давления в натуре p_n , если в модели он составил p_m .

Задача 118. Определить скорость буксировки модели надводного судна, если модель выполнена в масштабе K_L . Длина натурального судна $L_n = 100 \text{ м}$, а его скорость v_n . Модель испытывается в зоне турбулентной автомодельности – при температуре $15 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\nu_m = 0,0114 \text{ Ст}$).

Вычислить также числа Фруда и Рейнольдса для натуре и модели.

Задача 119. Скорость буксировки модели в бассейне ограничена величиной $v_n = 5,0 \text{ м/с}$. Определить длину и массу модели надводного судна, имеющего длину $L_n = 100 \text{ м}$, объемное водоизмещение $V_n = 3000 \text{ м}^3$ и

скорость хода v_H . Считать, что испытания проводятся в зоне турбулентной автомодельности ($Re \geq 2 \cdot 10^6$) при температуре воды 15°C ($v_M = 0,0114$ Ст).

Задача 120. Модель надводного судна с работающими гребными винтами, выполненная в масштабе K_L , испытывается в бассейне. Предполагая, что при испытаниях обеспечено гидродинамическое подобие в зоне турбулентной автомодельности, определить: 1) скорость буксировки модели, если скорость движения натурального судна v_H ;

2) масштаб сил $F_H : F_M$, действующих на корпус судна, считая плотность воды в натуральных и модельных условиях одинаковой;

3) масштаб буксировочной мощности $N_H : N_M$.

Задача 121. Для проведения буксировочных испытаний модели озерного теплохода длиной $L_H = 62$ м и объемным водоизмещением $V_H = 635$ м³ необходимо установить масштаб, массу и скорость буксировки модели при обеспечении гидродинамического подобия, если скорость движения натурной v_H , начало зоны турбулентной автомодельности соответствует $Re = 2 \cdot 10^6$. Температура воды при модельных испытаниях 20°C ($v_M = 0,010$ Ст).

Задача 122. Модель подводного судна, имеющего длину $L_H = 30$ м, изготовлена в масштабе K_L . Скорость натурального судна v_H . Определить скорость буксировки модели при испытаниях в бассейне и скорость продувки модели в аэродинамической трубе. Кинематический коэффициент вязкости воды при модельных испытаниях $v_M = 0,0114$ Ст, воздуха $v_{\text{воз}} = 0,146$ Ст.

Задача 123. Модель надводного судна, выполненная в масштабе K_L с работающими гребными винтами, испытывается в бассейне. Предполагая, что при испытаниях обеспечено гидродинамическое подобие в зоне турбулентной автомодельности, определить: 1) скорость буксировки модели, если скорость движения натурального судна v_H ;

2) число оборотов n_M модели гребного винта, если $n_H = 10$ об/с;

3) масштаб мощности на валу гребного винта $N_H : N_M$.

Задача 124. Для проведения испытаний на качку необходимо определить массу, аппликату центра масс и момент инерции массы модели, если для натурной сходственные величины равны: $m_H = 12,0 \cdot 10^6$ кг, $z_g = 11,8$ м и $I_H = 5,52 \cdot 10^9$ кг·м². Масштаб модели K_L . Принять, что при качке главными силами являются массовые и инерционные, плотность воды в натуральных и модельных условиях одинакова. Каким будет отношение периодов собственной качки натурной и модели?

Задача 125. Модель судового гребного винта изготовлена в масштабе K_L . Испытания в бассейне проводятся по условиям подобия сил тяжести при температуре воды $20\text{ }^\circ\text{C}$ ($\nu_m = 0,010\text{ Ст}$). Определить число оборотов модели n_m , если для натурального гребного винта $n_n = 10\text{ об/с}$, его диаметр D_n . Скорость натурального судна v_n .

3.6. Работа насосов на сеть

3.6.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

В данном разделе насосы рассматриваются как элементы гидросистем, сообщающие жидкости энергию. Приведем определения основных технических показателей насосов, хотя сам рабочий процесс здесь не рассматривается.

Объемная подача насоса Q_n [$\text{м}^3/\text{с}$] – расход жидкости через напорный (выходной) патрубок насоса.

Напор насоса H_n [м столба жидкости] – приращение удельной механической энергии H (энергии, отнесенной к единице веса), жидкости при прохождении ее через насос. Он равен разности удельных энергий жидкости при выходе из насоса $H_{\text{вых}}$ и на входе в него $H_{\text{вх}}$:

$$H_n = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}} = (z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}) + \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вых}}^2 - v_{\text{вх}}^2}{2g}, \quad (3.6.1)$$

где $z_{\text{вых}}$ и $z_{\text{вх}}$ – высоты центров тяжести сечений на выходе и входе в насос; $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ – давления на выходе и входе; $v_{\text{вых}}$ и $v_{\text{вх}}$ – средние скорости жидкости в соответствующих сечениях; ρ – плотность жидкости.

Если разность уровней входного и выходного сечений патрубков насоса невелика ($z_{\text{вх}} \cong z_{\text{вых}}$), а диаметр всасывающего и напорного патрубков близки по величине $d_{\text{вх}} \cong d_{\text{вых}}$ и, следовательно, $v_{\text{вх}} \cong v_{\text{вых}}$, что обычно имеет место, то выражение для напора насоса упрощается $H_n \cong (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}) / \rho g$.

Давление насоса p_n [Па] – величина, определяемая зависимостью

$$p_n = \rho g H_n.$$

Полезная мощность насоса $N_{\text{пол}}$ [Вт] – мощность, сообщаемая насосом подаваемой жидкости:

$$N_{\text{пол}} = \rho g Q_n H_n = p_n Q_n.$$

Мощность насоса N_n [Вт] потребляемая насосом. Она может быть определена по формуле

$$N_n = \frac{N_{\text{пол}}}{\eta_n} = \frac{\rho g Q_n H_n}{\eta_n}, \quad (3.6.2)$$

где η_n – коэффициент полезного действия (**КПД**) насоса.

При установившемся режиме работы насосной установки, когда расход в системе трубопроводов не изменяется со временем, развиваемый насосом напор равен потребному напору установки:

$$H_n = H_{\text{потр}}. \quad (3.6.3)$$

Потребным напором установки $H_{\text{потр}}$ называют энергию, которую необходимо сообщить единице веса жидкости для ее перемещения из расходного резервуара в приемник по трубопроводу установки при заданном расходе (рис. 3.6.1 и 3.6.2). Пренебрегая малыми скоростными напорами в расходном резервуаре и приемнике, имеем

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + \sum h, \quad (3.6.4)$$

где $H_{\text{ст}}$ – статический напор установки, представляющий собой разность гидростатических напоров жидкости в приемнике и расходном резервуаре, т.е.

$$H_{\text{ст}} = (z_2 + p_2 / \rho g) - (z_1 + p_1 / \rho g);$$

$\sum h$ – сумма потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах.

При вытекании жидкости из напорной трубы в атмосферу в

правой части (3.6.4) прибавляется член $\alpha v^2 / 2g$ – скоростной напор на выходе из трубы.

Сумма потерь напора в (3.6.4) может быть выражена формулой

$$\sum h = kQ^2 = \left[\frac{1}{d_{\text{вс}}^4} \left(\lambda_{\text{вс}} \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \sum \zeta_{\text{вс}} \right) + \frac{1}{d_{\text{н}}^4} \left(\lambda_{\text{н}} \frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \sum \zeta_{\text{н}} \right) \right] \frac{8}{g\pi^2} Q^2, \quad (3.6.5)$$

где индексами «вс» и «н» обозначены соответствующие величины всасывающего и напорного трубопроводов насосной установки; d и l – диаметр и длина трубопровода; λ – коэффициент гидравлического трения, определяемый по соответствующей формуле (3.4.7 – 3.4.9) в зависимости от числа Рейнольдса и относительной шероховатости Δ/d или по графику $\lambda_{\text{T}} = f(\text{Re}, \Delta/d)$,

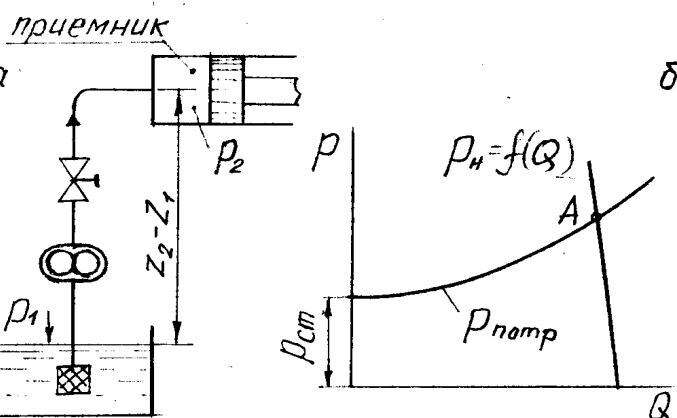


Рис. 3.6.2

приведенному в приложении 5; ζ – коэффициент местного сопротивления.

Значения эквивалентной шероховатости Δ стенок трубы для некоторых видов труб приведены в приложении 6. Если диаметры всасывающего и напорного трубопроводов равны, то формула (3.6.5) упрощается

$$\sum h = kQ^2 = \frac{1}{d^4} \left[\lambda \frac{l_{\text{вс}} + l_{\text{н}}}{d} + \sum (\zeta_{\text{вс}} + \zeta_{\text{н}}) \right] \frac{8}{g\pi^2} Q^2.$$

При вычислении потерь напора может быть использована приведенная длина L трубопровода вместо фактической l , равная $L = l + l_{\text{ЭКВ}}$, где $l_{\text{ЭКВ}}$ – длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

Если движение в трубопроводе является ламинарным, то потери напора удобнее выразить в виде $\sum h = \frac{128\nu L}{\pi g d^4} Q$.

В задачах, связанных с подбором насоса для данной установки при заданной подаче $Q_{\text{н}}$, напор насоса определяют по (3.6.1) или (3.6.3). При решении задач о работе насоса на сложный трубопровод (с параллельными ветвями или разветвленный с концевой раздачей в тех случаях, когда перепады статических напоров $z + p/\rho g$ в ветвях, расходящихся из одного узла, равны) следует использовать соотношения:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad \text{и} \quad \sum h_1 = \sum h_2,$$

где Q – расход в точке разветвления; $\sum h_1$ и $\sum h_2$ – потери напора на параллельных (разветвленных) ветвях трубопровода. О более сложных случаях изложено в разделе 3.7.

Определение режима работы насоса с заданной характеристикой основано на совместном построении в координатах $Q - H$ для центробежных насосов и в координатах $Q - p$ для объемных насосов характеристики насосной установки (кривой потребного напора $H_{\text{потр}}$ или давления $p_{\text{потр}}$) и характеристики насоса (см. рис. 3.6.1 б и 3.6.2 б).

Для построения кривой потребного напора задаются рядом значений расхода Q . В общем случае для каждого значения Q вычисляют:

- 1) числа Рейнольдса $Re_{\text{вс}} = 4Q/\pi d_{\text{вс}} \nu$ и $Re_{\text{н}} = 4Q/\pi d_{\text{н}} \nu$;
- 2) $\lambda_{\text{вс}}$ и $\lambda_{\text{н}}$ по соответствующей формуле в зависимости от режима течения, (см. формулы 3.4.6 ÷ 3.4.9)
- 3) сумму потерь $\sum h = kQ^2$ по (3.6.5);
- 4) величину потребного напора $H_{\text{потр}}$ по (3.6.4).

При использовании других выражений для $\sum h$ порядок расчета остается таким же.

Затем на одном и том же графике в одном и том же масштабе строят характеристики насоса $H_n = f(Q_n)$ и кривую потребного напора $H_{\text{потр}} = f(Q)$. Точка A их пересечения и определяет режим работы (рабочие параметры) насоса на заданный трубопровод (см. рис. 3.6.1 б).

Так как для объемных насосов их характеристику приводят в координатах $Q-p$, то при решении задач, в которых рассматриваются объемные гидромашины, следует пользоваться величиной потребного давления

$$p_{\text{потр}} = \rho g(H_{\text{ст}} + \sum h) = p_{\text{ст}} + \sum \Delta p$$

и строить кривую потребного давления (см. рис. 3.6.2 б).

По рабочей точке A определяют подачу Q_n , напор H_n (давление p_n), КПД η_n , а затем вычисляют мощность N_n насоса.

Чтобы изменить режим работы центробежного насоса, необходимо изменить характеристику насосной установки (кривую $H_{\text{потр}} = f(Q)$) или характеристику насоса (кривую $H_n = f(Q_n)$). Для объемного насоса соответственно кривые $p_{\text{потр}} = f(Q)$ и $p_n = f(Q)$. Первую характеристику можно изменять с помощью регулирующей задвижки: например, если задвижку прикрыть, то сопротивление увеличится, и рабочая точка сместится влево. Изменение характеристики насоса может быть достигнуто изменением частоты вращения или обточкой рабочего колеса центробежного насоса.

Пересчет рабочих характеристик центробежного насоса на другую частоту вращения можно производить по формулам закона подобия:

$$\frac{Q_{n1}}{Q_{n2}} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_{n1}}{H_{n2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2; \quad \frac{N_{n1}}{N_{n2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (3.6.6)$$

При этом предполагается: подобные режимы находятся в зоне турбулентной автомодельности; значения КПД насоса можно приближенно принимать одинаковыми ($\eta_{n1} \cong \eta_{n2}$); насос работает на одной и той же жидкости ($\rho_1 \cong \rho_2$).

В этом случае точки (H_{n1}, Q_{n1}) и (H_{n2}, Q_{n2}) лежат на одной линии – параболе подобных режимов $H = sQ^2$ (рис. 3.6.3).

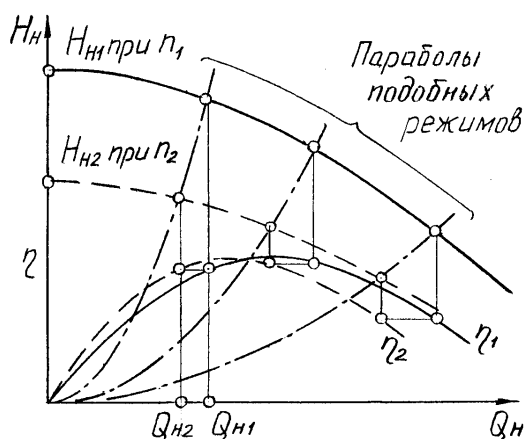


Рис. 3.6.3

Для увеличения напора применяют последовательное соединение насосов. Суммарная характеристика двух насосов в этом случае строится путем сложения ординат кривых $H_{n1} = f(Q_n)$ и $H_{n2} = f(Q_n)$ при одинаковых значениях подачи Q_n насосов, т. е. $H_n = H_{n1} + H_{n2}$.

Для увеличения расхода в сети применяют параллельное соединение насосов.

Если длинами ветвей трубопровода от

насосов до узла соединения этих ветвей можно пренебречь, то суммарная характеристика двух насосов строится сложением абсцисс кривых $H_{н1} = f(Q_n)$ и $H_{н2} = f(Q_n)$ при одинаковых значениях напора насосов, то есть $Q_n = Q_{н1} + Q_{н2}$ (в узле соединения и далее в сеть).

3.6.2. Примеры решения задач

Задача 1. Центробежный насос, расположенный на уровне с отметкой $\nabla B = 4,0$ м, перекачивает воду из открытого резервуара с уровнем $\nabla A = 2,0$ м в резервуар с уровнем $\nabla C = 14,0$ м и избыточным давлением на поверхности $p_u = 120$ кПа (рис. 3.6.4). Всасывающий и напорный трубопроводы имеют длины $l_1 = 6,0$ м и $l_2 = 60,0$ м и диаметры $d_1 = 100$ мм и $d_2 = 80$ мм.

Определить подачу, напор и мощность насоса, если манометр, установленный на выходе из него, показывает 250 кПа. При расчетах принять коэффициенты сопротивления трения трубопроводов $\lambda_1 = 0,025$ и $\lambda_2 = 0,028$. Коэффициент сопротивления всасывающей коробки с обратным клапаном $\zeta_k = 7,0$ и частично закрытой задвижки $\zeta_3 = 8,0$. Сопротивление отводов не учитывать. КПД насоса $\eta = 0,78$.

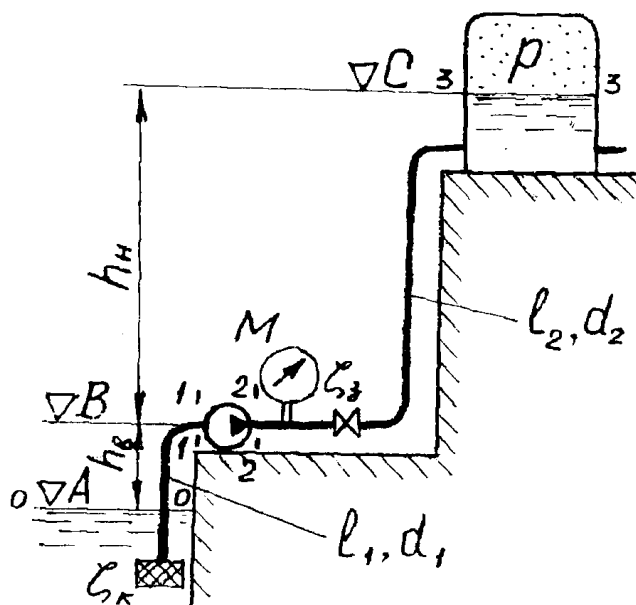


Рис. 3.6.4

Дано: $h_b = 4,0 - 2,0 = 2,0$ м; $p_u = 120$ кПа $= 120 \cdot 10^3$ Па;
 $h_n = 14,0 - 2,0 = 12,0$ м; $p_m = 250$ кПа $= 250 \cdot 10^3$ Па;
 $l_1 = 6,0$ м; $d_1 = 100$ мм $= 0,100$ м;
 $l_2 = 60,0$ м; $d_2 = 80$ мм $= 0,080$ м;
 $\lambda_1 = 0,025$; $\zeta_k = 7,0$; $\eta = 0,78$.
 $\lambda_2 = 0,028$; $\zeta_3 = 8,0$;

Определить: Q_n ; H_n ; N_n .

Решение. В основе решения задачи лежит использование уравнения Бернулли отдельно для всасывающего и напорного трубопроводов.

1. Уравнение Бернулли для всасывающего трубопровода применительно к свободной поверхности $O - O$ в открытом резервуаре и к сечению $1 - 1$ трубопровода перед насосом относительно плоскости сравнения, лежащей на свободной поверхности $O - O$, напишется в виде

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + h_B + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \sum h_{0-1}, \quad (3.6.7)$$

где h_B – высота всасывания; $\sum h_{0-1}$ – сумма потерь напора в трубопроводе между сечениями 0 и 1.

Уравнение Бернулли для напорного трубопровода применительно к сечению 2 – 2 трубопровода после насоса и к свободной поверхности 3 – 3 в резервуаре

$$\frac{p_2}{\rho g} + h_B + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} = \frac{p_3}{\rho g} + (h_B + h_H) + \sum h_{2-3}, \quad (3.6.8)$$

где h_H – геометрическая высота нагнетания; $\sum h_{2-3}$ – сумма потерь напора в трубопроводе между сечениями 2 – 3.

2. Подача насоса или расход жидкости по трубопроводу равна $Q = v_2 S_2 = v_2 \pi d_2^2 / 4$. Потери в трубопроводе выразим в виде суммы потерь на трение и потерь на местные сопротивления

$$\sum h_{2-3} = h_{дл} + h_{м} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} + \sum \zeta_{23} \frac{v_2^2}{2g}.$$

Подставив выражение $\sum h_{2-3}$ в (3.6.8) будем иметь

$$\frac{v_2^2}{2g} \left(\alpha_2 - \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} - \sum \zeta_{2-3} \right) = \frac{p_3}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + h_H,$$

откуда находим

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(p_3 - p_2) / \rho + 2gh_H}{\alpha_2 - \lambda_2 l_2 / d_2 - \sum \zeta_{2-3}}}.$$

Местные потери в напорном трубопроводе состоят из потерь в частично открытой задвижке ($\zeta_3 = 0,8$) и потерь при выходе жидкости из трубопровода в резервуар. Предполагая режим движения турбулентным, будем иметь $\alpha_2 = \zeta_{вых} = 1,0$. Таким образом, подача насоса равна

$$Q = \frac{\pi d_2^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_3 - p_2) / \rho + 2gh_H}{1 - \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} - \zeta_3 - \zeta_{вых}}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,080^2}{4} \sqrt{\frac{2(120 \cdot 10^3 - 250 \cdot 10^3) / 10^3 + 2 \cdot 9,81 \cdot (14,0 - 4,0)}{1 - 0,028 \frac{60,0}{0,080} - 8,0 - 1,0}} = 7,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Проверим предположение о режиме движения

$$Re = \frac{4Q}{\pi d v} = \frac{4 \cdot 7,45 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,080 \cdot 0,010 \cdot 10^{-4}} = 11,9 \cdot 10^7.$$

где $\nu = 0,010 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ – кинематический коэффициент вязкости воды при $T = 20^0 \text{ С}$. Так как $Re > Re_{кр} = 2300$, то режим турбулентный.

3. Напор насоса, т.е. энергия, сообщаемая насосом единице веса перекачиваемой им жидкости, может быть определена как разность энергий жидкости в трубопроводе после насоса и перед ним

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right).$$

Используя соотношение (3.6.7), имеем

$$H = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_{ат}}{\rho g} - h_B - \sum h_{0-1} \right)$$

$$\text{или } H = \frac{p_2 - p_{ат}}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_B + \sum h_{0-1},$$

где $p_2 - p_{ат} = p_{2u}$ – избыточное давление на выходе из насоса (p_M манометра). Потери во всасывающем трубопроводе также представим в виде потерь на трение и потерь во всасывающей коробке с клапаном ($\zeta_K = 7,0$). Принимая во внимание уравнение расходов $Q = v_1 \pi d_1^2 / 4 = v_2 \pi d_2^2 / 4$, получим

$$H = \frac{p_{2u}}{\rho g} + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_2^4} + h_B + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_1^4} \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \zeta_K \right) =$$

$$= \frac{250 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9,81} + 0,0827 \frac{(7,45 \cdot 10^{-3})^2}{0,080^4} + 2,0 + 0,0827 \frac{(7,45 \cdot 10^{-3})^2}{0,100^4} (0,025 \frac{6,0}{0,100} + 7,0) =$$

$$= 28,0 \text{ м.}$$

4. Мощность насоса определяется по формуле

$$N = \rho g H Q / \eta = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 28,0 \cdot 7,45 \cdot 10^{-3} / 0,78 = 2,62 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Задача 2. Центробежный насос подает воду из колодца в емкость с избыточным давлением $p_0 = 450 \text{ кПа}$ (рис. 3.6.5). Уровни воды в колодце и емкости постоянны и относительно оси насоса составляют соответственно $-2,0$ и $6,0$ м. Определить подачу, напор и мощность насоса, если всасывающий трубопровод

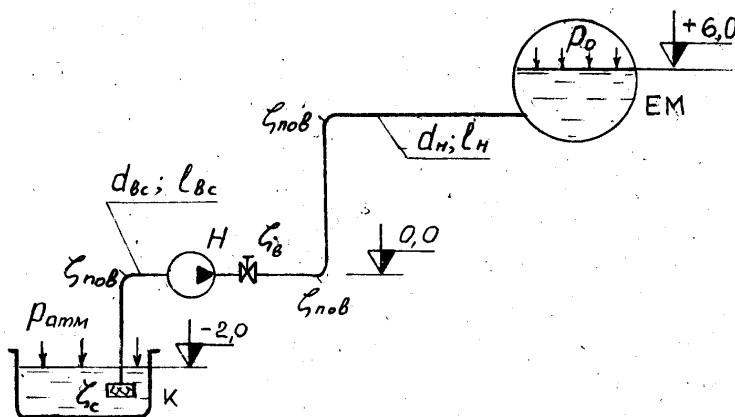


Рис. 3.6.5

имеет диаметр $d_{\text{вс}}=100$ мм, длину $l_{\text{вс}}=6,0$ м и приемную сетку с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{с}}=4,0$, а напорный трубопровод – $d_{\text{н}}=75$ мм, длину $l_{\text{н}}=25,0$ м и вентиль с коэффициентом сопротивления $\zeta_{\text{в}}=4,7$. Трубы стальные бесшовные новые. Коэффициент сопротивления поворота $\zeta_{\text{пов}}=0,3$. Температура воды $T=15^{\circ}\text{C}$. Как изменяется напор и подача насоса, если частота вращения рабочего колеса увеличится на 5 %?

При какой частоте вращения рабочего колеса насос не обеспечит подачу воды в емкость?

Характеристика насоса при частоте вращения $n=2900$ об/мин:

$Q_{\text{н}}$, л/с	0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0
$H_{\text{н}}$, м	60,0	61,0	61,5	61,0	59,7	57,5	54,5	51,0
η	0	0,24	0,43	0,58	0,68	0,72	0,71	0,66

Дано: $h_{\text{вс}}=0-(-2,0)=2,0$ м; $h_{\text{н}}=6,0$ м;
 $d_{\text{вс}}=100$ мм= $0,100$ м; $l_{\text{вс}}=6,0$ м;
 $d_{\text{н}}=75$ мм= $0,075$ м; $l_{\text{н}}=25,0$ м;
 $\zeta_{\text{с}}=4,0$; $\zeta_{\text{в}}=5,0$; $\zeta_{\text{пов}}=0,3$; $T=15^{\circ}\text{C}$

Определить: $Q_{\text{н}}$, $H_{\text{н}}$; $N_{\text{н}}$; $Q_{\text{н}}'$, $H_{\text{н}}'$; $N_{\text{н}}'$ при $n'=1,05n$; n_2 при $Q_{\text{н}}=0$.

Решение. 1. Для определения рабочих параметров насоса необходимо совместно (на одном графике и в одинаковых масштабах) построить характеристику насоса $H_{\text{н}}=f(Q_{\text{н}})$ и характеристику насосной установки (кривую потребного напора) $H_{\text{потр}}=f(Q)$. Характеристика насоса задана в виде таблицы по условиям задачи. Потребный напор представим в виде $H_{\text{потр}}=H_{\text{ст}}+\sum h$.

Здесь $H_{\text{ст}}$ – статический напор, равный разности гидростатических напоров в емкости и колодце,

$$H_{\text{ст}}=z_{\text{ем}}-z_{\text{к}}+\frac{p_{\text{ем}}-p_{\text{к}}}{\rho g}=6,0-(-2,0)+\frac{450\cdot 10^3-0}{10^3\cdot 9,81}=53,9\text{ м.}$$

Сумму потерь напора определяем по формуле

$$\sum h=\frac{8Q^2}{g\pi^2}\left[\frac{1}{d_{\text{вс}}^4}\left(\lambda_{\text{вс}}\frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}}+\sum\zeta_{\text{вс}}\right)+\frac{1}{d_{\text{н}}^4}\left(\lambda_{\text{н}}\frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{н}}}+\sum\zeta_{\text{н}}\right)\right],$$

где $\sum\zeta_{\text{вс}}=\zeta_{\text{с}}+\zeta_{\text{пов}}=4,0+0,3=4,3$ – сумма коэффициентов местных потерь на линии всасывания; $\sum\zeta_{\text{н}}=\zeta_{\text{в}}+2\zeta_{\text{пов}}+\zeta_{\text{вых}}=4,7+2\cdot 0,3+1,0=6,3$ – сумма коэффициентов местных потерь на линии нагнетания.

Подставим в выражение для $\sum h$ имеющиеся данные

$$\begin{aligned}\sum h &= \frac{8}{9,81\cdot 3,14^2}\left[\frac{1}{0,100^4}\left(\lambda_{\text{вс}}\frac{6,0}{0,100}+4,3\right)+\frac{1}{0,075^4}\left(\lambda_{\text{н}}\frac{25,0}{0,075}+6,3\right)\right]\cdot Q^2 = (3.6.9) \\ &= 0,0827\left[10^4(60\lambda_{\text{вс}}+4,3)+3,16\cdot 10^4(333\lambda_{\text{н}}+6,3)\right]\cdot Q^2\end{aligned}$$

2. Для построения кривой $H_{\text{потр}} = f(Q)$ зададимся рядом значений Q .

Пусть $Q=4,0$ л/с $=4,0 \cdot 10^{-3}$ м³ / с. Вычисляем числа Рейнольдса

$$Re_{\text{вс}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}} \nu} = \frac{4 \cdot 4,0 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,100 \cdot 0,0114 \cdot 10^{-4}} = 4,47 \cdot 10^4,$$

$$Re_{\text{н}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{н}} \nu} = \frac{4 \cdot 4,0 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,075 \cdot 0,0114 \cdot 10^{-4}} = 5,96 \cdot 10^4.$$

Здесь $\nu = 0,0114$ $C_{\text{т}} = 0,0114 \cdot 10^{-4}$ м² / с – кинематический коэффициент вязкости воды при $T = 15^{\circ}$ С (приложение 2).

Так как $Re_{\text{вс}} > Re_{\text{кр}}$ и $Re_{\text{н}} > Re_{\text{кр}}$, то в трубах режим движения жидкости турбулентный. Для определения коэффициента гидравлического трения используем формулу $\lambda = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}$.

Значение эквивалентной шероховатости в приложении 6 для новых бесшовных стальных труб составляет $\Delta = 0,03$ мм. Будем иметь

$$\lambda_{\text{вс}} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_{\text{вс}}} + \frac{\Delta}{d_{\text{вс}}} \right) = 0,11 \left(\frac{68}{4,47 \cdot 10^4} + \frac{0,03}{100} \right)^{0,25} = 0,0227,$$

$$\lambda_{\text{н}} = 0,11 \left(\frac{68}{Re_{\text{н}}} + \frac{\Delta}{d_{\text{н}}} \right) = 0,11 \left(\frac{68}{5,96 \cdot 10^4} + \frac{0,03}{75} \right)^{0,25} = 0,0218.$$

Находим сумму потерь по (3.6.9)

$$\sum h = 0,0827 \left[10^4 (60 \cdot 0,0227 + 4,3) + 3,16 \cdot 10^4 (333 \cdot 0,0218 + 6,3) \right] \cdot (4,0 \cdot 10^{-3})^2 = 0,64 \text{ м.}$$

Таким образом, получим

$$H_{\text{потр}} = 53,9 + 0,64 = 54,5 \text{ м.}$$

Результаты расчета для других значений Q приведены в таблице

Таблица 3.6.1

Значения потребного напора

Q, л/с	4,0	8,0	10,0	12,0	14,0
$Re_{\text{вс}}$	$4,47 \cdot 10^4$	$8,94 \cdot 10^4$	$11,2 \cdot 10^4$	$13,4 \cdot 10^4$	$15,6 \cdot 10^4$
$Re_{\text{н}}$	$5,96 \cdot 10^4$	$11,9 \cdot 10^4$	$14,9 \cdot 10^4$	$17,9 \cdot 10^4$	$20,9 \cdot 10^4$
$\lambda_{\text{вс}}$	0,0227	0,0199	0,0191	0,0185	0,0180
$\lambda_{\text{н}}$	0,0218	0,0194	0,0188	0,0184	0,0180
$\sum h$, м	0,64	2,42	3,73	5,34	7,16
$H_{\text{потр}}$, м	54,5	56,3	57,6	59,2	61,1

На рис. 3.6.6 построены графики $H_{\text{н}} = f(Q_{\text{н}})$ и $H_{\text{потр}} = f(Q)$. Там же приведена кривая КПД $\eta = f(Q_{\text{н}})$. Пересечение кривых $H_{\text{н}}$ и $H_{\text{потр}}$

определяет рабочую точку насоса A , для которой соответствуют $H_H = 57,5$ м, $Q_H = 9,9$ л/с, $\eta_H = 0,72$. Мощность насоса будет равна

$$N_H = \frac{\rho g Q_H H_H}{\eta_H} = \frac{10^3 \cdot 9,81 \cdot 9,9 \cdot 10^{-3} \cdot 57,5}{0,72} = 783 \text{ Вт.}$$

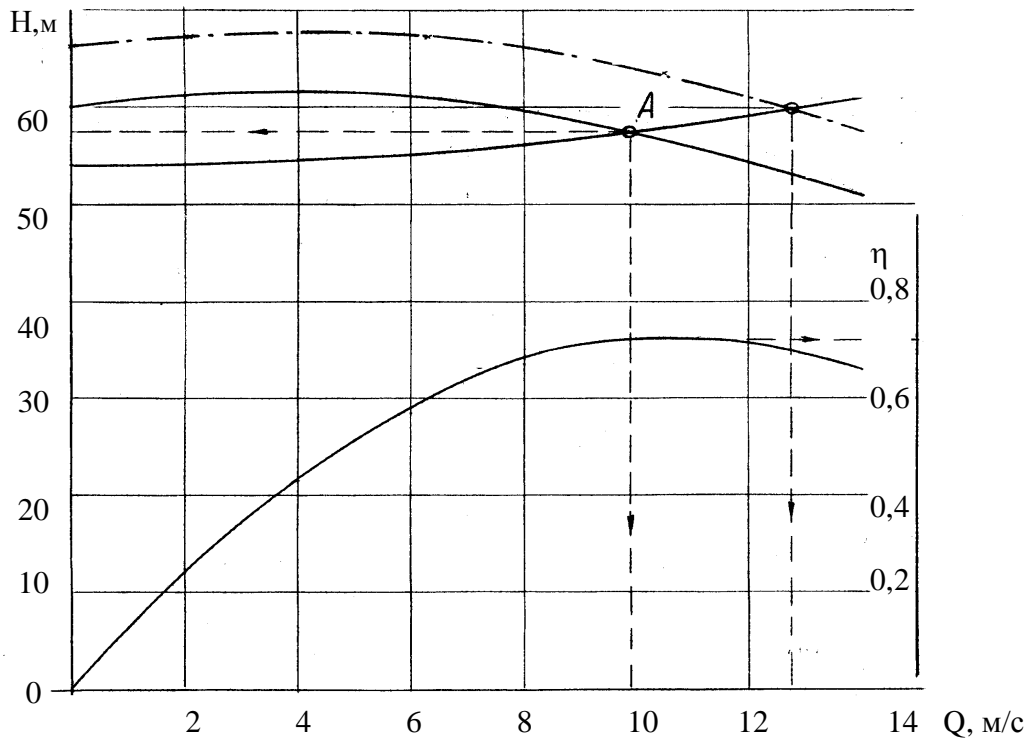


Рис. 3.6.6

3. При увеличении частоты вращения рабочего колеса изменятся все характеристики насоса. Используя формулы пересчета $\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n}$ и $\frac{H_1}{H} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$,

где $n_1 = 1,05n$, вместо характеристики для $n = 2900$ об/мин получим

Q_{H1} , л/с	0	2,1	4,2	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7
H_{H1} , м	66,2	67,3	67,8	67,3	65,8	63,4	60,1	56,2

Приведем эту характеристику на том же рис. 3.6.6. Пересечение кривой $H_{\text{потр}} = f(Q)$ с характеристикой насоса при новом числе оборотов $H_{H1} = f(Q_{H1})$ дает новую рабочую точку A_1 , соответствующую подаче насоса $Q_{H1} = 12,8$ л/с и его напору $H_{H1} = 60,0$ м.

4. Насос не обеспечит подачу воды в расположенную на высоте $\nabla 6$ м емкость с избыточным давлением 450 кПа, если напор при $Q = 0$ будет меньше $H_{\text{ст}} = 53,9$ м.

Из формулы пересчета $H / H_2 = (n / n_2)^2$ находим

$$n_2 \leq n / \sqrt{H / H_2} = 2900 / \sqrt{60 / 53,9} = 2748 \text{ об/мин.}$$

3.6.3. Контрольные задания по теме

Задача 126. Определить подачу и напор центробежного насоса (рабочую точку) при перекачивании воды в открытый резервуар из колодца на высоту H_2 по чугунному трубопроводу диаметром d_1 , длиной l_1 . Температура воды T . Местные сопротивления соответствуют эквивалентной длине $l_{\text{эКВ}}=8$ м. Как изменяется подача и напор насоса, если частота вращения рабочего колеса уменьшится на 10 %?

Данные, необходимые для построения характеристики $Q-H$ центробежного насоса:

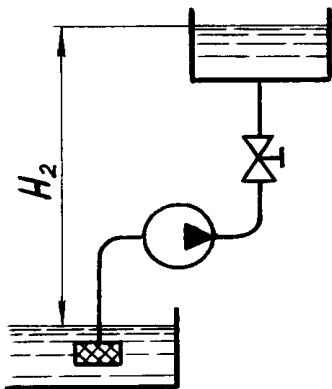
Q/Q_0	1,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
H/H_0	1,0	1,05	1,00	0,88	0,65	0,35

Здесь Q_0 – подача насоса при $H=0$; H_0 – напор, развиваемый при $Q=0$.

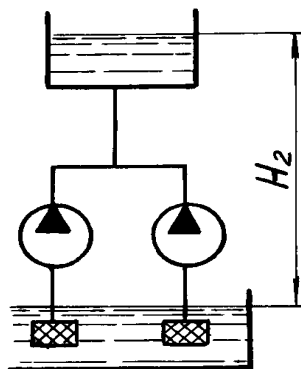
Задача 127. Два одинаковых центробежных насоса работают параллельно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту H_2 по чугунному трубопроводу диаметром d_1 , длиной l_1 . Температура воды T . Суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta=30$. Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть. Как изменятся суммарная подача и напор, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 10 %? Данные, необходимые для построения характеристик $Q-H$, те же, что и в задаче 126.

Задача 128. Два одинаковых центробежных насоса работают последовательно и подают воду в открытый резервуар из колодца на высоту H_2 . Определить рабочую точку (подачу и напор) при совместной работе насосов на сеть, если коэффициент потерь напора сети $\lambda l/d_1 + \sum \zeta=1200$, а диаметр трубопровода d_1 . Как изменяются суммарный напор и подача, если частота вращения рабочего колеса одного из насосов увеличится на 12 %? Данные, необходимые для построения характеристики $Q-H$, те же, что и в задаче 126.

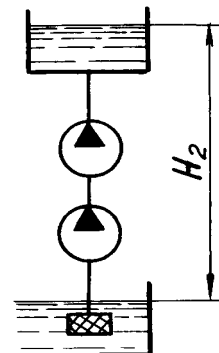
К задаче 126



К задаче 127



К задаче 128



Задача 129. Центробежный насос подает воду на высоту H_2 . Стальные трубы всасывания и нагнетания соответственно имеют диаметр d_1 и d_2 , а длину l_1 и l_2 . Температура подаваемой воды T . Найти рабочую точку при работе насоса на сеть. Определить, как изменятся напор и мощность насоса при уменьшении задвижкой подачи воды на 25 %. Местные сопротивления учтены эквивалентными длинами, включенными в заданные длины труб.

Характеристика насоса:

Q , л/с	0	10	20	30	40	50	60	70
H , м	12,5	13,2	13,5	13,2	12,7	11,5	9,5	7,5
η , %	0	48	68	78	8,2	80	74	60

Задача 130. Центробежный насос перекачивает легкую нефть из открытого резервуара A в закрытый бак B цилиндрической формы, высота бака H_2 . Температура перекачиваемой жидкости T . Стальные трубы всасывания и нагнетания соответственно имеют диаметр d_1 и d_2 , длину l_1 и l_2 . В каких пределах изменяются напор и подача насоса в начале и в конце наполнения бака жидкостью от $h_n = 0,1H_2$ до $h_k = 0,7H_2$, полагая, что в начале наполнения давление воздуха в баке равнялось атмосферному, а сжатие воздуха происходит по изотермическому закону.

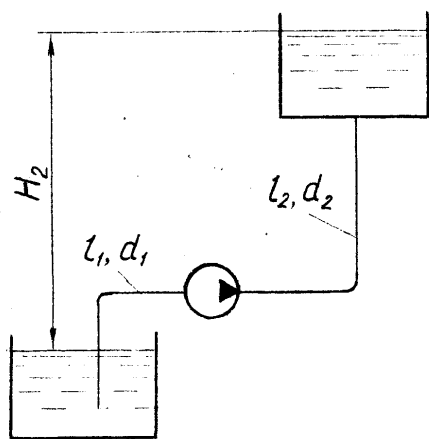
Считать, что высота всасывания $h_b = 1,6$ м в процессе работы насоса остается постоянной. Принять, что движение жидкости в начальный и конечный моменты наполнения бака является установившимся. Местными гидравлическими сопротивлениями можно пренебречь.

Данные, необходимые для построения характеристики насоса:

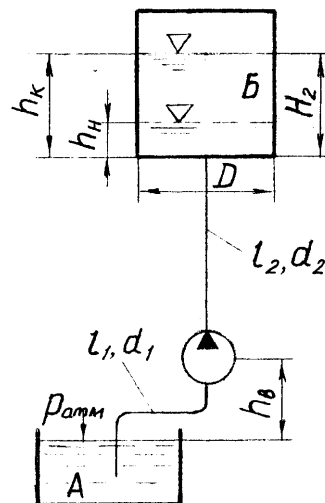
Q/Q_0	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
H/H_0	1,0	1,06	1,00	0,88	0,66	0,00.

Здесь Q_0 – подача насоса при $H=0$; H_0 – напор, развиваемый при $Q=0$.

К задаче 129



К задаче 130



Задача 131. Шестеренный насос подает масло (турбинное 30) из открытого гидробака в полость гидроцилиндра, где избыточное давление $p_{ц} = 2,40$ МПа. Температура перекачиваемого масла T . Линия всасывания и нагнетания, выполненные из алюминиевых труб, соответственно имеют диаметр d_1 и d_2 , длину l_1 и l_2 . На линии всасывания имеется фильтр с коэффициентом сопротивления $l_{\phi} = 10$.

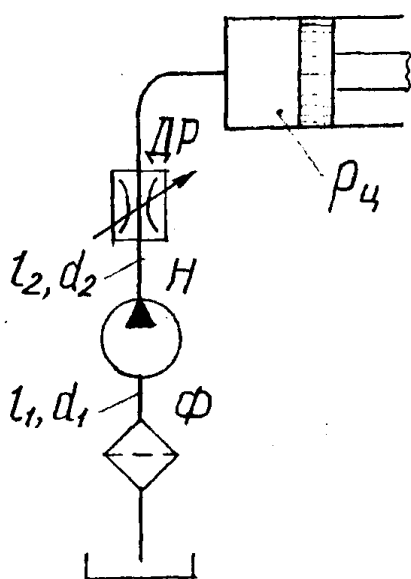
Определить давление и подачу насоса для двух случаев перекрытия дросселя, установленного на линии нагнетания: коэффициент его сопротивления $\zeta_{др} = 9$ и $\zeta_{др} = 200$. Местными сопротивлениями, кроме фильтра и дросселя, пренебречь. Характеристика насоса с клапаном $Q_n = f(p_n)$ задана:

Q_n , л/с	0,00	0,52	0,60
p_n , МПа	3,5	3,2	0,00

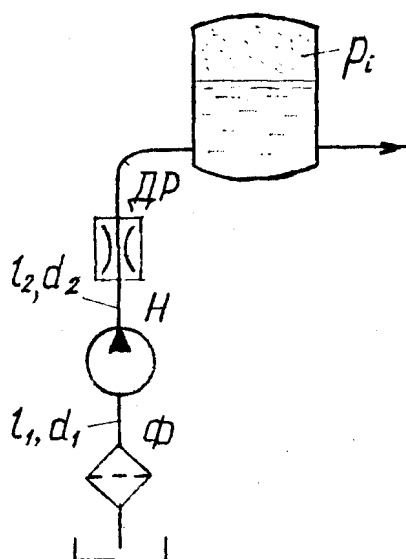
Задача 132. Как изменятся рабочие параметры (давление и подача) шестеренного насоса при зарядке пневмогидроаккумулятора маслом АМГ-10, если давление воздуха в начале зарядки в аккумуляторе $p_n = 0,3$ МПа, а в конце зарядки — $p_k = 2,0$ МПа, температура масла T . Длина трубопровода, изготовленного из латуни, от гидробака до насоса l_1 , а диаметр d_1 , соответственно размеры трубопровода от насоса до аккумулятора l_2 и d_2 . Коэффициент сопротивления фильтра $\zeta_{\phi} = 6$, дросселя $\zeta_{др} = 40$. Остальными местными сопротивлениями пренебречь.

Характеристика насоса такая же, что и в задаче 131.

К задаче 131



К задаче 132



Задача 133. На рисунке показана упрощенная схема системы охлаждения автомобильного двигателя, состоящая из центробежного насоса H , охлаждающей рубашки блока цилиндров B , термостата T , радиатора P и трубопроводов. Черными стрелками показано движение охлаждающей жидкости при прогревом двигателя, а светлыми стрелками – при холодном двигателе, когда радиатор посредством термостата отключен.

Определить расход охлаждающей жидкости в системе в двух случаях: двигатель прогрет и двигатель холодный. Известны следующие величины: длина трубы от радиатора до насоса l_1 ; от блока до радиатора l_2 ; от блока до насоса $l_3=0,2$ м; диаметр всех труб d_1 ; коэффициенты сопротивлений охлаждающей рубашки $\zeta_1=2,2$, радиатора $\zeta_2=1,4$, термостата при отключенном радиаторе $\zeta_3=1,2$ и при включенном радиаторе $\zeta'_3=0,3$; плотность охлаждающей жидкости можно принять постоянной $\rho=1010$ кг/м³, а ее кинематический коэффициент вязкости на прогретом двигателе $\nu=0,26$ Ст и на холодном двигателе $\nu'=0,55$ Ст. Трубы можно считать гидравлически гладкими. Частоту вращения вала насоса для обоих случаев принять одинаковой, при которой характеристика насоса имеет параметры:

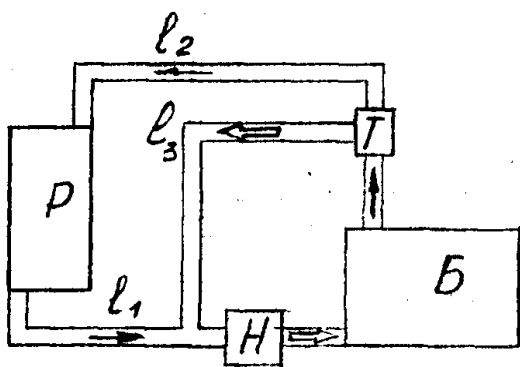
Q , л/мин.	0,00	100	200	300	400	500	600
H , м	14,0	13,7	13,3	13,0	12,2	10,8	9,5

Задача 134. Центробежный насос перекачивает керосин $T-1$ при температуре T из резервуара в бак на высоту H_2 по трубопроводам размерами l_1, d_1 и l_2, d_2 . Трубы стальные сварные новые. Суммарные коэффициенты местных сопротивлений – $\sum \zeta_1 = 3$ и $\sum \zeta_2 = 8$. Определить подачу, напор и мощность насоса при $n=1600$ об/мин. Найти также частоту вращения насоса, необходимую для увеличения его подачи на 50 %.

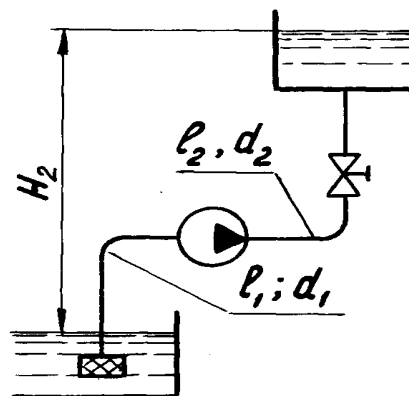
Характеристика насоса при частоте вращения $n=1600$ об/мин. задана:

Q , л/с	0,0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0
H , м	15,0	15,5	15,4	15,0	14,0	12,5	10,4	7,8	4,6
η , %	0,0	40,0	64,0	74,0	75,0	70,0	58,0	40,0	16,0

К задаче 133



К задаче 134



Задача 135. Из резервуара с постоянным уровнем бензин авиационный при температуре T подается центробежным насосом в бак. Определить подачу насоса для случая, когда уровень жидкости в баке располагается на высоте H_2 . Диаметр трубопровода d_1 . Суммарный коэффициент сопротивления трубопровода $(\lambda l / d_1 + \sum \zeta) = 16$.

До какого уровня может подняться жидкость в баке, если из него она отбирается в количестве $q = 3,0$ л/с? Какими будут в этот момент подача и напор насоса?

Данные, необходимые для построения характеристики $Q - H$:

Q / Q_0	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
H / H_0	1,0	1,10	1,09	1,00	0,83	0,58

Здесь Q_0 – подача насоса при $H=0$; H_0 – напор, развиваемый при $Q=0$.

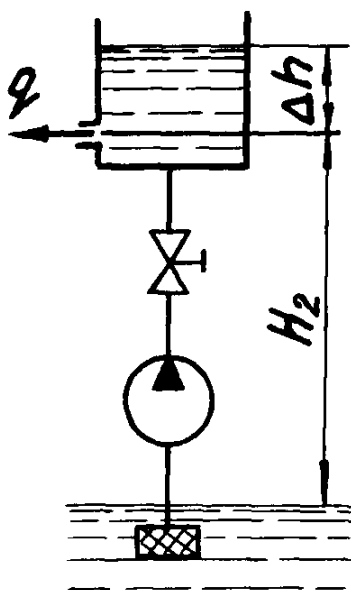
Задача 136. Центробежный насос откачивает воду из колодца в резервуар с постоянным уровнем H_2 по трубопроводам размерами l_1, d_1 и l_2, d_2 . Трубы стальные оцинкованные. На какой глубине h установится уровень воды в колодце, если приток в него Q_0 , а частота вращения насоса $n = 1450$ об/мин? Найти также наименьшую частоту вращения насоса, которая обеспечит отсутствие переполнения колодца при том же притоке.

При расчетах принять суммарные коэффициенты местных сопротивлений в трубопроводах $\zeta_1 = 6,0$ и $\zeta_2 = 10,0$. Температура перекачиваемой воды T .

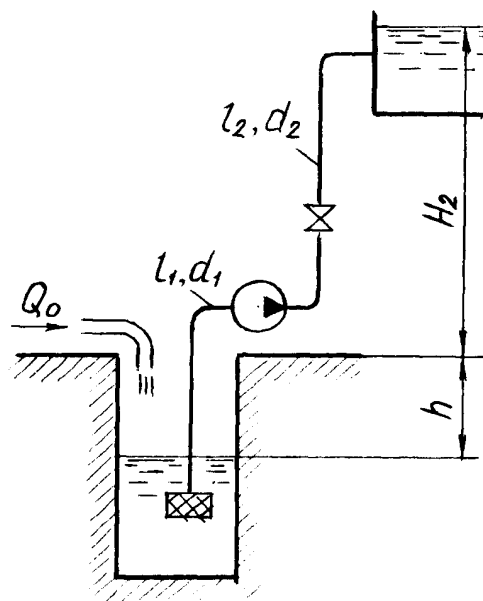
Характеристика насоса при $n = 1450$ об/мин.:

$Q_n, \text{ л/с}$	0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0
$H_n, \text{ м}$	22,0	22,4	22,6	22,4	21,5	20,0	18,0	15,0

К задаче 135



К задаче 136



Задача 137. Центробежный насос, характеристика которого задана при $n=2900$ об/мин, перекачивает воду по сифонному трубопроводу диаметром d_1 с восходящей и нисходящей ветвями длиной соответственно l_1 и l_2 . Разность уровней в баках $h=2,0$ м, верхняя точка сифона расположена на высоте H_2 .

Определить наименьшую частоту вращения насоса, при которой в точке K не будет вакуума. Коэффициент сопротивления трения трубопровода принять $\lambda=0,030$, а местными потерями напора пренебречь.

Данные, необходимые для построения характеристики насоса при $n=2900$ об/мин:

Q / Q_0	0,00	0,14	0,28	0,42	0,56	0,70
H / H_0	1,00	1,00	0,93	0,87	0,73	0,50

Здесь Q_0 – подача насоса при $H=0$; H_0 – напор, развиваемый при $Q=0$.

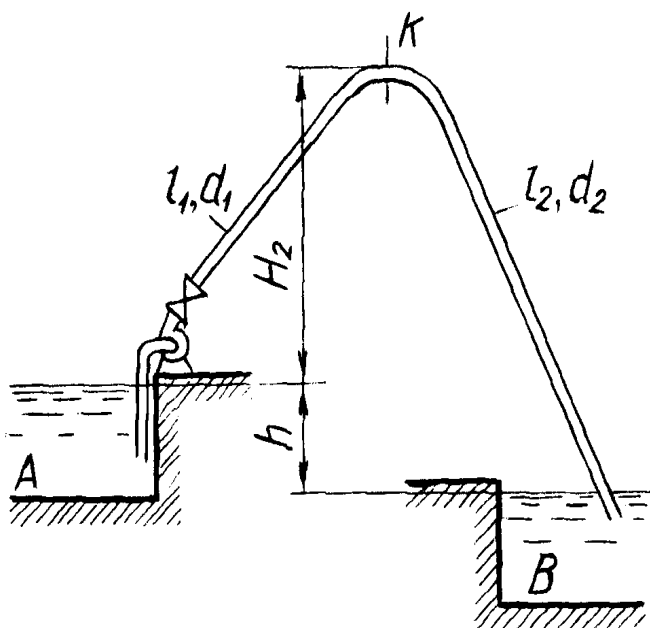
Задача 138. Определить подачу и мощность центробежного пожарного насоса при $n=3000$ об/мин, если насос подает воду по шлангам размерами l_1, d_1 ($\lambda_1 = 0,025$; $\zeta_1 = 4,0$) и l_2, d_2 ($\lambda_2 = 0,035$; $\zeta_2 = 10,0$) через сходящийся насадок диаметром $d=40$ мм ($\zeta = 0,08$) на высоту H_2 .

Как изменятся подача и напор насоса, если частота вращения рабочего колеса уменьшится на 15 % ?

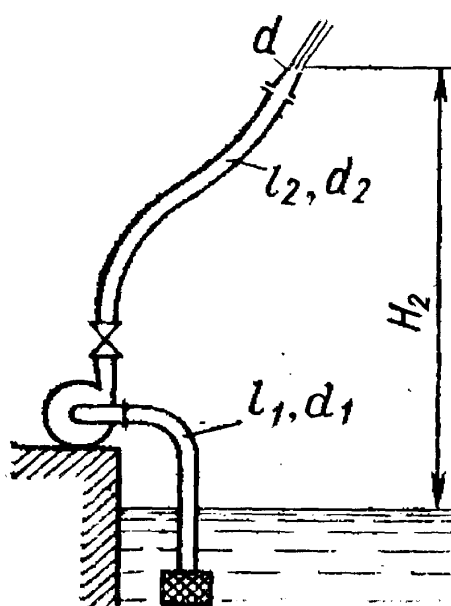
Характеристика насоса при $n=3000$ об/мин:

$Q_n, \text{ л/с}$	0,0	5	10	15	20	25	30	35
$H_n, \text{ м}$	140	140	136	130	121	110	98	83
$\eta, \%$	0	34	55	68	75	77	73	65

К задаче 137



К задаче 138



Задача 139. Поршневой насос перекачивает воду из резервуара A в резервуар B и C , отметки уровней в которых соответственно равны $\nabla 2,0$ м; $\nabla 6,0$ м и $\nabla -4,0$ м (отметку оси насоса принять за нуль). Подача в резервуар B равна Q_0 . Трубопровод состоит из двух участков труб диаметром d_1 и длиной l_1 и двух участков размерами d_2 и l_2 . На трубе, идущей к нижнему резервуару, установлен кран, открытый настолько, что его коэффициент сопротивления $\zeta = 120$.

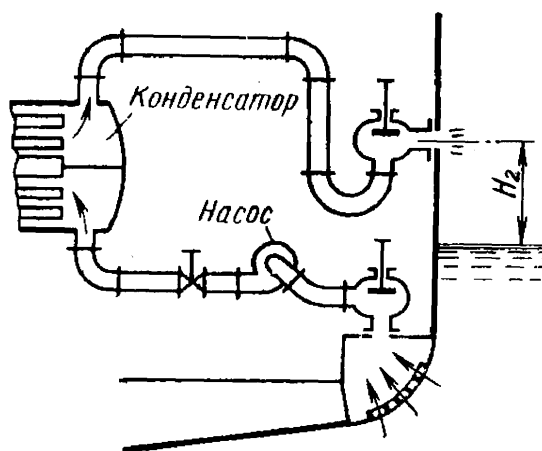
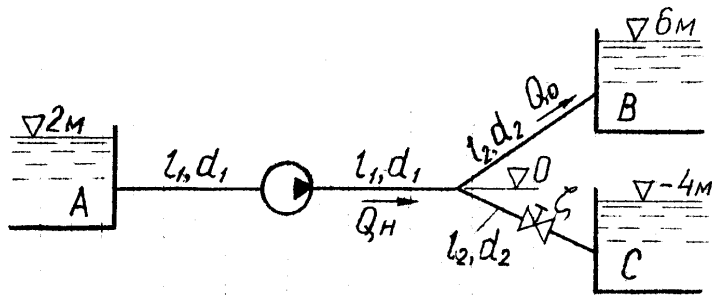
Определить подачу, напор и мощность насоса, пренебрегая всеми местными сопротивлениями, за исключением сопротивления крана и, принимая коэффициент сопротивления трения в трубах $\lambda = 0,030$. КПД насоса $\eta = 0,75$.

При каких значениях коэффициента сопротивления ζ крана подача в верхний резервуар будет равна нулю?

Задача 140. Центробежный насос подает в конденсатор паровой турбины морского судна охлажденную забортную воду ($\rho = 1025$ кг/м³, $\nu = 0,010$ Ст) в количестве 1800 м³ / ч. Общая длина трубопровода, выполненного из меди, l_1 , его диаметр d_1 . Суммарное значение коэффициентов местных сопротивлений, отнесенное к скорости в трубопроводе, $\zeta = 16,4$. КПД насоса $\eta = 0,8$. Определить мощность насоса, если забортный клапан расположен выше ватерлинии на H_2 . Как изменится мощность насоса, если при осадке судна и той же подаче насоса забортный клапан окажется ниже ватерлинии?

К задаче 139

К задаче 140



Задача 141. Два последовательно соединенных одинаковых центробежных насоса перекачивают воду при $n_1 = n_2 = 1000$ об/мин. из водохранилища A с отметкой уровня $\nabla = 0$ в бассейн B с отметкой уровня ∇H_2 по стальному трубопроводу общей длиной $2l_1$ и диаметром d_1 . Суммарный коэффициент местных сопротивлений $\zeta = 12$. Температура воды T .

Определить подачу насосов и потребляемую каждым из них мощность. Как необходимо изменить частоту вращения одного из насосов, чтобы увеличить расход в трубопроводе на 25% ?

Характеристика насоса при $n=1000$ об/мин:

Q_H , л/с	0	50	100	150	200	250
H_H , м	20,0	20,0	19,2	18,2	16,3	12,5
η	0	0,50	0,80	0,84	0,83	0,70

Задача 142. Центробежный насос, работая при $n=1450$ об/мин, подает воду из резервуара A в баки C и D . Расстояния между уровнями в резервуаре и баках $H_1=25,0$ м и H_2 . Система трубопроводов состоит из трубы AB размерами d_1 и l_1 и двух одинаковых ветвей BC и BD размерами d_2 и l_2 . Трубы стальные сварные. Местные сопротивления учтены эквивалентными длинами, включенными в заданные длины труб. Температура воды T .

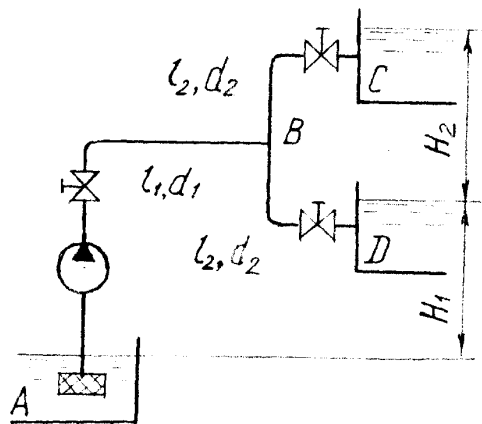
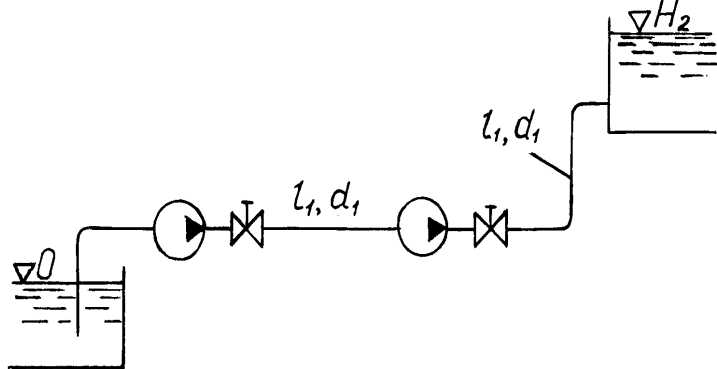
Определить подачу воды в баки C и D и мощность насоса. При какой частоте вращения насоса (в случае тех же открытиях вентилей) подача в бак C прекратится ?

Характеристика насоса при $n=1450$ об/мин:

Q_H , л/с	0	4	8	12	16	20	24	28	32
H_H , м	52	54	55	54	52	49	44	38	30
η , %	0	30	50	63	71	75	75	70	58

К задаче 141

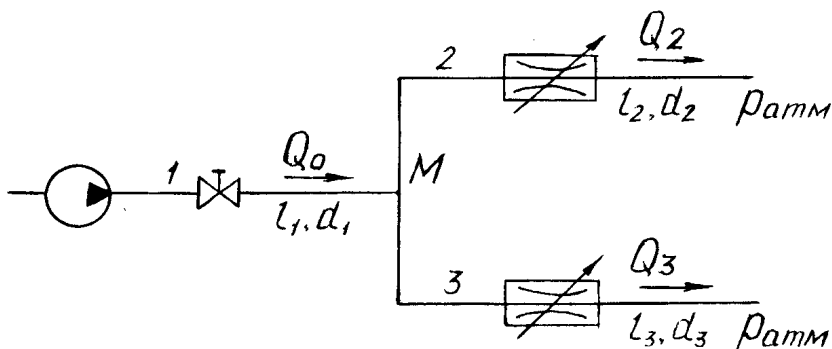
К задаче 142



Задача 143. Насос обеспечивает расход Q_0 по трубопроводу длиной l_1 (включая линию всасывания) и диаметром d_1 , в котором установлен вентиль с коэффициентом сопротивления $\zeta_v=2,0$. В точке M трубопровод разветвляется на две ветви, одна из которых размерами l_2 и d_2 содержит дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_2=5,0$, а другой размерами $l_3=1,2l_2$ и $d_3=d_2$ – дроссель с $\zeta_3=4\zeta_2$. Трубы стальные бесшовные. Определить расходы бензина в ветвях, давление и полезную мощность насоса, если температура бензина T . Давление в конечных сечениях труб атмосферное и геометрические высоты одинаковы.

Как изменятся параметры насоса, если дроссель 2 полностью закрыть ?

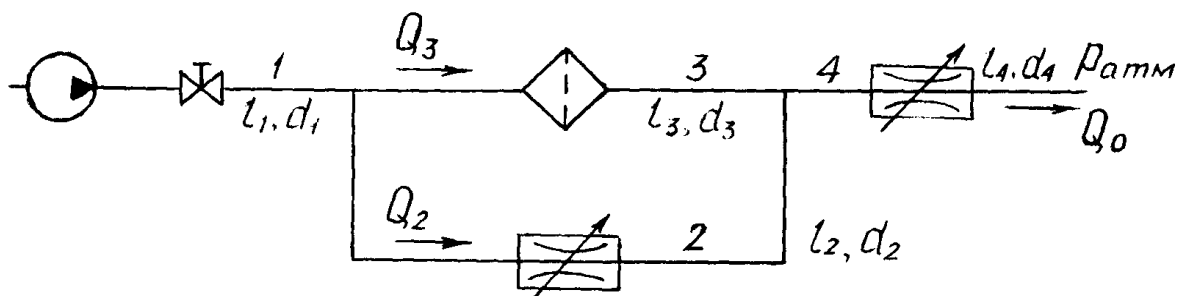
К задаче 143



Задача 144. Определить давление и полезную мощность насоса, если известна его подача Q_0 при работе на трубопровод размерами: l_1 (включая линию всасывания) и d_1 , l_2 и d_2 , $l_3=1,5l_2$ и $d_3=d_2$, $l_4=l_1$ и $d_4=l_1$. Трубы изготовлены из латуни, перекачиваемая жидкость – масло трансформаторное при температуре T . Коэффициент сопротивления фильтра $\zeta_3=10$, дросселей $\zeta_2=5$ и $\zeta_4=4$, вентиля $\zeta_1=3$. В конечных сечениях труб давление атмосферное и геометрические высоты одинаковы.

Как изменятся параметры насоса, если линия 3 из-за загрязненности фильтра полностью перекроется?

К задаче 144

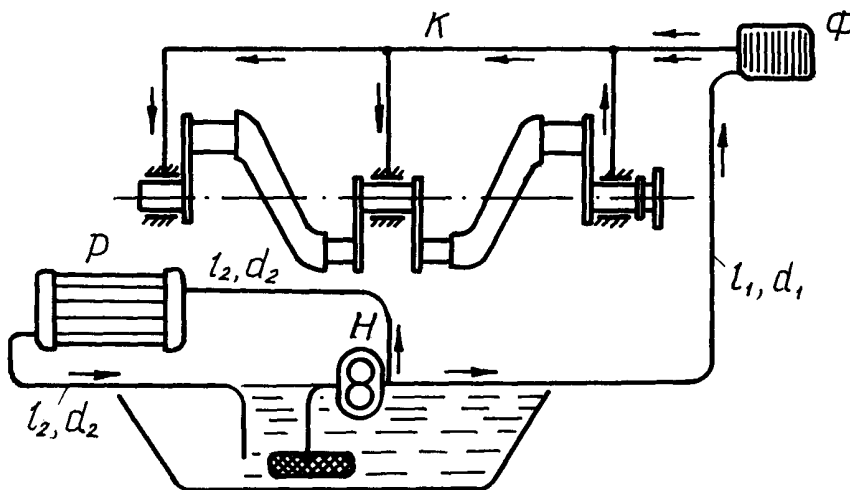


Задача 145. В двигателе внутреннего сгорания подача масла для смазки коренных подшипников коленчатого вала производится насосом H по трубке размерами l_1 и d_1 через фильтр Φ и распределительный канал K , от которого отходят отводные каналы к серединам подшипников. Часть подачи насоса по трубке размерами l_2 и d_2 подается в радиатор P , из которого по такой же трубке сливается в картер. Определить давление насоса и расход масла через подшипники и радиатор. Сопротивление фильтра и радиатора принять эквивалентным сопротивлению трубок длиной $l_\Phi = 100d_1$ и $l_P = 1300d_2$, а суммарное сопротивление распределительного канала с отводными каналами и подшипниками – сопротивлению трубки длиной $l_K = 0,80$ м при диаметре $d=4$ мм. Плотность масла $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$, кинематический коэффициент вязкости $\nu = 0,3 \text{ Ст}$.

Характеристика насоса задана:

$Q_H, \text{ л/с}$	0	0,10	0,12
$\rho_H, \text{ МПа}$	0,7	0,6	0

К задаче 145



Задача 146. Центробежный насос, характеристика которого описывается уравнением $H_H = H_0 - k_1 Q^2$, нагнетает жидкость в трубопровод, потребный напор для которого пропорционален квадрату расхода: $H_{\text{потр}} = k_2 Q^2$. Определить подачу насоса и его напор, если заданы H_0, k_1, k_2 . Какими будут подача насоса и напор, если частота его вращения увеличится вдвое и вдвое возрастет сопротивление трубопровода, т. е. $k'_2 = 0,1 \cdot 10^6 \text{ с}^2 / \text{м}^5$?

Задача 147. Центробежный насос поднимает воду на высоту h_T по трубопроводу длиной L и диаметром d . Коэффициент гидравлического трения $\lambda = 0,03$, суммарный коэффициент местных сопротивлений равен $\sum \zeta$.

Данные, необходимые для построения характеристики $Q-H$
центробежного насоса при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$:

$Q, \text{ л/с}$	0	4	8	12	16	20
$H, \text{ м}$	10	10,2	9,7	8,8	7,6	6,0
η	0	0,28	0,51	0,63	0,65	0,55

Определить подачу, напор и мощность, потребляемую насосом. Как изменится подача и напор насоса при уменьшении частоты вращения до $n_2 = 900 \text{ мин}^{-1}$?

Задача 148. Центробежный насос поднимает воду на высоту h_r по трубам l_1, d_1 ($\lambda_1 = 0,020$) и l_2, d_2 ($\lambda_2 = 0,025$). Определить подачу насоса при $n_1 = 900 \text{ мин}^{-1}$. Сравнить величины мощности, потребляемой насосом, при уменьшении его подачи на 25 % дросселированием задвижкой или изменением частоты вращения, если $p_1 = p_2 = p_a$. Местные сопротивления учтены эквивалентными длинами, включенными в заданные длины труб.

Данные, необходимые для построения характеристики $Q-H$
центробежного насоса при $n_1 = 900 \text{ мин}^{-1}$:

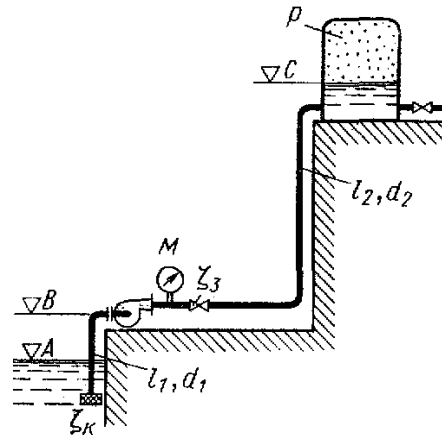
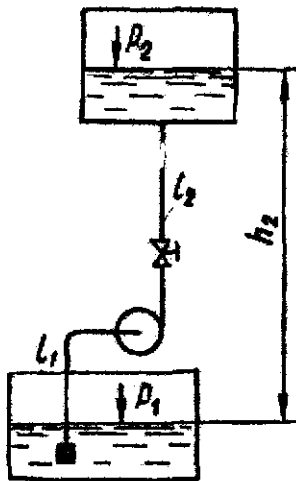
$Q, \text{ л/с}$	0	10	20	30	40	50	60
$H, \text{ м}$	12,6	13,3	13,6	13,4	12,7	11,5	9,6
η	0	0,48	0,68	0,77	0,83	0,81	0,74

Центробежный насос, расположенный на уровне с отметкой $\nabla B = 4 \text{ м}$, перекачивает воду из открытого резервуара с уровнем $\nabla A = 2 \text{ м}$ в резервуар с уровнем $\nabla C = 14 \text{ м}$ и избыточным давлением на поверхности p . Определить подачу, напор и мощность насоса, если манометр, установленный на выходе из него, показывает $M \text{ кПа}$. Всасывающий и напорный трубопроводы имеют длины l_1, l_2 и диаметры d_1, d_2 . При расчетах принять коэффициенты сопротивления трения трубопроводов λ_1, λ_2 , а коэффициент сопротивления всасывающей коробки с обратным клапаном ζ_k и частично закрытой задвижки ζ_3 . Сопротивление отводов не учитывать. Построить пьезометрическую линию для системы.

Задача 150. Построить характеристику сети, представляющей собой трубу диаметром d , длиной l , если эквивалентная длина всех местных сопротивлений $l_{\text{экр}}$, а коэффициент трения $\lambda = 0,03$. Какую мощность на валу потребует насос при работе на данную сеть, если полезный напор, преодолеваемый насосом, составляет H .

Данные для построения характеристики $Q-H$ насоса:

$Q, \text{ м}^3/\text{час}$	0	25	50	75	100
$H, \text{ м вод. ст.}$	26	28	27	26	20
η	0	26,5	50,5	51,5	49,8



3.7. Объемный гидропривод

3.7.1. Основные сведения из теории, расчетные формулы

Объемный гидропривод (ОГП) используется для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости. В состав ОГП входят объемные гидромашины, гидроаппараты и вспомогательные устройства, соединенные гидролиниями. К гидромашинам относятся гидродвигатели и насосы. Гидродвигатели преобразуют энергию потока жидкости в энергию движения выходного звена, которое преодолевает внешнюю для ОГП нагрузку. Поступательное движение штока, нагруженного силой F , реализуется в гидроцилиндре, а вращение – в гидромоторе, который на валу создает момент M .

В насосных ОГП насос вращается от приводящего двигателя и создает поток с избыточным давлением p_n и подачей $Q_n = nV_o\eta_{он}$ (n – частота вращения вала, V_o – рабочий объем, $\eta_{он}$ – объемный коэффициент подачи насоса, для несжимаемой жидкости равный объемному коэффициенту полезного действия насоса).

К гидроаппаратам ОГП относятся распределители, клапаны и дроссели. Распределители (золотниковые, клапанные, крановые) служат для изменения направления потока жидкости при реверсировании гидродвигателя, они также выполняют роль запорных и дросселирующих устройств и управляются извне.

Клапаны используются для защиты гидросистемы от чрезмерно высоких давлений (предохранительный клапан), для слива части расхода в бак при повышении давления (переливной), для ограничения потока в одном направлении (обратный), для стабилизации давления после клапана (редукционный). Клапаны работают автоматически.

Дроссели бывают регулируемые и нерегулируемые, они выполняют роль местных сопротивлений. В ОГП регулируемые дроссели используются для управления скоростью выходного звена.

Вспомогательные устройства – это гидробаки, фильтры, теплообменники, гидропневмоаккумуляторы. Они служат для размещения необходимых объемов рабочей жидкости (масла), ее очистки, поддержания температуры и вязкости в заданных пределах, для сглаживания пульсаций давления.

Рабочий процесс в ОГП определяют следующие основные величины: давление p_n и подача Q_n насоса, нагрузка F на штоке и скорость v_n поршня гидроцилиндра, момент M и частота вращения n вала гидромотора, расход $Q_{гд}$ и перепад давления $\Delta p_{гд}$ в гидродвигателе, потеря давления $\Delta p_{га}$ на гидроаппаратах, расход Q_i и потеря давления Δp_i для участка гидролинии i . Расчет ОГП заключается в нахождении значений указанных в задаче величин при известных размерах и гидравлических параметрах гидромашин, гидролиний, гидроаппаратов и рабочей жидкости.

Исходным для получения системы разрешающих уравнений является уравнение Бернулли в давлениях. Оно составляется для ряда участков гидропередачи (силовой части гидропривода: насос – гидролинии – гидродвигатель) с учетом специфики ОГП: при рабочих давлениях можно не учитывать разность геометрических высот и скоростных давлений в сопоставляемых сечениях. В учебных задачах ввиду отсутствия конструктивной схемы, как правило, из местных потерь учитываются только сопротивления в гидроаппаратах. Вместе с уравнением Бернулли используются уравнения: неразрывности одномерного потока, баланса расходов в узлах ветвления гидролиний, равновесия поршня гидроцилиндра.

При установившемся движении для ОГП как гидросистемы с насосной подачей получается известное основное уравнение:

$$p_n = p_{пот}, \quad (3.7.1)$$

то есть давление, создаваемое насосом, равно потребному давлению гидропередачи.

Обе части равенства (3.7.1) зависят от расхода Q . Функция $p_n = f(Q_n)$ – характеристика насоса (задается), функция $p_{пот} = f(Q)$ – характеристика гидросистемы, ее получение – наиболее трудоемкая часть расчета ОГП.

На рис. 3.7.1 приведена схема ОГП поступательного движения (условные обозначения гидропривода приведены в прил. 9). Для регулировки скорости выходного звена (штока) она содержит регулируемый дроссель, включенный последовательно с гидроцилиндром. Насос Н засасывает рабочую жидкость из бака Б и подает ее через дроссель ДР и распределитель Р в поршневую полость гидроцилиндра Ц. Шток, преодолевая внешнюю силу F , движется со скоростью v_n . В штоковой полости гидроцилиндра возникает давление $p_{ш}$, равное потерям давления в сливной гидролинии, содержащей канал распределителя

Р и фильтр Ф. После фильтра жидкость поступает в бак Б. Переливной клапан КП открывається, если давление в узле U_1 напорной гидрролинии больше установленного пружиной значения $p_{ко}$, в этом случае часть подачи насоса сливается в бак, не попадая в гидроцилиндр. Срабатывание клапана учитывается характеристикой насоса.

Рассмотрим расчетные зависимости. Шток и поршень движутся как одно твердое тело. Для гидроцилиндра с односторонним штоком (см. рис. 10.1) при $v_{п} = \text{const}$ уравнение равновесия поршня будет

$$p_{п} S_{п} - p_{ш} S_{эф} - F / \eta_{мц} = 0, \quad (3.7.2)$$

здесь $S_{п} = \pi D_{п}^2 / 4$ – площадь поршня, $S_{эф} = \pi(D_{п}^2 - D_{ш}^2) / 4$ – эффективная площадь поршня со стороны штока, $\eta_{мц}$ – механический коэффициент полезного действия (КПД) гидроцилиндра, учитывающий увеличение усилия на штоке за счет трения в уплотнениях. Заметим, что из-за различия площадей $S_{п}$ и $S_{эф}$

из уравнения (3.7.2) нельзя выразить перепад давления в гидроцилиндре через нагрузку. Кроме того, расходы в поршневой полости $Q_{п}$ и в штоковой $Q_{ш}$ разные. Если ввести безразмерный коэффициент эффективной площади $\beta = S_{эф} / S_{п}$, то

$$Q_{ш} = Q_{сл} = \beta Q_{п}. \quad (3.7.3)$$

Скорость поршня при движении вправо (см. рис. 3.7.1):

$$v_{п} = \eta_{оц} Q_{п} / S_{п}, \quad (3.7.4)$$

где $\eta_{оц}$ – объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий протечку жидкости через уплотнения. При движении влево при том же расходе скорость будет больше – $v_{п}^л = v_{п} / \beta$.

Потребное давление $p_{пот}$, входящее в правую часть основного уравнения (3.7.1), определяется в три этапа:

1) составляется выражение потерь давления в сливной линии (от гидродвигателя до гидробака) как функция расхода и приравнивается давлению в штоковой полости:

$$\Delta p_{сл} = p_{ш} = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м},$$

где $\Delta p_{тр}$ – потери на трение сливной линии и $\Delta p_{м}$ – потери в гидроаппаратах сливной линии;

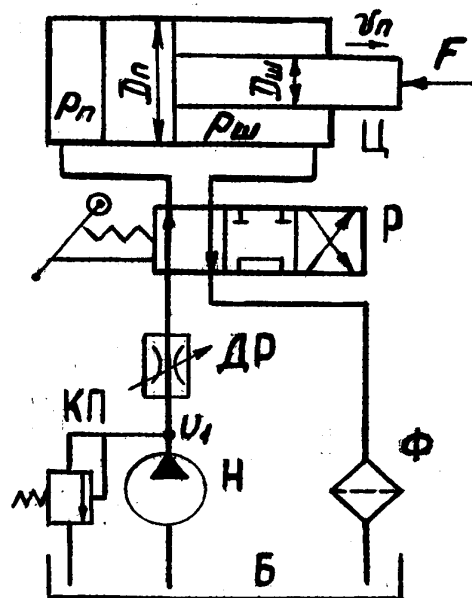


Рис. 3.7.1

2) из уравнения равновесия поршня (3.7.2) исключается давление в поршневой полости:

$$p_{\text{п}} = F / (S_{\text{п}} \eta_{\text{мп}}) + \beta \Delta p_{\text{сл}} ;$$

3) составляется выражение потребного давления в напорной линии (от насоса до гидродвигателя):

$$p_{\text{пот}} = \Delta p_{\text{нап}} + p_{\text{п}},$$

где $\Delta p_{\text{нап}}$ – потери на трение и в гидроаппаратах напорной линии. С учетом всех этапов получается потребное давление гидропередачи:

$$p_{\text{пот}} = F / (S_{\text{п}} \eta_{\text{мп}}) + \Delta p_{\text{нап}} + \Delta p_{\text{сл}} \beta. \quad (3.7.5)$$

Потеря давления на трение по длине для участка гидролинии длиной $l_{\text{к}}$, диаметром $d_{\text{к}}$ и с расходом $Q_{\text{к}}$ определяется формулой

$$\Delta p_{\text{тр}} = 0,811 \rho \lambda_{\text{к}} \frac{l_{\text{к}}}{d_{\text{к}}^5} Q_{\text{к}}^2. \quad (3.7.6)$$

При определении коэффициента гидравлического трения λ учитывают, что в ОГП используются гидравлически гладкие трубы. Значения плотности и вязкости масел берутся по прил. 2.

Потери давления в дросселе, канале распределителя, фильтре, клапане могут определяться по одному из следующих способов: 1) через эквивалентную длину $l_{\text{э}} = \zeta d_{\text{к}} / \lambda_{\text{к}}$, которая добавляется к геометрической длине $l_{\text{к}}$; 2) через коэффициент местного сопротивления ζ :

$$\Delta p = 0,811 \rho \frac{\zeta}{d_{\text{к}}^4} Q_{\text{к}}^2, \quad (3.7.7)$$

3) через номинальные значения потерь $\Delta p_{\text{ном}}$ и расхода $Q_{\text{ном}}$ гидроаппарата, приводимые в таблицах (см. прил. 8), например, для канала распределителя

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{ном}} (Q_{\text{к}} / Q_{\text{ном}})^2. \quad (3.7.8)$$

Для регулируемых дросселей и клапанов используется также формула

$$\Delta p_{\text{р}} = \frac{\rho}{2} \frac{Q_{\text{к}}^2}{\mu^2 S_{\text{др}}^2}, \quad (3.7.9)$$

в которой: μ – коэффициент расхода, $S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя. ($S_{\text{др}} = \bar{S} \cdot S_{\text{др}}^{\text{max}}$, где \bar{S} степень открытия дросселя, $S_{\text{др}}^{\text{max}}$ – максимальная площадь проходного сечения).

Выражение потребного давления (3.7.5) можно представить в виде

$$p_{\text{пот}} = p_{\text{гц}} + k_{\text{н}} Q_{\text{н}}^2 + k_{\text{сл}} Q_{\text{сл}}^2, \quad (3.7.10)$$

где $p_{\text{гц}} = F / S_{\text{п}} \eta_{\text{мп}}$ – статическое давление, определяемое нагрузкой на штоке; $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{сл}}$ – сопротивление напорной и сливной гидролиний соответственно.

В случае гидроцилиндра с двусторонним штоком эффективные площади поршня в обеих полостях одинаковы, поэтому равны и расходы. Для потребного давления будем иметь

$$p_{\text{пот}} = p_{\text{гц}} + (k_{\text{н}} + k_{\text{сл}}) Q_{\text{н}}^2, \quad (3.7.11)$$

где

$$p_{\text{гц}} = F / S_{\text{эф}} \eta_{\text{мц}}. \quad (3.7.12)$$

Если в задаче известна подача насоса или скорость поршня, то расходы в ветвях гидролиний определяются по балансу расходов, требуемое давление – по (3.7.10 или 3.7.11); согласно (3.7.1) становится известным и давление насоса. Полезная мощность насоса равна произведению этих величин:

$$N_{\text{пол.н}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}}.$$

В задачах, в которых расход не задан, но известна характеристика насоса $p_{\text{н}} = f(Q_{\text{н}})$, определяют рабочую точку ОГП графоаналитическим методом. Для этого в координатах $Q - p$ строят характеристику насоса с переливным клапаном, соединяя прямыми линиями три точки: K, M, N (рис. 3.7.2). Точка M соответствует давлению $p_{\text{ко}}$ открытия клапана, она же определяет номинальные параметры насоса $Q_{\text{н}}^{\text{ном}}$, $p_{\text{н}}^{\text{ном}}$. Точка N определяет теоретическую подачу насоса $Q_{\text{н}}^{\text{т}}$, в точке K – подача насоса равна расходу через клапан, т.е. подачи в гидродвигатель нет.

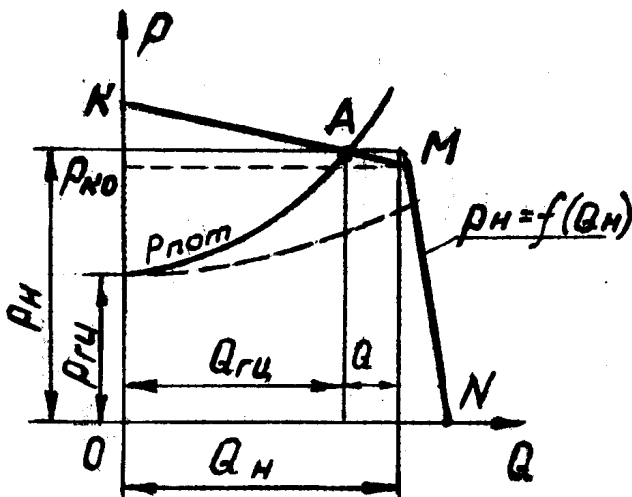


Рис. 3.7.2

График функции $p_{\text{пот}} = f(Q)$ строится в том же масштабе по точкам. Предварительно вычисляется величина $p_{\text{гц}}$ для формулы (3.7.10) или (3.7.11). Затем в пределах подачи насоса назначается ряд расходов Q_m ; при необходимости для них находится $Q_{\text{ш}}$ по (3.7.3). По этим расходам для каждого участка гидролиний вычисляются числа Рейнольдса $Re_{\text{тк}} = 4Q_{\text{тк}} / \pi d_{\text{к}} v$ и коэффициенты $\lambda_{\text{тк}}$, а далее вычисляются сопротивления $k_{\text{н}}$ и $k_{\text{сл}}$ согласно

формулам (3.7.6) – (3.7.9) и требуемое давление по (3.7.10) или (3.7.11). Результаты расчетов представляются в табличной форме.

На рис. 3.7.2 рабочая точка A определяет давление $p_{\text{н}}$ и подачу $Q_{\text{н}}$ насоса, расход $Q_{\text{гц}}$ через гидроцилиндр и расход $Q_{\text{кл}}$ через клапан. Штриховой линией показана характеристика гидросистемы при уменьшенном сопротивлении дросселя, когда $Q_{\text{кл}} = 0$ и $Q_{\text{гц}} = Q_{\text{н}}$.

Теперь рассмотрим особенности расчета ОГП с параллельным дросселем (рис. 3.7.3). Если дроссель закрыт, то вся подача насоса идет в цилиндр и поршень движется со скоростью $v_{\text{п}} = Q_{\text{н}} \eta_{\text{оц}} / S_{\text{эф}}$. При открытии дросселя в узле U_2 поток раздваивается, так что

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{гц}} + Q_{\text{др}}. \quad (3.7.13)$$

Потери давления в ветвях гидроцилиндра и дросселя от узла U_2 до бака одинаковы и равны избыточному давлению в узле U_2 :

$$\Delta p_{\text{нап}} + \Delta p_{\text{гц}} + \Delta p_{\text{сл}} = \Delta p'_{\text{нап}} + \Delta p'_{\text{др}} + \Delta p'_{\text{сл}}.$$

В случае, когда потери давления в ветвях гидролиний гидроцилиндра и дросселя по величине близки, т. е. $\Delta p_{\text{нап}} \cong \Delta p'_{\text{нап}}$; $\Delta p_{\text{сл}} \cong \Delta p'_{\text{сл}}$, то можно принять

$$\Delta p_{\text{гц}} = \Delta p'_{\text{др}}. \quad (3.7.14)$$

Тогда заменяя перепад давления в гидроциindre и потерю давления на дросселе соответствующими выражениями по (3.7.9), (3.7.12), определяем по (3.7.14) расход через дроссель $Q_{\text{др}}$. Дальнейшее решение задачи зависит от того, задана или не задана подача насоса. В случае, когда величина $Q_{\text{н}}$ известна, решение очевидно и выполняется аналитическим методом. Если подача $Q_{\text{н}}$ насоса не задана, то используется графо-аналитический метод.

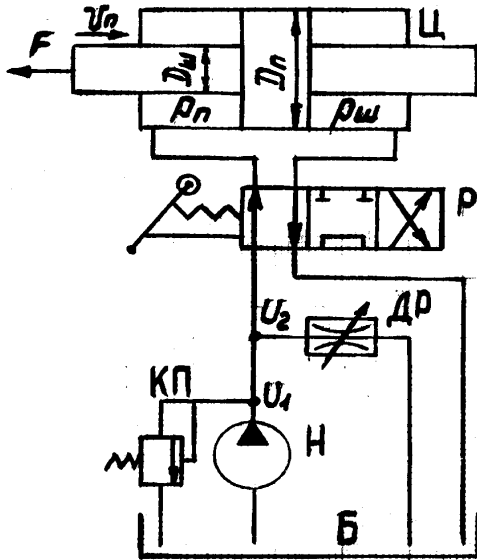


Рис. 3.7.3

Характеристика объемного насоса изображается лучом, исходящим из точки N (рис.3.7.4) в направлении точки M , которая соответствует номинальным параметрам насоса $p_{\text{н}}^{\text{ном}}$, $Q_{\text{н}}^{\text{ном}}$. Теоретическая подача насоса $Q_{\text{н}}^{\text{T}}$ в точке N связана с номинальной через объемный КПД насоса $\eta_{\text{он}}$, так что $Q_{\text{н}}^{\text{ном}} = Q_{\text{н}}^{\text{T}} \eta_{\text{он}}$.

Из равенства (3.7.13) следует, что в гидроцилиндр от узла U_2 направляется расход:

$$Q_{\text{гц}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{др}}. \quad (3.7.15)$$

Для гидролинии цилиндра насос с дросселем можно считать питающей установкой, если потери давления на участке гидролинии от насоса до разветвления U_2 пренебрежимо малы. Характеристика питающей установки строится с помощью уравнения (3.7.15). Предварительно по формуле (3.7.7) или (3.7.9) для ряда значений расхода Q вычисляются потери давления в дросселе и по полученным точкам строится парабола $\Delta p_{\text{др}} = f(Q)$ (см. рис. 3.7.4). Абсциссы этой параболы (расходы) при

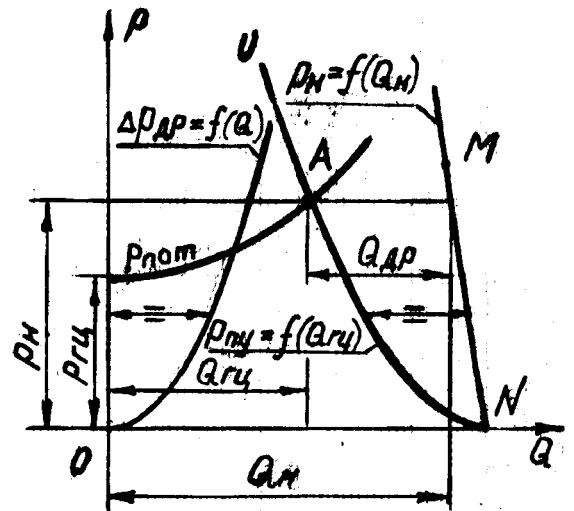


Рис. 3.7.4

одинаковых давлениях вычитаются из абсцисс характеристики насоса $p_n = f(Q_n)$, полученная таким способом кривая NU – характеристика питающей установки $p_{пу} = f(Q_{гц})$.

Потребное давление гидropередачи (насос – напорная линия – гидродвигатель – сливная гидролиния) $p_{пот} = f(Q_{гц})$ рассчитывается по тем же формулам потерь давления, которые получены при рассмотрении ОГП с последовательным дросселем. Пересечение графиков функций $p_{пу} = f(Q_{гц})$ и $p_{пот} = f(Q_{гц})$ дает рабочую точку A гидропривода с параллельным дросселем.

Гидромотор в гидравлическом расчете ОГП аналогичен гидроцилиндру с двухсторонним штоком. Падение давления в гидромоторе

$$\Delta p_m = 2\pi M / (V_o \eta_{мм}), \quad (3.7.16)$$

здесь M – крутящий момент, V_o – рабочий объем гидромотора, $\eta_{мм}$ – механический КПД мотора. Частота вращения вала гидромотора определяется через расход $Q_{гм}$ и объемный КПД:

$$n = Q_{гм} \eta_{ом} / V_o. \quad (3.7.17)$$

Полезная мощность ОГП – это работа выходного звена за единицу времени. Для гидроцилиндра и для гидромотора получаются соответствующие формулы:

$$N_{пол} = Fv_{п}; \quad N_{пол} = 2\pi nM. \quad (3.7.18)$$

Мощность двигателя $N_{пот}$, передающего вращение насосу, зависит от полезной мощности насоса и его КПД:

$$N_{пот} = p_n Q_n / \eta_n. \quad (3.7.19)$$

Эта же мощность является потребляемой мощностью ОГП.

Отношение полезной мощности ОГП к потребляемой называется КПД объемного гидропривода:

$$\eta_{огп} = N_{пол} / N_{пот}. \quad (3.7.20)$$

3.7.2. Примеры решения задач

Задача 1. В ОГП, схема которого приведена на рис. 3.7.1, насос подает жидкость плотностью $\rho = 880 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 0,35 \text{ Ст}$ в гидроцилиндр с диаметром поршня $D_{п} = 60 \text{ мм}$ и диаметром штока $D_{ш} = 30 \text{ мм}$. Шток преодолевает нагрузку $F = 10 \text{ кН}$ со скоростью $v_{п} = 0,1 \text{ м/с}$.

Определить подачу насоса, создаваемое им давление, мощность привода насоса и коэффициент полезного действия ОГП, если длина напорной линии $l_n = 2,4 \text{ м}$, ее диаметр $d_n = 6 \text{ мм}$, для сливной линии $l_{сл} = 2,8 \text{ м}$; $d_{сл} = 6 \text{ мм}$, коэффициенты местных сопротивлений: для канала распределителя $\zeta_p = 2,5$; для фильтра $\zeta_{ф} = 3,0$; регулируемый дроссель имеет максимальную площадь проходного сечения $S_{др}^{\max} = 25 \text{ мм}^2$, степень открытия $\bar{S} = 0,8$, коэффициент

расхода $\mu = 0,6$; КПД насоса $\eta_H = 0,8$; КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,9$; $\eta_{оц} = 1,0$.

Дано:

$$\begin{aligned} D_{\Pi} &= 60\text{мм} = 0,06\text{м}; & D_{Ш} &= 30\text{мм} = 0,03\text{м}; & \bar{S} &= 0,8; \\ l_H &= 2,4\text{м}; & d_H &= 6\text{мм} = 0,006\text{м}; & \mu &= 0,6; \\ l_{сл} &= 2,8\text{м}; & d_{сл} &= 6\text{мм} = 0,006\text{м}; & v_{\Pi} &= 0,1\text{м/с}; \\ \zeta_p &= 2,5; & \zeta_{\phi} &= 3,0; & \eta_H &= 0,8; \\ \eta_{мц} &= 0,9; & \eta_{оц} &= 1,0; & & \\ \rho &= 880\text{кг/м}^3; & \nu &= 0,35\text{Ст} = 0,35 \cdot 10^{-4}\text{м}^2/\text{с}; & & \\ F &= 10\text{кН} = 10^4\text{Н}; & S_{др}^{\max} &= 25\text{мм}^2 = 0,25 \cdot 10^{-4}\text{м}^2. & & \end{aligned}$$

Определить: Q_H , p_H , $N_{пот}$, $\eta_{огп}$.

Решение. 1. Параметры гидроцилиндра и скорость поршня заданы, что позволяет по (10.4) определить подачу насоса Q_H :

$$\begin{aligned} S_{\Pi} &= \pi D_{\Pi}^2 / 4 = \pi \cdot 0,06^2 / 4 = 0,00283\text{м}^2; \\ Q_H &= v_{\Pi} S_{\Pi} / \eta_{оц} = 0,1 \cdot 2,83 \cdot 10^{-3} / 1,0 = 2,83 \cdot 10^{-4}\text{м}^3 = 0,283\text{л/с}. \end{aligned}$$

2. По основному уравнению (3.7.1) давление насоса равно потребному давлению гидropередачи. Потребное давление находим по (3.7.5), для сравнения потерь давления слагаемые правой части вычисляем отдельно.

Статическое давление от нагрузки F штока

$$p_{гц} = F / (S_{\Pi} \eta_{мц}) = 10 \cdot 10^3 / (2,83 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9) = 3,93 \cdot 10^6\text{Па} = 3,93\text{МПа}.$$

3. Потери давления в напорной линии складываются из потерь на трение по длине (3.7.6), местных потерь в канале распределителя (3.7.7) и в дросселе (3.7.9). Предварительно вычисляем коэффициент λ для (3.7.6):

$$\begin{aligned} \text{Re}_H &= 4Q_H / (\pi d_H \nu) = 4 \cdot 2,83 \cdot 10^{-4} / (\pi \cdot 0,006 \cdot 0,35 \cdot 10^{-4}) = 1717; \\ \lambda_H &= 64 / \text{Re}_H = 64 / 1717 = 0,0373 \end{aligned}$$

и площадь проходного отверстия дросселя при $\bar{S} = 0,8$:

$$S_{др} = S_{др}^{\max} \cdot \bar{S} = 25 \cdot 10^{-6} \cdot 0,8 = 2 \cdot 10^{-5}\text{м}^2.$$

Получаем

$$\begin{aligned} \Delta p_{нап} &= 0,811\rho\lambda_H Q_H^2 l_H / d_H^5 + 0,811\rho\zeta_p Q_H^2 / d_H^4 + \rho Q_H^2 / (2\mu^2 S_{др}^2) = \\ &= [0,811 \cdot 880(0,0373 \cdot 2,4 / 0,006 + 2,5) / 0,006^4 + 880 / 2 \cdot 0,6^2 \cdot 2^2 \cdot 10^{-10}] 2,83^2 \cdot 10^{-8} = \\ &= (95,9 \cdot 10^3 + 30,6 \cdot 10^3) 2,83^2 = 1013 \cdot 10^3 = 1,01\text{МПа}. \end{aligned}$$

4. Для вычисления потерь в сливной линии предварительно находим расход $Q_{сл}$ и коэффициент $\lambda_{сл}$:

$$\begin{aligned} S_{\phi} &= \pi(D_{\Pi}^2 - D_{Ш}^2) / 4 = \pi \cdot 0,09 \cdot 0,03 / 4 = 2,12 \cdot 10^{-3}\text{м}^2; \\ \beta &= S_{\phi} / S_{\Pi} = 2,12 \cdot 10^{-3} / 2,83 \cdot 10^{-3} = 0,75; \end{aligned}$$

$$Q_{\text{сл}} = \beta Q_{\text{н}} = 0,75 \cdot 2,83 \cdot 10^{-4} = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$\text{Re}_{\text{сл}} = 4Q_{\text{сл}} / (\pi d_{\text{сл}} \nu) = 4 \cdot 2,12 \cdot 10^{-4} / (\pi \cdot 0,006 \cdot 0,35 \cdot 10^{-4}) = 1286;$$

$$\lambda_{\text{сл}} = 64 / 1286 = 0,0498.$$

Потери давления в сливной линии складываются из потерь на трение по длине и местных потерь в канале распределителя и в фильтре:

$$\Delta p_{\text{сл}} = 0,811 \rho \lambda_{\text{сл}} l_{\text{сл}} Q_{\text{сл}}^2 / d_{\text{сл}}^5 + 0,811 \rho \zeta_{\text{р}} Q_{\text{сл}}^2 / d_{\text{сл}}^4 + 0,811 \rho \zeta_{\text{ф}} Q_{\text{сл}}^2 / d_{\text{сл}}^4 =$$

$$= 0,811 \rho Q_{\text{сл}}^2 (\lambda_{\text{сл}} l_{\text{сл}} / d_{\text{сл}} + \zeta_{\text{р}} + \zeta_{\text{ф}}) / d_{\text{сл}}^4 =$$

$$= 0,811 \cdot 880 \cdot 2,12^2 \cdot 10^{-8} (0,0498 \cdot 2,8 / 0,006 + 2,5 + 3,0) / 0,006^4 = 0,71 \text{ МПа}.$$

5. Давление насоса согласно (3.7.1) и (3.7.5) равно

$$p_{\text{н}} = p_{\text{гц}} + \Delta p_{\text{нап}} + \Delta p_{\text{сл}} = 3,93 + 1,01 + 0,75 \cdot 0,71 = 5,47 \text{ МПа}.$$

Мощность привода насоса, или потребляемая мощность ОГП, вычисляется по формуле (3.7.19):

$$N_{\text{пот}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}} / \eta_{\text{н}} = 5,47 \cdot 10^6 \cdot 2,83 \cdot 10^{-4} / 0,8 = 1,94 \text{ кВт}.$$

Полезная мощность ОГП и его КПД – по (3.7.18), (3.7.20):

$$N_{\text{пол}} = v_{\text{п}} F = 0,1 \cdot 10 \cdot 10^3 = 1,0 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{огп}} = N_{\text{пол}} / N_{\text{пот}} = 1,0 / 1,94 = 0,52.$$

Ответ: $Q_{\text{н}} = 0,283 \text{ л/с}$; $p_{\text{н}} = 5,47 \text{ МПа}$; $N_{\text{пот}} = 1,94 \text{ кВт}$; $\eta = 0,52$.

Задача. 2. В гидроприводе вращательного движения (рис. 3.7.5) используется нерегулируемый гидромотор с рабочим объемом $V_0 = 80 \text{ см}^3$ и КПД $\eta_{\text{ом}} = 0,95$; $\eta_{\text{мм}} = 0,96$. Насос с номинальными параметрами $Q_{\text{н}}^{\text{ном}} = 5 \text{ л/с}$; $p_{\text{н}}^{\text{ном}} = 10 \text{ МПа}$; при номинальном давлении имеет $\eta_{\text{он}} = 0,91$, $\eta_{\text{н}} = 0,9$. В системе используется масло АМГ-10, расчетная температура 50° . Гидролинии выполнены из трубки диаметром $d = 12 \text{ мм}$ и имеют длины: $l_1 = 1,0 \text{ м}$ и $l_2 = 1,5 \text{ м}$. Управление скоростью вращения вала мотора осуществляется дросселем с коэффициентом расхода $\mu = 0,6$ и максимальной площадью проходного сечения $S_{\text{др}}^{\text{max}} = 80 \text{ мм}^2$.

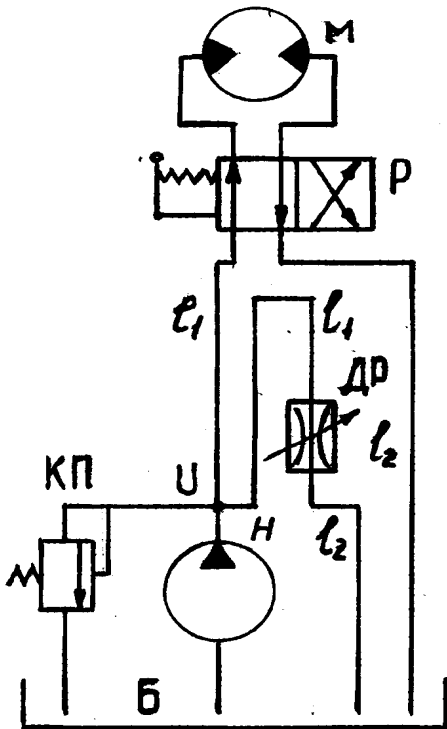


Рис. 10.5

Пренебрегая потерями давления на участке гидролинии от насоса до узла разветвления U и в каналах распределителя, определить мощность гидромотора и КПД гидропривода при крутящем моменте на валу $M = 60 \text{ Нм}$ и степени открытия дросселя $\bar{S} = 0,25$.

Определить также, как изменятся мощность

и КПД гидропривода, если: 1) закрыть дроссель; 2) уменьшить диаметр гидролиний до 10мм; 3) при $d'=10\text{мм}$ использовать распределитель с коэффициентом сопротивления $\zeta_p = 2$ для каждого канала.

Дано:

$$V_o = 80\text{см}^3 = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3; \quad p_n^{\text{НОМ}} = 10\text{МПа} = 10^7 \text{ Па}; \quad \eta_n = 0,90; \quad l_1 = 1,0\text{м};$$

$$\eta_{\text{ом}} = 0,95; \quad Q_n^{\text{НОМ}} = 5\text{л/с}; \quad \eta_{\text{он}} = 0,91; \quad l_2 = 1,5\text{м};$$

$$\eta_{\text{мм}} = 0,96; \quad S_{\text{др}}^{\text{max}} = 80\text{мм}^2 = 0,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad \mu = 0,6;$$

$$M = 60\text{Нм}; \quad \bar{S} = 0,25; \quad \zeta_p = 2; \quad d' = 10\text{мм} = 0,01\text{м}; \quad d = 12\text{мм} = 0,012\text{м}.$$

Определить: $N_{\text{пол}}$, $\eta_{\text{гп}}$.

Решение. 1. В рассматриваемом гидроприводе не заданы ни расход, ни скорость выходного звена, поэтому задачу решаем графоаналитическим методом.

Теоретическая подача насоса при $p_n = 0$ будет

$$Q_n^T = Q_n^{\text{НОМ}} / \eta_{\text{ом}} = 5,0 / 0,91 = 5,5\text{л/с}.$$

На рис. 3.7.6 луч из точки N , проходящий через точку M номинальных параметров насоса, определяет характеристику насоса.

2. Дроссель включен параллельно гидромотору, его характеристика

$$\Delta p_{\text{др}} = f(Q) \text{ при проходном сечении}$$

$$S_{\text{др}} = S_{\text{др}}^{\text{max}} \bar{S} = 0,8 \cdot 10^{-4} \cdot 0,25 = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ о}$$

пределится по формуле (3.7.9). Плотность рабочей жидкости и ее вязкость при расчетной температуре берем из прил. 2: для АМГ-10 при $t=50^\circ \text{С}$ имеем: $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ и $\nu = 0,1 \text{ Ст}$. Получим

$$\Delta p_{\text{др}} = \frac{\rho}{2 \mu^2 S_{\text{др}}^2} Q^2 = \frac{850 \cdot Q^2}{2 \cdot 0,6^2 (0,2 \cdot 10^{-4})^2} =$$

$$= 2,95 \cdot Q^2 \text{ МПа}, (Q \approx \text{л/с})$$

Задаваясь рядом расходов, получаем точки $\Delta p_{\text{др}} = f(Q)$:

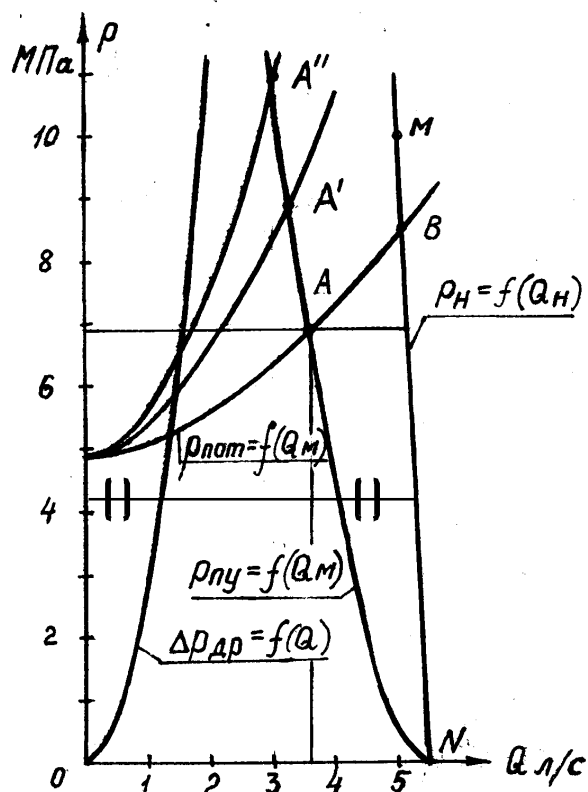


Рис. 3.7.6

Q (л/с)	0,5	1,0	1,5	2,0
$\Delta p_{\text{др}}$ (МПа)	0,74	2,95	6,64	11,8

Парабола из начала координат, проведенная по этим точкам, изображает характеристику дросселя (см. рис. 3.7.6).

Характеристика питающей установки $p_{пу} = f(Q_M)$ получается вычитанием абсцисс параболы дросселя из абсцисс (расходов) характеристики насоса (см. рис. 3.7.6).

Для построения характеристики гидролинии мотора $p_{пот} = f(Q_M)$ вычислим слагаемые правой части (3.7.5). Падение давления в гидромоторе по (3.7.16):

$$\Delta p_M = 2\pi M / (V_o \eta_{MM}) = 2\pi \cdot 60 / (80 \cdot 10^{-6} \cdot 0,96) = 4,9 \text{ МПа.}$$

Потери давления в напорной и сливной гидролиниях по (3.7.6):

$$\begin{aligned} \Delta p_{нап} + \Delta p_{сл} &= 0,811 \rho Q^2 \lambda (l_1 + l_2) / d^5 = \\ &= 0,811 \cdot 850 \cdot Q^2 \lambda (1 + 1,5) / (0,012)^5 = 6,926 \lambda Q^2 \text{ МПа } (Q \approx \text{л/с}). \end{aligned}$$

Задаемся рядом расходов в пределах подачи насоса, например, $Q=1;2;3;4;5$ л/с. Для каждого значения Q вычисляем Re и λ . При $Q=1$ л/с

$$Re = 4Q / (\pi d \nu) = 4 \cdot 1 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot 0,012 \cdot 0,1 \cdot 10^{-4}) = 1,06 \cdot 10^4;$$

$$\lambda = 0,316 / Re^{0,25} = 0,316 / (1,06 \cdot 10^4)^{1/4} = 0,031;$$

$$\Delta p_{нап} + \Delta p_{сл} = 6,926 \lambda Q^2 = 6,926 \cdot 0,031 \cdot 1^2 = 0,215 \text{ МПа};$$

$$p_{пот} = \Delta p_M + \Delta p_{нап} + \Delta p_{сл} = 4,9 + 0,215 = 5,11 \text{ МПа}.$$

Эти вычисления для всех расходов сводим в табл. 3.7.1.

Таблица 3.7.1

Результаты расчета

Q л/с	1	2	3	4	5
Re	$1,06 \cdot 10^4$	$2,12 \cdot 10^4$	$3,18 \cdot 10^4$	$4,25 \cdot 10^4$	$5,31 \cdot 10^4$
λ	0,031	0,026	0,024	0,022	0,021
$k=6,926\lambda$	0,215	0,180	0,163	0,152	0,144
kQ^2 МПа	0,215	0,72	1,47	2,43	3,60
Δp_M МПа	4,9	4,9	4,9	4,9	4,9
$p_{пот} = \Delta p_M + kQ^2$	5,11	5,62	6,37	7,33	8,50

На рис. 3.7.6 по результатам таблицы построена характеристика потребного давления $p_{пот} = f(Q_M)$, она пересекается с характеристикой питающей установки в рабочей точке A гидропривода. Точка A определяет параметры рабочего режима: $p_M = 6,9$ МПа, $Q_H = 5,15$ л/с, $Q_M = 3,58$ л/с.

По расходу через мотор находим частоту вращения вала, согласно (3.7.17)

$$n = Q_M \eta_{MM} / V_o = 3,58 \cdot 10^{-3} \cdot 0,96 / (80 \cdot 10^{-6}) = 42,5 \text{ об/с.}$$

Полезная мощность гидропривода по (3.7.18):

$$N_{пол} = 2\pi n M = 2\pi \cdot 42,5 \cdot 60 = 16,0 \text{ кВт.}$$

Потребляемая мощность гидропривода по (3.7.19):

$$N_{пот} = p_H Q_H / \eta_H = 6,9 \cdot 10^6 \cdot 5,15 \cdot 10^{-3} / 0,9 = 39,5 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия гидропривода по (3.7.20):

$$\eta_{\text{огп}} = N_{\text{пол}} / N_{\text{пот}} = 0,40.$$

6. Если дроссель полностью закрыть, то рабочей точкой будет точка B (см. рис. 3.7.6), для нее:

$$p_{\text{н}} = 8,55 \text{ МПа}, \quad Q_{\text{м}} = Q_{\text{н}} = 5,08 \text{ л/с}, \quad N_{\text{пол}} = 22,7 \text{ кВт}, \quad \eta_{\text{огп}} = 0,47.$$

Результаты расчетов при измененных параметрах гидросистемы показаны на рис. 3.7.6. Рабочая точка A' соответствует $d=10$ мм, $\zeta_{\text{р}} = 0$; рабочая точка A'' получена при $d=10$ мм, $\zeta_{\text{р}} = 2$ для каждого канала распределителя. Сравнение рабочих параметров ОГП для трех вариантов гидролиний приведены в табл. 3.7.2.

Таблица 3.7.2

Рабочие параметры ОГП

Варианты гидролиний	Рабочие параметры объемного гидропривода					
	$p_{\text{н}}$	$Q_{\text{н}}$	$Q_{\text{м}}$	$N_{\text{пол}}$	$N_{\text{пот}}$	$\eta_{\text{огп}}$
$d=12$ мм, $\zeta_{\text{р}} = 0$	6,9	5,15	3,58	16,0	39,5	0,4
$d=10$ мм, $\zeta_{\text{р}} = 0$	8,9	5,0	3,30	14,8	49,4	0,3
$d=10$ мм, $\zeta_{\text{р}} = 2$	10,9	4,95	3,0	13,2	53,9	0,2

3.7.3. Контрольные задания по теме

Задача 151. В ОГП поступательного движения используется гидроцилиндр с двухсторонним штоком, диаметры $D_{\text{п}}$, $D_{\text{ш}} = D_{\text{п}} / 2$, КПД $\eta_{\text{оц}} = 0,99$, $\eta_{\text{мц}} = 0,96$, шток нагружен силой F и движется со скоростью $v_{\text{п}}$. Гидролинии выполнены из трубки диаметром d , длина общая от насоса до бака l , система заполнена жидкостью Ж, расчетная температура T . Коэффициент сопротивления распределителя $\zeta_{\text{р}} = 1,5$.

Определить подачу насоса, развиваемое им давление $p_{\text{н}}$ и потребляемую мощность $N_{\text{пот}}$, если КПД объемный $\eta_{\text{он}} = 0,95$, общий $\eta_{\text{о}} = 0,78$.

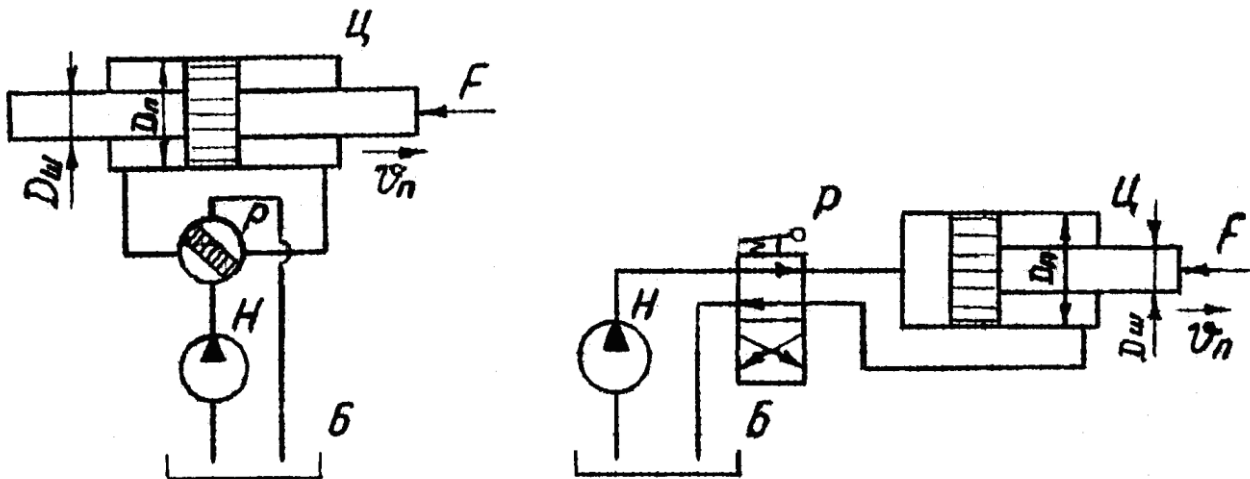
Задача 152. Гидропривод поступательного движения преодолевает внешнее усилие на штоке F , гидроцилиндр имеет поршень диаметром $D_{\text{п}}$ и шток с $D_{\text{ш}} = 0,6D_{\text{п}}$, КПД объемный $\eta_{\text{оц}} = 0,99$, механический $\eta_{\text{мц}} = 0,95$. Пластинчатый насос с рабочим объемом $V_{\text{о}} = 60 \text{ см}^3$ вращается со скоростью n , объемный КПД насоса $\eta_{\text{он}} = 0,98$. Гидролинии имеют диаметр d , их общая длина l . В системе рабочая жидкость Ж при температуре T .

Пренебрегая сопротивлением распределителя, найти скорость перемещения штока $v_{\text{п}}$, давление, развиваемое насосом $p_{\text{н}}$, и его полезную мощность.

Задача 153. Определить полезную мощность $N_{\text{пол}}$ ОГП и его КПД $\eta_{\text{огп}}$ при внешнем усилии на штоке F и скорости $v_{\text{п}}$. Гидроцилиндр с односторонним штоком имеет поршень диаметром $D_{\text{п}}$, шток с диаметром $D_{\text{ш}} = 0,5D_{\text{п}}$, КПД $\eta_{\text{оц}} = 1,0$, $\eta_{\text{мц}} = 0,9$; насос имеет общий КПД $\eta_{\text{н}} = 0,8$. Гидросистема заполнена жидкостью Ж, температура T , гидролинии имеют диаметр d и длины: напорная $0,6l$, сливная $0,8l$, коэффициент сопротивления каждого канала распределителя $\zeta_{\text{р}} = 2$.

К задачам 151, 152

К задачам 153, 154

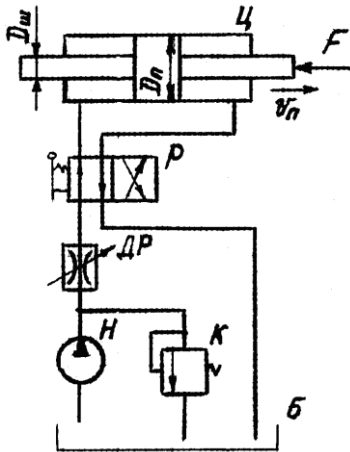


Задача 154. В ОГП поступательного движения шток гидроцилиндра, преодолевая силу F , движется со скоростью $v_{\text{п}}$, диаметр поршня гидроцилиндра $D_{\text{п}}$, штока $D_{\text{ш}} = 0,5D_{\text{п}}$, КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{мц}} = 0,95$, $\eta_{\text{оц}} = 0,99$. Гидролинии имеют общую длину l и диаметр d , суммарный коэффициент местных сопротивлений $\sum \zeta = 12$, в системе жидкость Ж при температуре T .

Определить потребляемую мощность насоса при КПД $\eta_{\text{н}} = 0,78$.

Задача 155. Гидропривод поступательного движения приводится от насоса, характеристика которого определена точками (0л/с, 5,5МПа), (0,5л/с, 5,0МПа), (0,6л/с, 0,0МПа). Шток гидроцилиндра нагружен силой F , поршень имеет диаметр $D_{\text{п}}$, шток $D_{\text{ш}} = 0,5D_{\text{п}}$, механический КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{мц}} = 0,95$, объемный $\eta_{\text{мц}} = 1,0$. Гидролинии имеют общую длину l и диаметр d , система заполнена жидкостью Ж, температура T . Скорость штока $v_{\text{п}}$ регулируется дросселем с коэффициентом расхода $\mu = 0,62$. Определить скорость штока и давление насоса при площади проходного сечения дросселя $S_{\text{др}} = 6 \text{ мм}^2$, другими местными сопротивлениями пренебречь.

К задачам 155, 156



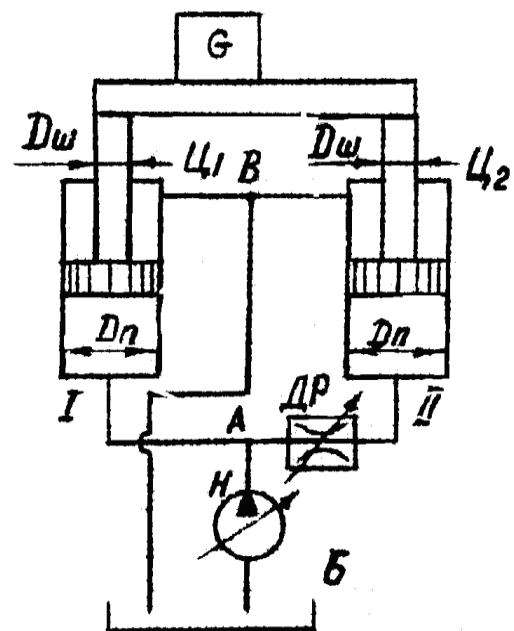
Задача 156. Определить полезную мощность насоса, имеющего рабочий объем $V_0 = 30 \text{ см}^3$, при работе в составе гидропривода, изображенного на рисунке. Шток нагружен силой F , диаметр поршня $D_п$, штока $D_ш = 0,5D_п$, механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,92$; объемный $\eta_{оц} = 0,96$. Напорная линия имеет длину $l_1 = 0,8l$, сливная $l_2 = 0,6l$, диаметр одинаковый d , в системе жидкость Ж при температуре T . Регулирующий дроссель имеет проходное сечение $S_{др} = 6,5 \text{ мм}^2$, коэффициент расхода $\mu = 0,6$. Характеристика насоса задана точками (0 л/с, 6,0 МПа), (0,4 л/с, 5,2 МПа), (0,45 л/с, 0,0 МПа).

Задача 157. Для подъема груза $G = 1,8F$ со скоростью $v_п$ применяются два одинаковых гидроцилиндра с диаметрами $D_п$ и $D_ш = 0,5D_п$. Груз смещен так, что на первый цилиндр приходится нагрузка F , а на второй – $0,8F$. Гидролинии имеют диаметр d и длины: от точки A до цилиндров $l_1 = 0,4l$, от цилиндров до точки B $l_2 = 0,3l$, от точки B до бака $l_3 = 0,7l$; в системе жидкость Ж при температуре T . Определить давление, создаваемое насосом в точке A , и коэффициент сопротивления дросселя $\zeta_{др}$, который надо установить для подъема платформы груза без перекосов. Механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,92$, объемный – $\eta_{оц} = 1,0$. Местными потерями, кроме дросселя, пренебречь.

Указание. Расчет ведется из условия, что потери давления (с учетом перепада давлений на поршнях) в гидролиниях гидроцилиндров равны.

Задача 158. В подъемном устройстве используются два одинаковых гидроцилиндра с диаметрами $D_п$ и $D_ш = 0,5D_п$. Вес поднимаемого груза $G = 2F$, вес балки, соединяющей штоки цилиндров $G_1 = 0,2F$. Насос подает в точку A расход рабочей жидкости $Q_н = 1,5 \text{ л/с}$. Гидролинии выполнены из труб диаметром d и имеют длины: от точки A до цилиндров $l_1 = 0,4l$, от цилиндров до точки B $l_2 = 0,3l$, от точки B до бака $l_3 = 0,6l$, гидросистема заполнена жидкостью Ж, расчетная температура T . Определить

К задачам 157, 158



скорость подъема груза из условия, что балка не перекашивается, найти место расположения груза на балке и давление в точке A , если коэффициент сопротивления дросселя $\zeta_{др} = 100$, а механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мц} = 0,95$, $\eta_{оц} = 1,0$. Местными потерями, кроме дросселя, пренебречь.

Указание см. к задаче 157.

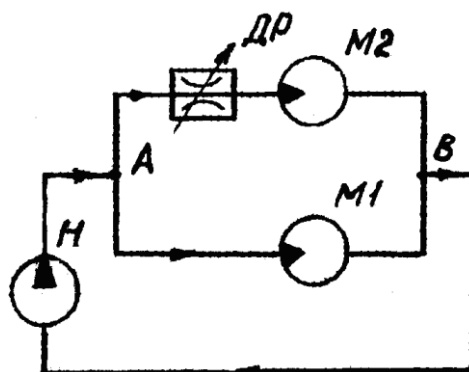
Задача 159. Определить частоту вращения и мощность на валу гидромоторов, включенных параллельно, если подача насоса $Q_n = 2,2 \text{ л/с}$, рабочие объемы гидромоторов $V_{o1} = V_o$; $V_{o2} = 2V_o$, моменты на их валах $M_1 = M$; $M_2 = 1,8M$, объемные и механические КПД моторов одинаковы $\eta_{ом} = \eta_{мм} = 0,95$. Система заполнена жидкостью Ж, при температуре T , гидролинии моторов между узлами A и B имеют одинаковые длины l и диаметр d . Проходное сечение дросселя $S_{др} = 0,30 \text{ см}^2$, коэффициент расхода $\mu = 0,85$.

Какую полезную мощность при этом развивает насос?

Указание. Расчет ведется из условия, что потери давления в параллельных гидролиниях (с учетом перепада давлений на гидромоторах) равны.

К задачам 159, 160

Задача 160. В ОГП вращательного движения гидромоторы $M1$ и $M2$ включены параллельно и работают на один вал, преодолевая общий момент M . Рассчитать проходное сечение дросселя $S_{др}$ так, чтобы моменты гидромоторов были одинаковыми $M_1 = M_2 = 0,5M$, если рабочие объемы моторов $V_{o1} = V_o$; $V_{o2} = 1,2V_o$, КПД одинаковые $\eta_{ом} = \eta_{мм} = 0,95$, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,85$. Гидролинии



моторов между узлами A и B имеют одинаковые длины l и диаметр d , система заполнена жидкостью Ж, при температуре T . Определить также частоту вращения моторов при подаче насоса $Q_n = 2,2 \text{ л/с}$.

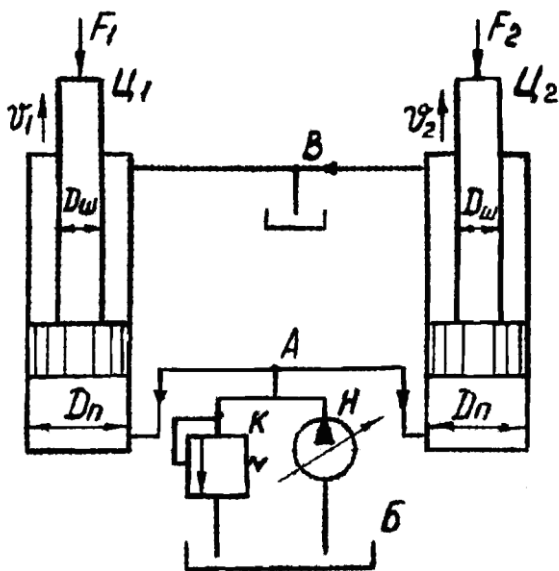
Указание см. к задаче 159.

Задача 161. В ОГП продольной подачи рабочего стола металлорежущего станка (см. схему к задачам 153, 154) насос подает жидкость Ж, температура которой T , в гидроцилиндр, шток нагружен силой F , диаметр поршня $D_{п}$, штока $D_{ш} = 0,5D_{п}$, КПД цилиндра $\eta_{оц} = 1$, $\eta_{мц} = 0,9$. Гидролинии имеют диаметр d , длина напорной и сливной ветвей l , коэффициент потерь давления каждого канала распределителя $\Delta p_p^{\text{ном}} = 0,1 \text{ МПа}$ при $Q_p^{\text{ном}} = 1,0 \text{ л/с}$. Характеристика насоса с переливным клапаном задана точками $(0,0 \text{ л/с}, 4,0 \text{ МПа})$, $(1,5 \text{ л/с}, 3,0 \text{ МПа})$, $(1,65 \text{ л/с}, 0,0 \text{ МПа})$. Определить скорость перемещения стола вправо.

Задача 162. В подъемном устройстве используются одинаковые гидроцилиндры Ц1 и Ц2 с диаметрами поршней $D_{\text{п}}$ и штоков $D_{\text{ш}} = 0,6D_{\text{п}}$, КПД цилиндров: объемный $\eta_{\text{оц}} = 0,98$, механический $\eta_{\text{мц}} = 0,92$; нагрузки штоков гидроцилиндров одинаковые $F_1 = F_2 = F$. Характеристика насоса задана точками: (0,0 л/с, 4 МПа), (0,6 л/с, 3,5 МПа), (0,7 л/с, 0,0 МПа). Гидролинии имеют диаметр d и длины: напорные ветви после узла A $l_{\text{н}} = l$, сливные ветви до узла B $l_{\text{с}} = 0,8l$, местные потери давления составляют 30 % потерь по длине, сопротивление подводящей трубы к узлу A и отводящей от узла B можно не учитывать. Система заполнена маслом Ж, при температуре T . Определить скорости поршней при подъеме груза.

Указание. Кривую потребного давления необходимо строить с учетом разделения потока в узле A .

К задачам 162, 163



Задача 163. В объемном гидроприводе подъемного устройства масло Ж при температуре T подается насосом H в одинаковые гидроцилиндры с поршнями диаметром $D_{\text{п}}$ и штоками диаметром $D_{\text{ш}} = 0,5D_{\text{п}}$, к штокам приложены силы $F_1 = F$, $F_2 = 1,2F$, КПД цилиндров $\eta_{\text{мц}} = 0,92$, $\eta_{\text{оц}} = 1$. Диаметры гидролиний d , длины ветвей от узла A до цилиндров $l_1 = l$, от цилиндров до узла B $l_2 = 0,8l$, местные потери давления составляют 30% потерь по длине, сопротивление на участках до узла A и от

узла B до бака не учитывается. Определить скорости поршней при их движении вверх, если характеристика насоса задана точками: (0,0 л/с, 4,0 МПа), (0,6 л/с, 3,5 МПа), (0,7 л/с, 0,0 МПа).

Указание. Кривую потребного давления следует строить с учетом разделения потока в узле A для разных перепадов давления в гидроцилиндрах.

Задача 164. В ОГП поступательного движения (см. рис. 3.7.1) насос с рабочим объемом V_0 имеет частоту вращения вала n и объемный КПД $\eta_{\text{оц}} = 0,96$ при $p_{\text{н}} = 8,0$ МПа. Давление открытия переливного клапана $p_{\text{ко}} = 5,0$ МПа, а при $p_{\text{к}} = 6,0$ МПа вся жидкость сливается через клапан. Гидроцилиндр с односторонним штоком имеет диаметр поршня $D_{\text{п}} = 10d$, диаметр штока $D_{\text{ш}} = 0,4D_{\text{п}}$, шток нагружен силой F , КПД гидроцилиндра: $\eta_{\text{мц}} = 0,95$, $\eta_{\text{оц}} = 1,0$. Гидролинии имеют диаметр d и длины: напорная $l_{\text{н}} = l$, сливная $l_{\text{сл}} = 1,5l$, эквивалентная длина каждого канала распределителя

$l_{\text{эк}} = 200d$. Другими местными сопротивлениями пренебречь. В системе масло Ж, при температуре T . Определить скорость поршня $v_{\text{п}}$ и полезную мощность ОГП.

Задача 165. В гидравлическом прессе усилие прессования F создается верхним рабочим цилиндром с диаметром поршня $D_1 = D_{\text{п}}$ и силой тяжести $G = 0,1F$ подвижных частей. Для подъема подвижных частей служат два нижних гидроцилиндра с плунжерами диаметром $D_2 = 0,6D_{\text{п}}$, КПД цилиндров $\eta_{\text{оц}} = 0,96$, $\eta_{\text{мц}} = 0,9$ можно считать постоянными. Насос, характеристика которого задана точками: (0,0л/с, 8,0МПа), (11,0л/с, 7,0МПа), (12,5л/с, 0,0МПа), обеспечивает работу гидросистемы пресса на жидкости Ж с температурой T .

Длины и диаметры гидролиний определены величинами: $l_1 = 0,8l$, $d_1 = d$; $l_2 = 0,4l$, $d_2 = 0,75d$; $l_3 = 0,8l$, $d_3 = d$. Эквивалентная длина каждого канала распределителя $l_{\text{эк}} = 100d$. Определить скорость подвижных частей, полезную мощность насоса и КПД гидропривода при прессовании, если общий КПД насоса $\eta_{\text{н}} = 0,78$.

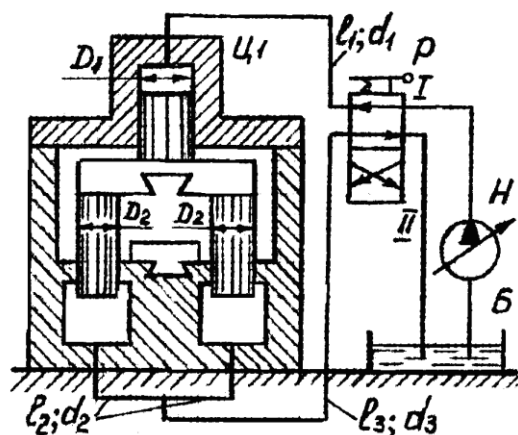
Указание. Выражение потребного давления следует получить из условия равновесия подвижных частей при прессовании.

Задача 166. По условиям задачи 165, принимая свои значения параметров F , d , $D_{\text{п}}$, l , T , определить рабочую точку ОГП, скорость подъема подвижных частей, КПД гидропривода при возврате инструмента в верхнее положение.

Указание. Выражение потребного давления необходимо получить из условия равновесия подвижных частей при их подъеме.

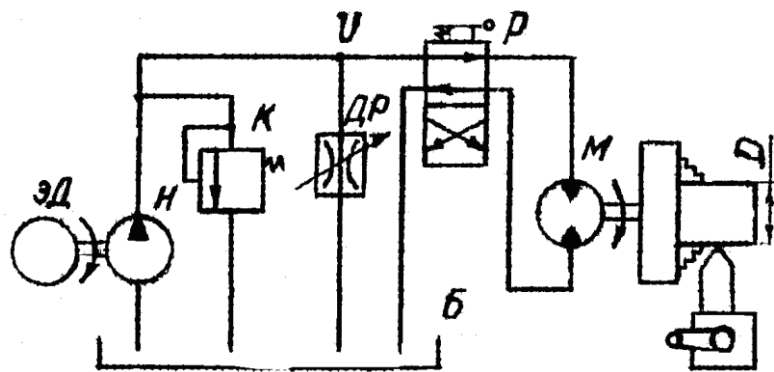
Задача 167. Гидромотор с рабочим объемом $V_0 = 40\text{см}^3$ управляется параллельным дросселем и используется в качестве привода главного движения токарного станка. При обработке детали диаметром $D = D_{\text{п}}$ касательная составляющая усилия резания равна F . Гидросистему питает насос с рабочим объемом $V_{\text{он}} = 2V_0$ и теоретической подачей $Q_{\text{н}}^{\text{т}} = 2,0\text{л/с}$. Объемные и механические КПД гидромашин: $\eta_0 = 0,92$ при $p = 10\text{МПа}$, $\eta_{\text{м}} = 0,94$. Регулируемый дроссель имеет максимальную площадь проходного сечения

К задачам 165, 166



$S_{др}^{max} = 40\text{мм}^2$ и коэффициент расхода $\mu=0,65$. Гидролинии гидромотора и дросселя от узла U по потоку имеют длины l и диаметр d , сопротивление канала распределителя определяется коэффициентом $\zeta_p = 1,5$, потерями давления на участке от насоса до узла U можно пренебречь. Определить частоту вращения шпинделя и мощность привода насоса при степени открытия дросселя $\bar{S} = 0,2$, если гидравлический КПД насоса $\eta_r = 1,0$. Гидросистема заполнена маслом Ж, при температуре T .

К задаче 167



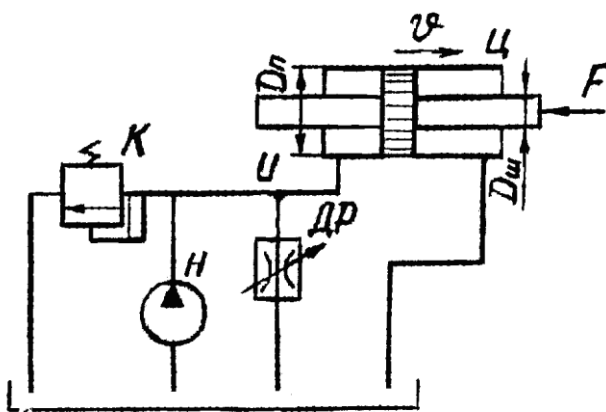
Задача 168. В ОГП поступательного движения (см. схему к задачам 155, 156) применяется последовательно включенный регулируемый дроссель для изменения скорости поршня. Нужно определить степень открытия дросселя \bar{S} для получения значения скорости $v_{п}$ при известных гидравлических параметрах системы. Гидроцилиндр имеет диаметр поршня $D_{п}$, диаметр штока $D_{ш} = 0,5D_{п}$ и нагрузку F при $\eta_{мц} = 0,96$, $\eta_{оц} = 0,95$. Характеристика насоса определена точками: $(0,0\text{л/с}, 10,0\text{МПа})$, $(0,5\text{л/с}, 9,0\text{МПа})$, $(0,6\text{л/с}, 0,0\text{МПа})$. Гидролинии имеют диаметр d и общую длину l (без дросселя). Система заполнена жидкостью Ж, при температуре T . Дроссель имеет максимальное проходное сечение $S_{др}^{max} = 10\text{мм}^2$ и коэффициент расхода $\mu=0,75$. При найденном значении \bar{S} и заданном $v_{п}$ вычислить КПД ОГП, если КПД насоса $\eta_{н} = 0,8$. Как изменится КПД гидропривода при увеличении нагрузки в 2 раза при той же степени открытия дросселя?

Задача 169. В ОГП поступательного движения для регулирования скорости штока используется параллельный гидроцилиндру регулируемый дроссель с максимальным проходным сечением площадью $S_{др}^{max} = 8\text{мм}^2$ и коэффициентом расхода $\mu=0,65$. Диаметр поршня гидроцилиндра $D_{п}$, штока $D_{ш} = 0,5D_{п}$, КПД $\eta_{оц} = 1,0$; $\eta_{мц} = 0,95$. Характеристика насоса задана

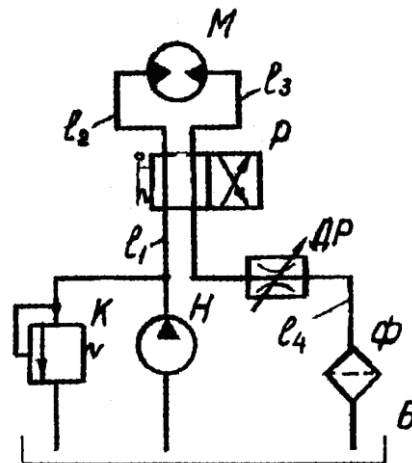
точками: (0,0л/с, 6,0МПа), (0,6л/с, 5,5МПа), (0,65л/с, 0,0МПа). Гидролинии после узла ветвления U для цилиндра и дросселя одинаковы и имеют длину l и диаметр d . Система заполнена жидкостью $Ж$, при температуре T . Определить скорость поршня $v_{п}$ для двух значений степени открытия дросселя: $\bar{S}=0,01$, $\bar{S}=1,0$, сопротивлением в ветви насоса до узла U пренебречь.

Задача 170. В ОГП вращательного движения дроссель и фильтр установлены в сливной линии. Насос имеет характеристику, заданную точками: (0,0 л/с, 6,8 МПа), (1,7 л/с, 6,3 МПа), (2,0 л/с, 0,0 МПа), и КПД $\eta_{н} = 0,88$. Рабочий объем гидромотора $V_{о}$, момент на валу M , КПД $\eta_{мм} = 0,9$, $\eta_{ом} = 0,94$. Длины участков и диаметры гидролиний: $l_1 = 1,5l$, $l_2 = l_3 = l$, $l_4 = 2l$, $d_1 = d_4 = 1,2d$, $d_2 = d_3 = d$. Коэффициенты сопротивления каждого канала распределителя, дросселя и фильтра, отнесенные к диаметру d , соответственно равны: $\zeta_p = 10$, $\zeta_{др} = 20$, $\zeta_{\phi} = 15$. В системе жидкость $Ж$, при температуре T . Определить частоту вращения вала гидромотора и КПД гидропривода.

К задаче 169



К задаче 170



Задача 171. В гидроцилиндре 1 поршень диаметром D и штоки диаметрами d_1 и d_2 уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Насос 4 развивает давление p_n и подачу Q_n . Утечка масла через гидроклапан 3 составляет $5 \text{ см}^3/\text{с}$. Падение давления масла в напорной гидролинии равно Δp .

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе 2 и падением давления в гидролиниях, кроме напорной, определить общий КПД гидропривода при движении поршня: а) вправо; б) влево.

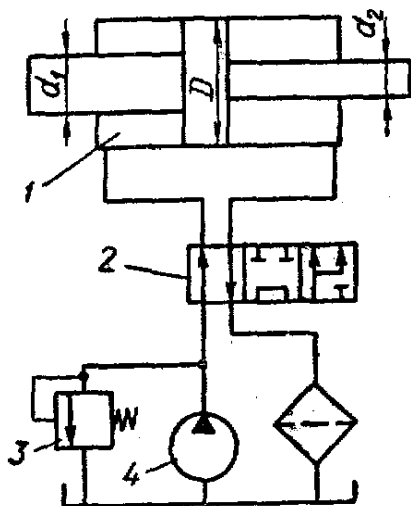
Принять механический КПД гидроцилиндра $\eta_{м}=0,97$ и общий КПД насоса $\eta_{н}=0,87$.

Задача 172. В объемном гидроприводе насос 4 развивает давление p_n и постоянную подачу Q_n . Поршень диаметром D и шток d в гидроцилиндре 1

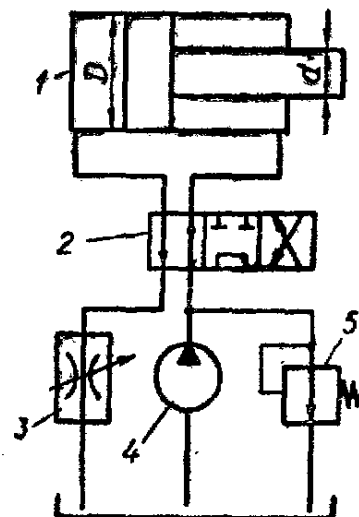
уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Гидродроссель 3 настроен на пропуск расхода масла $Q_{др}$.

Пренебрегая утечкой масла в гидрораспределителе 2, определить расход масла через гидроклапан 5 и потерю мощности из-за слива масла через этот клапан при перемещении поршня влево.

К задаче 171



К задаче 172



Задача 173. В объемном гидроприводе насос 5 развивает давление p_n и постоянную подачу Q_n . Гидроцилиндр 1 диаметром D имеет односторонний шток диаметром d . Потеря мощности из-за слива масла через переливной гидроклапан 4 составляет при движении поршня вправо 204 Вт, а при движении поршня влево – в два раза меньше.

Определить с учетом утечки масла только через гидрораспределитель 3 в количестве $30 \text{ см}^3/\text{мин}$, какую скорость развивает поршень гидроцилиндра при движении: а) вправо; б) влево.

Задача 174. В объемном гидроприводе применяется гидроцилиндр 1 диаметром D с манжетным уплотнением поршня и штока. Диаметр штока d . Насос 5 развивает давление p_n и постоянную подачу Q_n .

Пренебрегая утечками масла в гидрораспределителе 3 и обратных клапанах 7, определить, на пропуск какого минимального расхода масла необходимо настроить гидродроссели 2 и 6, чтобы потеря мощности из-за слива масла через гидроклапан 4 не превышала 3 кВт при движении поршня гидроцилиндра 1: а) вправо; б) влево.

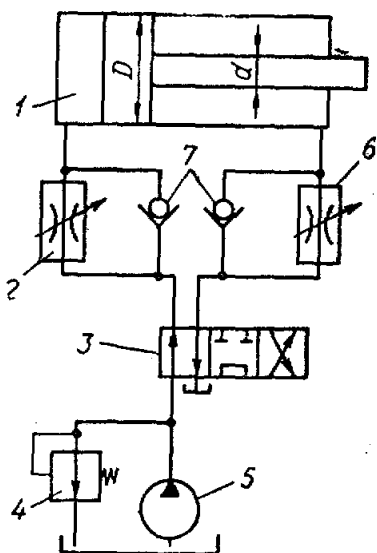
Задача 175. В объемном гидроприводе используется гидромотор 1 с рабочим объемом V_0 . Определить, какие давления p_n и Q_n должен развивать насос 3, чтобы выходной вал гидромотора 1 при вращении с угловой скоростью $\omega_{угл}$ мог преодолеть внешний момент M :

а) без учета падения (потери) давления масла в гидролиниях объемного гидропривода и утечки масла в гидроаппаратуре;

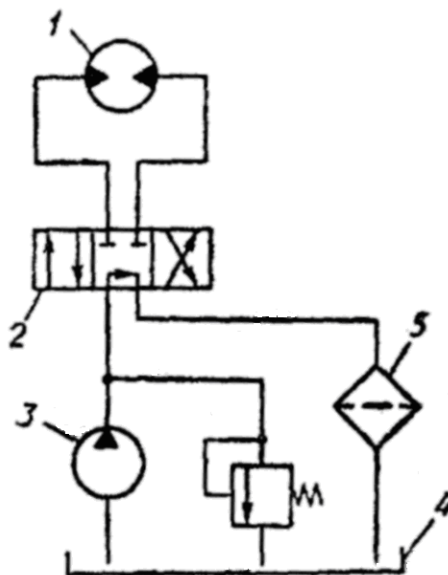
б) с учетом утечки масла в гидроаппаратуре $100 \text{ см}^3/\text{мин}$ и падения (потери) давления масла в гидрролиниях – напорной до $0,1 \text{ МПа}$ и сливной до $0,5 \text{ МПа}$.

Гидромеханический КПД гидромотора $\eta_{\text{гм}}=0,9$ и объемный $\eta_{\text{об}}=0,98$.

К задачам 173, 174



К задаче 175



3.8. Числовые значения величин

Таблица 3.8.1

Числовые значения величин для контрольных заданий

№ задачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ задачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
1	$H, \text{ м}$	3,0	3,25	4	$D, \text{ м}$	0,100	0,120
	$h, \text{ м}$	4,0	3,50		$d, \text{ м}$	0,050	0,060
	$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт. ст.}$	750	755		$H, \text{ м}$	3,00	3,50
2	$D, \text{ м}$	2,0	1,8		$h, \text{ м}$	1,50	1,40
	$d, \text{ м}$	1,0	0,9		$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт. ст.}$	740	760
	$H, \text{ м}$	4,0	4,5		$F, \text{ кН}$	0,150	0,220
	$h, \text{ м}$	3,0	4,0		5	$d, \text{ м}$	0,100
	$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт.ст.}$	730	740	$H, \text{ м}$		2,00	2,50
3	$D, \text{ м}$	2,0	1,8	$h, \text{ м}$		1,60	2,00
	$d, \text{ м}$	0,10	0,125	$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт. ст.}$		745	760
	$H, \text{ м}$	2,0	1,75	$F, \text{ кН}$		0,600	0,100
	$h, \text{ м}$	0,5	0,4	$Z_{\text{м}}, \text{ м}$	4,5	0,40	
	$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт.ст.}$	760	755	6	$D, \text{ м}$	0,500	0,600
4	$D, \text{ м}$	2,0	1,8		$H, \text{ м}$	1,00	1,25
	$d, \text{ м}$	0,10	0,125		$H_{\text{атм}}, \text{ мм рт. ст.}$	760	740
	$H, \text{ м}$	2,0	1,75		$P_{\text{м}}, \text{ атм}$	0,100	0,225
	$h, \text{ м}$	0,5	0,4				
$h_{\text{атм}}, \text{ мм рт.ст.}$	760	755					

Продолжение табл. 3.8.1

№ задачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ задачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.			
		четная	нечетная			четная	нечетная		
7	H , м	3,0	3,5	15	D , м	1,80	0,700		
	h , м	2,0	2,5		d , м	0,600	0,500		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	735	740		H , м	2,00	2,50		
8	D , м	1,0	0,750		h , м	0,500	1,00		
	d , м	0,50	0,300		F , кН.	8,00	1,00		
	H , м	5,0	4,50		Z_M , м	1,50	0,500		
	h , м	1,0	0,800		P_M , м	0,600	0,300		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	750	755	16	D , м	0,150	0,200		
9	H , м	10,0	15,0		d , м	0,050	0,075		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	740	730		H , м	1,50	1,75		
	10	D , м	1,0		1,2	h , м	1,00	1,20	
d , м		0,50	0,60		F , кН.	0,050	0,100		
H , м		2,0	2,50	Z_M , м	0,700	0,800			
h , м		0,50	0,60	17	D , м	1,50	1,25		
$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.		730	740		H , м	5,00	4,50		
p_M , атм	0,60	0,70	h , м		1,20	1,00			
11	D , м	0,250	0,300	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	755	765			
	d , м	0,100	0,150	18	D , м	0,65	0,80		
	H , м	1,00	0,800		H , м	4,00	4,25		
	h , м	0,200	0,150		$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	765	770		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	750	740	19	D , м	0,200	0,250		
12	D , м	1,5	1,75		d , м	0,100	0,125		
	H , м	4,0	3,50		h , м	0,400	0,500		
	h , м	1,2	1,00		F , кН.	0,500	0,400		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	730	735	20	D , м	0,450	0,500		
	Z_M , м	0,20	0,100		d , м	0,250	0,200		
p_M , атм	0,35	0,30	H , м		0,400	0,500			
13	D , м	0,50	0,40		$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	760	740		
	H , м	2,0	2,50		21	D , м	1,00	0,75	
	h , м	0,800	0,450	d , м		0,100	0,075		
	Z_M , м	0,700	1,00	H , м		5,00	4,75		
	p_M , атм	0,150	0,100	h , м		0,75	0,60		
14	D , м	1,50	1,25	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.		735	740		
	d , м	0,100	0,200	Z_M , м	2,90	2,60			
	H , м	4,00	5,00	22	D , м	0,75	1,00		
	h , м	4,00	3,00		d , м	0,50	0,400		
	F , кН.	0,200	0,600		H , м	0,50	4,00		
15	D , м	1,80	0,700		F , кН.	20,0	15,0		
	d , м	0,600	0,500		Z_M , м	0,800	1,00		
	H , м	2,00	2,50	16	D , м	0,150	0,200		
	h , м	0,500	1,00		d , м	0,050	0,075		
	F , кН.	8,00	1,00		H , м	1,50	1,75		
Z_M , м	1,50	0,500	h , м		1,00	1,20			
P_M , м	0,600	0,300	F , кН.		0,050	0,100			
8	D , м	1,0	0,750	Z_M , м	0,700	0,800			
	d , м	0,50	0,300	17	D , м	1,50	1,25		
	H , м	5,0	4,50		H , м	5,00	4,50		
	h , м	1,0	0,800		h , м	1,20	1,00		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	750	755		$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	755	765		
9	H , м	10,0	15,0		18	D , м	0,65	0,80	
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	740	730	H , м		4,00	4,25		
	10	D , м	1,0	1,2		$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	765	770	
		d , м	0,50	0,60		19	D , м	0,200	0,250
		H , м	2,0	2,50			d , м	0,100	0,125
h , м		0,50	0,60	h , м	0,400		0,500		
$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.		730	740	F , кН.	0,500		0,400		
p_M , атм	0,60	0,70	20	D , м	0,450		0,500		
11	D , м	0,250		0,300	d , м	0,250	0,200		
	d , м	0,100		0,150	H , м	0,400	0,500		
	H , м	1,00		0,800	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	760	740		
	h , м	0,200		0,150	21	D , м	1,00	0,75	
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	750	740	d , м		0,100	0,075		
12	D , м	1,5	1,75	H , м		5,00	4,75		
	H , м	4,0	3,50	h , м		0,75	0,60		
	h , м	1,2	1,00	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.		735	740		
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	730	735	Z_M , м	2,90	2,60			
	Z_M , м	0,20	0,100	22	D , м	0,75	1,00		
p_M , атм	0,35	0,30	d , м		0,50	0,400			
13	D , м	0,50	0,40		H , м	0,50	4,00		
	H , м	2,0	2,50		F , кН.	20,0	15,0		
	h , м	0,800	0,450		Z_M , м	0,800	1,00		
	Z_M , м	0,700	1,00	15	D , м	1,80	0,700		
	p_M , атм	0,150	0,100		d , м	0,600	0,500		
14	D , м	1,50	1,25		H , м	2,00	2,50		
	d , м	0,100	0,200		h , м	0,500	1,00		
	H , м	4,00	5,00		F , кН.	8,00	1,00		
	h , м	4,00	3,00	Z_M , м	1,50	0,500			
	F , кН.	0,200	0,600	P_M , м	0,600	0,300			

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
23	D , м	0,200	0,180	32	h , м	0,60	1,00
	d , м	0,100	0,090		D , м	0,60	0,40
	H , м	1,80	2,00		H_1 , м	1,20	1,40
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	730	760		α , град	30	45
	Z_M , м	1,60	1,50		a (d),	0,40	0,60
	P_M , м	1,10	1,00				
24	D , м	0,300	0,500	33	D , м	0,40	0,60
	d , м	0,100	0,200		H_1 , м	1,20	2,00
	H , м	0,700	0,800		α , град	60	75
	$h_{\text{атм}}$, мм рт. ст.	730	740		R , м	0,50	0,70
					$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,015	0,025
25	D , м	0,100	0,200	34	h , м	0,50	0,70
	H , м	6,00	6,50		R , м	0,80	0,90
	h , м	2,00	3,00				
26	h , м	0,20	0,40	35	h , м	0,30	0,60
	D , м	0,40	0,60		D , м	0,40	0,48
	H_1 , м	1,50	1,40		H_1 , м	0,90	1,10
	α , град	30	60		α , град	75	60
	R , м	0,60	0,80		R , м	0,50	0,70
27	D , м	0,60	0,40	36	D , м	0,48	0,56
	H_1 , м	1,40	1,50		R , м	1,0	1,2
	α , град	30	45		$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,200	0,300
	a (d), м	0,40	0,48				
	$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,050	0,015				
28	D , м	0,60	0,40	37	D , м	0,28	0,36
	α , град	45	60		H_1 , м	2,40	2,70
	R , м	0,60	0,50		α , град	60	45
	$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,040	0,060		R , м	0,07	0,12
29	h , м	0,60	1,00	38	D , м	0,80	0,60
	D , м	0,32	0,40		H_1 , м	1,0	0,80
	H_1 , м	1,00	1,50		$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,030	0,050
	α , град	40	50				
	R , м	0,20	0,40				
	$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,025	0,030				
30	D , м	0,48	0,56	39	D , м	0,20	0,30
	H_1 , м	1,20	1,30		H_1 , м	2,20	2,50
	α , град	40	50		α , град	40	60
	R , м	0,24	0,32		R , м	0,06	0,10
	$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,010	0,020		$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,050	0,070
31	D , м	0,50	0,64	40	D , м	0,32	0,40
	R , м	1,00	1,30		H_1 , м	1,60	2,00
	$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,10	0,15		α , град	80	60
				$p_{\text{изб}}(p_M)$, МПа	0,040	0,050	

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
41	α , град	30	45	51	H , м	1,0	1,2
	R , м	0,50	0,80		d , мм	50	50
	a (d), м	0,40	0,60		h , м	2,5	2,4
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,015	0,030		p_m (p_n), МПа	0,010	0,012
42	D , м	0,42	0,48	52	h , м	1,25	1,10
	H_1 , м	0,60	0,80				
	α , град	60	45				
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,025	0,045				
43	D , м	0,20	0,30	53	D , мм	200	200
	H_1 , м	1,00	1,10		d , мм	120	100
	α , град	60	60		h , м	1,3	1,2
	a (d), м	0,80	1,0		p_m (p_n), МПа	0,100	0,120
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,060	0,080				
44	H_1 , м	1,00	1,20	54	d , мм	100	80
	α , град	60	75				
	a (d), м	0,70	0,50				
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,40	0,50				
45	D , м	0,40	0,50	55	D , мм	60	60
	H_1 , м	1,80	2,00		d , мм	50	40
	α , град	40	45				
	R , м	1,0	1,10				
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,050	0,060				
46	D , м	0,75	0,56	56	D , мм	8,0	10,0
	H_1 , м	1,20	1,00		H , м	1,1	1,4
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,045	0,070				
47	D , м	0,52	0,50	57	H , м	2,5	3,0
	H_1 , м	3,0	3,0		d , мм	100	110
	α , град	45	45		h , м	1,1	1,2
	R , м	1,0	1,1				
	a (d), м	1,8	1,6				
48	D , м	0,50	0,48	58	H , м	1,0	1,2
	H_1 , м	2,80	2,80		d , мм	100	110
	α , град	45	45				
	R , м	1,0	1,0				
	a (d), м	0,60	0,65				
49	H_1 , м	5,6	5,5	59	D , мм	1,0	1,2
	R , м	2,0	2,0		H , м	5,0	4,8
	a (d), м	0,80	0,70		d , мм	50	40
					p_m (p_n), МПа	0,098	0,080
50	H_1 , м	5,4	5,6	60	H , м	5,0	4,6
	R , м	1,80	1,8		d , мм	100	90
	a (d), м	0,70	0,80		p_m (p_n), МПа	0,098	0,080
	$p_{изб}$ (p_m), МПа	0,012	0,014				

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
61	D , мм	80	70	70	D , мм	100	80
	H , м	0,90	1,00		d , мм	8,0	8,0
	$D_{ш}$, мм	40	30		$p_M(p_H)$, МПа	0,200	0,180
			F , кН		50	40	
62	D , мм	200	100	71	d , мм	200	250
	d , мм	10,0	6,0		H_1 , м	4,0	6,0
	F , кН	120	40		H_2 , м	1,5	2,5
63	D , мм	70	80	72	d , мм	1,0	0,8
	d , мм	1,2	1,0		h , мм	5,0	4,0
	$p_M(p_H)$, МПа	20	16		$p_{вак}$, кПа	12	10
	F , кН	55	70				
	$D_{ш}$, мм	30	40				
64	D , мм	80	70	73	v , см/с	40	20
	$p_M(p_H)$, МПа	0,30	0,20		R , кН	25	50
	F , кН	60	50		D , мм	150	200
	$D_{ш}$, мм	40	30		δ , мм	15,0	20,0
					f , –	0,12	0,15
65	D , мм	80	140	74	$p_{изб}$, Па	$3,92 \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^5$
	$p_M(p_H)$, МПа	0	0,10		t , °C	90	85
	F , кН	10	20		F , см ²	1,0	1,5
	$D_{ш}$, мм	30	60				
66	D , мм	100	80	75	d , мм	10	15
	d , мм	2,0	1,6		H , м	2	3,5
	$p_M(p_H)$, МПа	1,20	0,80		Q , л/с	294	315
	F , кН	3,0	2,6		X , м	3,0	4,5
	$D_{ш}$, мм	80	40		Y , м	1,2	1,5
67	D , мм	140	100	76	d_1 , мм	40	22
	d , мм	5,0	4,6		l_1 , м	12	10,0
	F , кН	15	10		d_2 , мм	28	35
	$D_{ш}$, мм	60	60		l_2 , м	8,0	15,0
			H_1 , м		1,6	1,8	
			$\zeta_K(\zeta_B)$		5,0	4,0	
			ν , СТ		0,013	0,012	
68	D , мм	100	100	77	d_1 , мм	35	44
	d , мм	1,5	2,0		l_1 , м	12,0	10,0
	$p_M(p_H)$, МПа	1,0	1,4		d_2 , мм	50	28
	F , кН	3,2	3,0		l_2 , м	10,0	12,0
	$D_{ш}$, мм	80	50		H_1 , м	1,7	1,4
			$\zeta_K(\zeta_B)$		4,0	5,0	
			p_M , кПа		120	150	
			ν , СТ		0,013	0,011	
69	D , мм	140	125	78	l_1 , м	1000	800
	d , мм	2,0	1,8		H_1 , м	15	25
	$p_M(p_H)$, МПа	8,0	6,0		p_M , кПа	330	370
	F , кН	90	70		ν , СТ	0,050	0,040
	$D_{ш}$, мм	70	60				

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
79	d_1 , мм l_1 , м H_1 , м ν , СТ	120 2000 15 0,013	100 1800 20 0,010	86	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ν , СТ	100 60 80 50 2,0 0,013	80 50 90 40 3,0 0,015
80	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) p_M , кПа ν , СТ	20 1,8 40 1,2 0,5 4,0 15 0,032	30 1,2 20 2,0 0,6 5,0 20 0,030	87	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	100 50 80 50 2,4 7,0 0,011	80 50 100 80 2,8 9,0 0,013
81	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	20 1,4 30 1,8 0,4 5,0 0,007	25 2,0 40 1,0 0,5 4,0 0,006	88	d_1 , мм l_1 , м H_1 , м ν , СТ	36 2,4 1,0 0,60	38 2,6 1,2 0,80
82	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	60 1,0 40 1,8 0,8 6,0 0,013	40 1,6 60 1,2 0,6 4,0 0,015	89	d_1 , мм l_1 , м H_1 , м ν , СТ	60 2,4 1,0 0,36	65 2,6 0,8 0,32
83	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	50 1,6 30 2,0 5,0 0,016	30 1,5 50 1,6 6,0 0,011	90	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	80 10 50 10 1,2 5,5 0,013	75 12 60 15 1,5 5,0 0,011
84	d_1 , мм l_1 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	80 20 12 4,0 0,080	75 24 10 5,0 0,090	91	d_1 , мм l_1 , м d_2 , мм l_2 , м H_1 , м ζ_k (ζ_B) ν , СТ	80 10 60 12 1,0 5,0 0,013	60 12 80 15 1,4 5,5 0,015
85	l_1 , м H_1 , м p_M , кПа ν , СТ	30 4,0 100 0,070	25 3,0 80 0,060				

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
92	d_1 , мм	98	58	102	K_L	1	1
	l_1 , м	20	15		D_H , м	0,08	0,10
	d_2 , мм	60	85		v_H , м/с	1,7	1,9
	l_2 , м	10	12		p_M , кПа	0,69	0,92
	H_1 , м	3,2	4,0		v_H , СТ	0,027	0,029
	ζ_K (ζ_B)	5,0	4,0				
	p_M , кПа	20	30				
	v , СТ	0,010	0,011				
93	d_1 , мм	92	60	103	K_L	1	1
	l_1 , м	12	12		D_H , м	0,030	0,050
	d_2 , мм	60	85		Q_H , л/с	2,0	3,0
	l_2 , м	10	12		p_M , кПа	71	27
	H_1 , м	3,8	4,3		v_H , СТ	0,010	0,010
	ζ_K (ζ_B)	4,0	5,0				
	v , СТ	0,013	0,015				
94	d_1 , мм	28	30	104	K_L	2	3
	l_1 , м	4,0	5,0		D_H , м	0,30	0,40
	H_1 , м	1,8	2,0		Q_H , л/с	14	22
	v , СТ	2,0	1,8		p_M , кПа	0,23	0,41
95	d_1 , мм	28	30	105	K_L	5	8
	l_1 , м	3,6	6,0		D_H , м	0,25	0,12
	H_1 , м	1,6	1,8		v_H , м/с	0,13	0,17
	v , СТ	2,0	1,5		v_H , СТ	0,20	0,22
96	l_1 , м	6,0	8,0	106	K_L	2	8
	p_M , кПа	1700	1650		D_H , м	0,10	0,50
	v , СТ	0,80	0,70		Q_H , л/с	6,3	35
97	d_1 , мм	23	20	107	K_L	8	6
	l_1 , м	5,6	3,8		D_H , м	2,5	2,0
	p_M , кПа	2500	3000		Q_H , л/с	8000	5000
					v_H , СТ	0,013	0,011
98	d_1 , мм	200	150	108	K_L	5	6
	d_2 , мм	150	200		D_H , м	0,25	0,36
	H_1 , м	6,0	8,0		Q_H , л/с	520	740
	v , СТ	0,013	0,010		v_H , СТ	0,45	0,35
99	d_1 , мм	150	200	109	K_L	5	10
	l_1 , м	50	60		D_H , м	0,20	0,14
	d_2 , мм	125	100		Q_H , л/с	640	260
	l_2 , м	30	40		h_M , м	1,0	1,2
	H_1 , м	9,0	8,0		v_H , СТ	0,156	0,154
	v , СТ	0,013	0,012				
100	l_1 , м	18000	12000				
	v , СТ	0,20	0,40				
101	K_L	10	5				

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
110	K_L	2,7	2	120	K_L	16	20
	$D_H, \text{ м}$	0,070	0,050		$v_H, \text{ м/с}$	20,0	16,0
	$Q_H, \text{ л/с}$	20	10				
	$v_H, \text{ СТ}$	0,027	0,030				
111	K_L	6	4	121	$v_H, \text{ м/с}$	6,0	6,4
	$D_H, \text{ м}$	0,60	0,40				
	$Q_H, \text{ л/с}$	300	200				
112	$v_H, \text{ м/с}$	32	38	122	K_L	10	12
					$v_H, \text{ м/с}$	5,0	6,0
					$v_H, \text{ СТ}$	0,0157	0,0157
113	K_L	1	1	123	K_L	20	15
	$D_H, \text{ м}$	0,08	0,12		$v_H, \text{ м/с}$	16,0	18,0
	$h_M, \text{ м}$	0,167	0,073				
	$v_H, \text{ СТ}$	0,154	0,146				
114	K_L	3	4	124	K_L	80	100
	$D_H, \text{ м}$	0,27	0,32				
	$Q_H, \text{ л/с}$	55	70				
	$h_M, \text{ м}$	0,635	0,930				
	$v_H, \text{ СТ}$	0,027	0,030				
115	K_L	4	3	125	K_L	4	5
	$D_H, \text{ м}$	0,12	0,08		$D_H, \text{ м}$	1,6	2,0
	$Q_H, \text{ л/с}$	100	60		$v_H, \text{ м/с}$	10	12,5
	$p_M, \text{ кПа}$	0,717	0,728		$v_H, \text{ СТ}$	0,0157	0,0157
	$v_H, \text{ СТ}$	0,25	0,30				
116	$D_H, \text{ м}$	0,10	0,15	126	$H_2, \text{ м}$	30	45
	$Q_H, \text{ л/с}$	0,056	0,180		$H_0, \text{ м}$	100	150
	$v_H, \text{ СТ}$	0,25	0,28		$Q_0, \text{ л/с}$	70	100
			$l_1, \text{ м}$		60	85	
			$d_1, \text{ мм}$		200	100	
			$T, ^\circ \text{C}$		20	15	
117	K_L	3	4	127	$H_2, \text{ м}$	24	30
	$p_M, \text{ кПа}$	0,576	1,86		$H_0, \text{ м}$	80	100
					$Q_0, \text{ л/с}$	50	60
					$l_1, \text{ м}$	320	190
					$d_1, \text{ мм}$	310	180
					$T, ^\circ \text{C}$	10	20
118	K_L	16	20	128	$H_2, \text{ м}$	60	24
	$v_H, \text{ м/с}$	10,5	10,5		$H_0, \text{ м}$	200	80
	$v_H, \text{ СТ}$	0,0157	0,0157		$Q_0, \text{ л/с}$	15	50
					$d_1, \text{ мм}$	260	320
119	$v_H, \text{ м/с}$	20	16	129	$H_2, \text{ м}$	6,0	5,5
					$l_1, \text{ м}$	20	15
					$d_1, \text{ мм}$	200	180
					$l_2, \text{ м}$	80	100
					$d_2, \text{ мм}$	150	120
					$T, ^\circ \text{C}$	20	25

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
130	H_2 , м	1,0	1,2	138	H_2 , м	16	20
	H_0 , м	45	50		l_1 , м	6,0	5,0
	Q_0 , л/с	33	40		d_1 , мм	100	90
	l_1 , м	3,0	3,2		l_2 , м	40	36
	d_1 , мм	100	80		d_2 , мм	90	80
	l_2 , м	5,0	8,0				
	d_2 , мм	80	60				
T , °C	20	15					
131	l_1 , м	0,8	1,0	139	Q_0 , л/с	2,0	2,5
	d_1 , мм	16	15		l_1 , м	50	40
	l_2 , м	4,6	3,6		d_1 , мм	50	50
	d_2 , мм	12	10		l_2 , м	36	60
	T , °C	40	45		d_2 , мм	40	40
132	l_1 , м	0,8	1,0	140	H_2 , м	1,0	1,2
	d_1 , мм	15	16		l_1 , м	20	18
	l_2 , м	4,4	4,0		d_1 , мм	500	400
	d_2 , мм	10	12				
	T , °C	40	50				
133	l_1 , м	0,40	0,50	141	H_2 , м	20	25
	d_1 , мм	30	20		l_1 , м	1000	800
	l_2 , м	0,38	0,36		d_1 , мм	250	200
			T , °		10	15	
134	H_2 , м	11,0	10,5	142	H_2 , м	15	12
	l_1 , м	10,0	8,0		l_1 , м	40	30
	d_1 , мм	100	80		d_1 , мм	100	80
	l_2 , м	30	32		l_2 , м	20	16
	d_2 , мм	80	60		d_2 , мм	60	50
	T , °C	20	15		T , °	15	10
135	H_2 , м	9,0	12	143	Q_0 , л/с	4,0	5,0
	H_0 , м	11,0	15		l_1 , м	8,0	6,0
	Q_0 , л/с	10,0	20		d_1 , мм	50	60
	d_1 , мм	100	80		l_2 , м	9,0	7,8
	T , °	30	20		d_2 , мм	40	50
			T , °		20	40	
136	H_2 , м	12	10	144	Q_0 , л/с	2,4	1,8
	Q_0 , л/с	8,0	10		l_1 , м	2,5	2,4
	l_1 , м	8,0	7,0		d_1 , мм	25	20
	d_1 , мм	100	100		l_2 , м	1,4	1,6
	l_2 , м	16	18		d_2 , мм	20	16
	d_2 , мм	75	80		T , °	45	55
	T , °	15	10				
137	H_2 , м	8,0	7,0	145	l_1 , м	1,0	0,9
	H_0 , м	30	35		d_1 , мм	10	12
	Q_0 , л/с	14	16		l_2 , м	1,0	1,0
	l_1 , м	10	12		d_2 , мм	5,0	6,0
	d_1 , мм	40	50				
	l_2 , м	12	16				

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначен ие величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
146	$H_0, \text{ м}$ $k_1, \text{ с}^2/\text{м}^5$ $k_2, \text{ с}^2/\text{м}^5$ $k'_2, \text{ с}^2/\text{м}^5$	5,0 $0,05 \cdot 10^6$ $0,05 \cdot 10^6$ $0,1 \cdot 10^6$	10,0 $0,075 \cdot 10^6$ $0,075 \cdot 10^6$ $0,15 \cdot 10^6$	152	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $n, \text{ об/с}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	АМГ-10 20 50 16 80 8,0 55	АМГ-10 14 25 12 60 6,0 65
147	$h_r, \text{ м}$ $L, \text{ м}$ $d, \text{ мм}$ $\Sigma \zeta$	6,0 700 150 12	10 850 200 18	153	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $v_{\text{п}}, \text{ см/с}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Трансфор маторное 50 4,0 15 110 10 60	Трансфор -маторное 80 7,5 22 140 8,0 65
148	$h_r, \text{ м}$ $l_1, \text{ м}$ $d_1, \text{ мм}$ $l_2, \text{ м}$ $d_2, \text{ мм}$	7,0 20 200 100 150	5,0 15 150 80 100	154	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $v_{\text{п}}, \text{ см/с}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Индуст- риал. 20 100 5,5 20 160 12 50	Индуст- риал. 20 60 5,5 15 110 10 50
149	$p, \text{ кПа}$ $M, \text{ кПа}$ $l_1, \text{ м}$ $l_2, \text{ м}$ $d_1, \text{ мм}$ $d_2, \text{ мм}$ $\zeta_{\text{к}}$ $\zeta_{\text{з}}$	120 250 6,0 60 100 80 7,0 8,0	100 200 4,0 80 150 100 4,0 6,0	155	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Турбин- ное 30 5,0 10 80 5,0 65	Турбин- ное 30 8,0 12 100 6,0 60
150	$d, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $l_{\text{эжв}}, \text{ м}$ $H, \text{ м вод. ст.}$	150 280 85 20	120 320 100 30	156	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Индуст- риал. 50 6,0 12 100 8,0 50	Индуст- риал. 50 7,0 10 120 8,0 40
151	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $v_{\text{п}}, \text{ м/с}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Трансфор маторное 16 0,10 12 80 6,0 15	Трансфор маторное 12 0,05 10 60 8,0 10	157	Ж – масло $F, \text{ кН}$ $v_{\text{п}}, \text{ см/с}$ $d, \text{ мм}$ $D_{\text{п}}, \text{ мм}$ $l, \text{ м}$ $T, ^\circ \text{ С}$	Турбин- ное 22 10 10 12,0 100 8,0 55	Турбин- ное 22 30 5,0 10,0 110 10 50

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обознач. величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обознач. величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
158	Ж – масло	Индуст- риал. 20	Индуст- риал. 20	165	Ж – масло	Индуст- риал. 20	Индуст- риал. 20
	F , кН	20	16		F , кН	700	250
	d , мм	10	8,0		d , мм	24	16
	$D_{п}$, мм	100	80		$D_{п}$, мм	400	250
	l , м	10	8,0		l , м	12	10
T , °С	30	40	T , °С	20	25		
159	Ж – масло	Веретен- ное АУ	Веретен- ное АУ	166	Ж – масло	Турбин- ное 30	Турбин- ное 30
	M , Н м	80	25		F , кН	600	400
	d , мм	18	12		d , мм	24	20
	V_0 , см ³	30	40		$D_{п}$, мм	360	300
	l , м	6,0	7,0		l , м	10	8
T , °С	60	70	T , °С	20	40		
160	Ж – масло	Турбин- ное	Турбин- ное	167	Ж – масло	АМГ-10	АМГ-10
	M , Н м	60	50		F , Н	260	300
	d , мм	18	10		d , мм	20	16
	V_0 , см ³	30	32		$D_{п}$, мм	100	80
	l , м	6,0	6,0		l , м	1,0	1,0
T , °С	60	50	T , °С	55	65		
161	Ж – масло	Трансфор- маторное	Трансфор- маторное	168	Ж – масло	Индуст- риал. 12	Индуст- риал. 12
	F , кН	5,0	24		F , кН	40	60
	d , мм	10	15		$v_{п}$, см/с	5,0	4,0
	$D_{п}$, мм	60	100		d , мм	8,0	10
	l , м	0,8	1,2		$D_{п}$, мм	120	140
T , °С	60	55	l , м	4,5	5,4		
T , °С	60	55	T , °С	60	70		
162	Ж – масло	АМГ-10	АМГ-10	169	Ж – масло	Веретен- ное АУ	Веретен- ное АУ
	F , кН	12	18		F , кН	16	12
	d , мм	16	18		d , мм	12	10
	$D_{п}$, мм	80	100		$D_{п}$, мм	80	60
	l , м	2,0	3,0		l , м	2,8	2,5
T , °С	20	25	T , °С	55	65		
163	Ж – масло	Веретен-ное АУ	Веретен- ное АУ	170	Ж – масло	Трансфор- маторное	Трансфор- маторное
	F , кН	10	15		M , Н м	30	60
	d , мм	12	15		d , мм	16	18
	$D_{п}$, мм	80	100		V_0 , см ³	70	140
	l , м	2,4	2,8		l , м	1,0	1,0
T , °С	30	40	T , °С	60	45		
164	Ж – масло	Турбин- ное 22	Турбин- ное 22				
	F , кН	25	30				
	n , об/с	30	25				
	d , мм	10	12				
	V_0 , см ³	32	40				
l , м	4,0	6,8					
T , °С	70	65					

Продолжение табл. 3.8.1

№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.		№ за- дачи	Обозначение величины и единицы измерения	Последняя цифра шифра зач. книж.	
		четная	нечетная			четная	нечетная
171	D , мм	200	250	174	D , мм	160	200
	d_1 , мм	100	120		d , мм	60	100
	d_2 , мм	40	60		p_n , МПа	6,0	10
	p_n , МПа	10,1	15		Q_n , л/мин	35	20
	Q_n , л/мин	16	20				
	Δp , МПа	0,1	0,15				
172	p_n , МПа	5,0	8,0	175	V_0 , см ³	100	200
	Q_n , л/мин	8,0	6,0		$\omega_{угл}$, рад/с	100	130
	D , мм	100	80		M , Н м	90	180
	d , мм	40	30				
	$Q_{др}$, л/мин	8,4	5,2				
173	p_n , МПа	6,0	10				
	Q_n , л/мин	8,0	20				
	D , мм	140	120				
	d , мм	60	40				

4. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

По темам 3.1 и 3.2. 1. В чем различие между плотностью и объемным весом? 2. Как изменяется плотность жидкости при увеличении давления и температуры? 3. Что представляет собой коэффициент температурного расширения? 4. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления? 5. Как связаны между собой динамический и кинематический коэффициенты вязкости? 6. Чем отличается идеальная жидкость от реальной жидкости? В каких случаях при практических расчетах жидкость можно считать идеальной? 7. Как подсчитать величину капиллярного поднятия или опускания жидкости в стеклянной трубке малого диаметра? 8. Что называется давлением насыщенного пара жидкости? От чего оно зависит? 9. От чего зависит растворимость воздуха и других газов в жидкости? 10. В каких единицах выражают плотность, объемный вес, коэффициенты температурного расширения и объемного сжатия, объемный модуль упругости, динамический и кинематический коэффициенты сжатия? 11. Что называют гидростатическим давлением? В каких единицах его выражают? Каковы его основные свойства? 12. Как записывается основное уравнение гидростатики? 13. Как определить гидростатическое давление в точке? 14. Что называют абсолютным давлением, манометрическим давлением, вакуумом? 15. В чем разница между напором и давлением? 16. Почему при определении силы давления жидкости на поверхность чаще всего оперируют не абсолютным, а манометрическим давлением или вакуумом? 17. Как определить

силу давления жидкости на плоскую поверхность? 18. Что такое центр давления? Когда центр давления плоской фигуры совпадает с ее центром тяжести? 19. Какие правила следует соблюдать при вычерчивании тел давления? 20. Как определяется положение пьезометрической плоскости при наличии манометрического давления или вакуума? 21. По какому закону изменяется давление с увеличением глубины жидкости? 22. Как получить равнодействующую давлений на стенку? 23. Как найти полное давление жидкости на криволинейную стенку? 24. Какие силы действуют на жидкость в случаях абсолютного и относительного покоя?

По теме 3.3. 1. Что следует из уравнения постоянства расхода? Что показывает уравнение неразрывности потока? 2. Какие параметры потока жидкости связывает между собой уравнение Бернулли? Какой закон представляет собой уравнение Бернулли? 3. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл? 4. Какие отверстия считаются малыми? Какие могут быть случаи сжатия струи? 5. Как связаны между собой коэффициенты сжатия ϵ , скорости φ , расхода μ и местного сопротивления ζ малого отверстия? Каков физический смысл этих коэффициентов? 6. Почему коэффициенты ϵ , φ , μ отверстия всегда меньше единицы? 7. Чем отличается насадок от трубы? 8. Может ли проявиться кавитация при истечении жидкости через насадки? 9. Каковы основные типы насадков и каково их практическое применение? 10. Сравните пропускную способность насадков разных типов и круглого отверстия. 11. Как определить скорость, расход жидкости, используя уравнение Бернулли?

По теме 3.4. 1. Чем отличаются уравнения Бернулли для идеальной и реальной жидкости? 2. Можно ли записать уравнение Бернулли в единицах давления? 3. Для какого вида движения жидкости применимо уравнение Бернулли? 4. Чем отличается структура потока при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости? 5. Как определить число Рейнольдса для круглой трубы? 6. Какие виды сопротивлений обуславливают потери напора в потоке жидкости? 7. Как зависят потери на трение от скорости потока при разных режимах движения жидкости? 8. Для чего нужно знать режим движения жидкости? 9. Какой кривой описывается распределение скоростей в сечении трубы при ламинарном течении жидкости? 10. От каких параметров зависят гидравлические потери в ламинарном потоке? 11. Чему равно значение коэффициента Кориолиса при ламинарном движении жидкости в трубе? 12. Как распределяются скорости в сечении трубы при турбулентном течении жидкости? 13. Чему равно значение коэффициента Кориолиса при турбулентном движении жидкости в круглой трубе? 14. Почему гидравлические потери в турбулентном потоке больше, чем потери в ламинарном потоке? 15. Почему одна и та же труба в одном случае может быть гидравлически гладкой, а в другом случае – гидравлически шероховатой? 16. От чего зависит коэффициент гидравлического трения λ в разных зонах сопротивления и как можно его определить? 17. Объясните понятие эквивалентной шероховатости поверхности. 18. Какие сопротивления называют

местными? 19. По какой формуле определяют местные потери? 20. От чего зависит значение коэффициента ζ и как оно определяется? 21. В каком сечении берется скорость при определении местных потерь по формуле Вейсбаха? Когда местные потери отдельных сопротивлений можно просто суммировать? 22. Какие уравнения применяют при расчете напорных трубопроводов? 23. В чем различие в расчете коротких и длинных трубопроводов? 24. Какие задачи удобно решать графоаналитическим способом? 25. Как построить гидравлическую характеристику трубопровода? 26. Как строят гидравлические характеристики систем из последовательно и параллельно соединенных трубопроводов?

По теме 3.5. 1. Каковы принципы геометрического, кинематического и динамического подобия потоков? 2. Какие силы преобладают в потоке, если моделирование производится по равенству чисел Рейнольдса? По равенству чисел Фруда? 3. В чем заключается физический смысл критериев подобия: Ne , Re , Fr , Eu ?

По теме 3.6. 1. Как определить необходимую мощность двигателя насоса? Как она выражается через напор и через давление? 2. Отношению каких величин равны соответственно объемный, гидравлический, механический и полный КПД насоса? 3. Если геометрические напоры на входе и на выходе из насоса различны, то который из них обычно бывает больше? Как это сказывается на различии между манометрическим и полным напорами насоса? 4. От каких величин зависит теоретический напор центробежного насоса? 5. По каким причинам возникают в насосе механические, объемные и гидравлические потери? 6. Для чего необходимо знать рабочую характеристику насоса? 7. Почему рабочая характеристика насоса может быть получена лишь опытным путем? 8. Какое практическое значение имеет применение теории подобия лопастных насосов? 9. По какой причине необходимо бывает пересчитать рабочую характеристику насоса на другую частоту вращения рабочего колеса? 10. Какова классификация лопастных насосов по коэффициенту быстроходности? 11. Как определяют напор насоса по показаниям измерительных приборов? 12. Зависит ли потребный напор насоса от подачи? Почему? 13. Как определяются подача и мощность насоса, работающего в сети? 14. Как регулируется подача лопастного насоса? 15. Как учитываются потери напора на трение во всасывающем и нагнетательном трубопроводах при подборе насоса для работы в сети? 16. В каких системах целесообразно насосы подключать последовательно и в каких – параллельно? 17. От чего зависит геометрическая высота всасывания насоса? Как ее определяют? 18. Чем ограничивается высота всасывания насоса? 19. Как изменится допустимая высота всасывания с увеличением подачи насоса, если диаметры всасывающей и нагнетательной труб останутся прежними? 20. Что такое коэффициент кавитации? 21. Что называют рабочим объемом роторных насосов? 22. Какими способами регулируют подачи объемных насосов? 23. Чем отличаются рабочие характеристики объемных и лопастных насосов?

По теме 3.7. 1. В чем принцип действия объемного гидропривода? 2. В каких гидроприводах можно реверсировать движение? Как это осуществляется? 3. Какое влияние на работу гидропривода оказывает вязкость рабочей жидкости? 4. Какую роль в работе гидропривода играет газонасыщение рабочей жидкости? 5. Что учитывается объемным и механическим коэффициентом полезного действия гидроцилиндра? Отношению каких величин они равны? 6. В каком направлении будет двигаться поршень с неравными рабочими площадями при подключении гидроцилиндра по дифференциальной схеме? 7. Какое влияние на работу объемного гидродвигателя оказывает противодействие? 8. Что называют рабочим объемом гидромотора и какое влияние он оказывает на частоту вращения ротора? 9. От чего зависят местные гидравлические потери в дросселях? 10. Каковы основные принципы гидравлического расчета гидропривода? 11. Как осуществляют подбор диаметров гидролиний гидропривода? 12. Какими способами осуществляют бесступенчатое регулирование скорости выходного звена в гидроприводах объемного типа? 13. Какой способ регулирования скорости движения более экономичен? 14. Каковы относительные достоинства и недостатки схем гидропривода с замкнутой и разомкнутой циркуляцией жидкости?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Шейпак А.А.** Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие. Ч.1. Основы механики жидкости и газа. – 4-е изд., стер. – М.: МГИУ, 2005.
- 2. Лепешкин А.В.** Гидравлика и гидропневмопривод: учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод /А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А.Шейпак; под ред. А.А. Шейпака. 3-е изд., стереот. – М.: МГИУ, 2005.
- 3. Калекин А.А.** Основы гидравлики и технической гидромеханики: учебное пособие для вузов /А.А. Калекин. – М.: Мир, 2008.
- 4. Башта Т.М.** Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов /Т.М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982.
- 5. Вильнер Я.М.** Справочное пособие по гидравлике, гидромашин и гидроприводам /Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов; под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Вышейш. Школа, 1985.
- 6. Куколевский И.И.** Сборник задач по машиностроительной гидравлике: учебное пособие для машиностроительных вузов; под ред. И.И. Куколевского и Л.Г. Подвидза. 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981.
- 7. Контрольные домашние задания по курсу «Гидравлика»:** метод. указ./Сост. Г.П. Котов, М.П. Кирюхин, М.Г. Кулаев, А.В. Запорожцев, А.А. Былов, И.С. Санкова; Горьков. политехн. ин-т. Горький, 1977.

8. Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы: Методические указания и контрольные задания /Сост.: Л.В. Андрианов, М.Е. Рабинович, В.Ф. Чеботаев; Горьков. политехн. ин-т. Горький, 1990.

9. Сборник заданий для курсовых работ по гидромеханике: Учеб. пособие /В.Ф. Чеботаев, А.Б. Ваганов, П.Н. Егоров, А.В. Запорожцев, И.Д. Краснокутский, М.Е. Рабинович, В.Н. Савинов/ под ред. А.Н. Попова и В.Ф. Чеботаева; Нижегород. гос. техн. ун-т, Н. Новгород, 1999.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Форма титульного листа

Приложение 1

Нижегородский государственный технический университет
им. Р.Е. Алексеева

Кафедра "Теория корабля и гидромеханика"

ГИДРАВЛИКА

Наименование задания

Вариант N _____

Группа _____
(номер группы)

Студент _____
(фамилия и.о.)

Преподаватель _____
(фамилия и.о.)

" ____ " _____ 2009 _____
(подпись)

" ____ " _____ 2009 _____
(подпись)

1. Плотность и кинематическая вязкость некоторых жидкостей

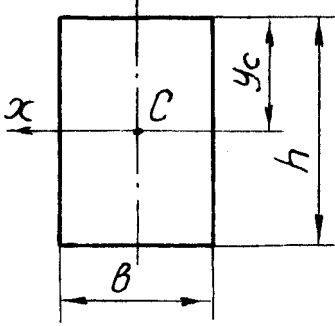
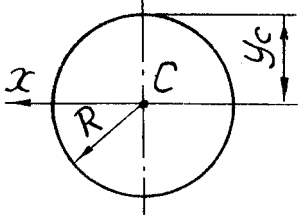
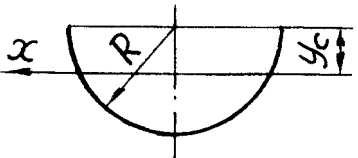
Жидкость	Плотность, кг/м ³	Кинематический коэффициент вязкости ν , Ст, при температуре $T, ^\circ\text{C}$				
		10	20	30	50	70
	при $T=20^\circ\text{C}$					
Вода	998	0,0131	0,0101	0,0080	0,0055	0,0042
Бензин авиационный	745	0,0088	0,0073	0,0065	0,0054	-
Керосин Т-1	808	0,032	0,025	0,020	0,015	0,011
Нефть легкая	884	0,43	0,25	0,165	-	-
Глицерин	1245	-	9,7	5,7	1,8	0,50
Дизельное топливо	846	0,050	0,040	0,034	-	-
Моторное топливо	930	4,500	2,070	1,100	0,365	-
Спирт	790	0,018	0,015	0,013	-	-
	при $T=50^\circ\text{C}$					
Масла:						
АМГ-10	850	0,30	0,17	0,13	0,10	0,080
индустриальное 12	883	0,80	0,50	0,30	0,123	0,070
индустриальное 20	890	1,13	0,75	0,40	0,18	-
индустриальное 30	900	3,6	1,7	0,75	0,28	0,127
индустриальное 50	910	12,0	4,5	2,0	0,50	0,20
турбинное 22	900	2,13	0,90	0,61	0,22	0,10
турбинное 30	900	3,59	1,60	0,75	0,42	0,18
турбинное 46	900	-	2,6	1,25	0,46	0,20
трансформаторное	886	0,50	0,29	0,205	0,09	0,06
веретенное АУ	892	0,90	0,49	0,29	0,13	0,08

2. Зависимость плотности воды от температуры

Температура $T, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	1000	1000	998	996	992	988	983	978	972	965	958

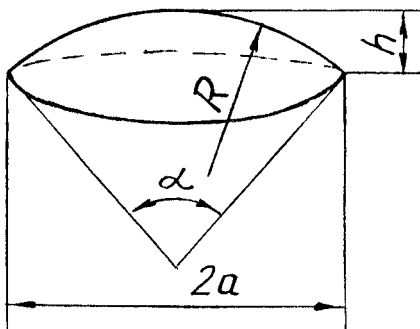
Приложение 3

Момент инерции J_c плоских фигур относительно горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести, и координата центра тяжести y_c

Фигура	J_c	y_c
Прямоугольник 	$\frac{bh^3}{12}$	$\frac{h}{2}$
Круг 	$\frac{\pi R^4}{4}$	R
Полукруг 	$\frac{9\pi^2 - 64}{72\pi} R^4$	$\frac{4R}{3\pi}$

Приложение 4

Объем шарового сегмента

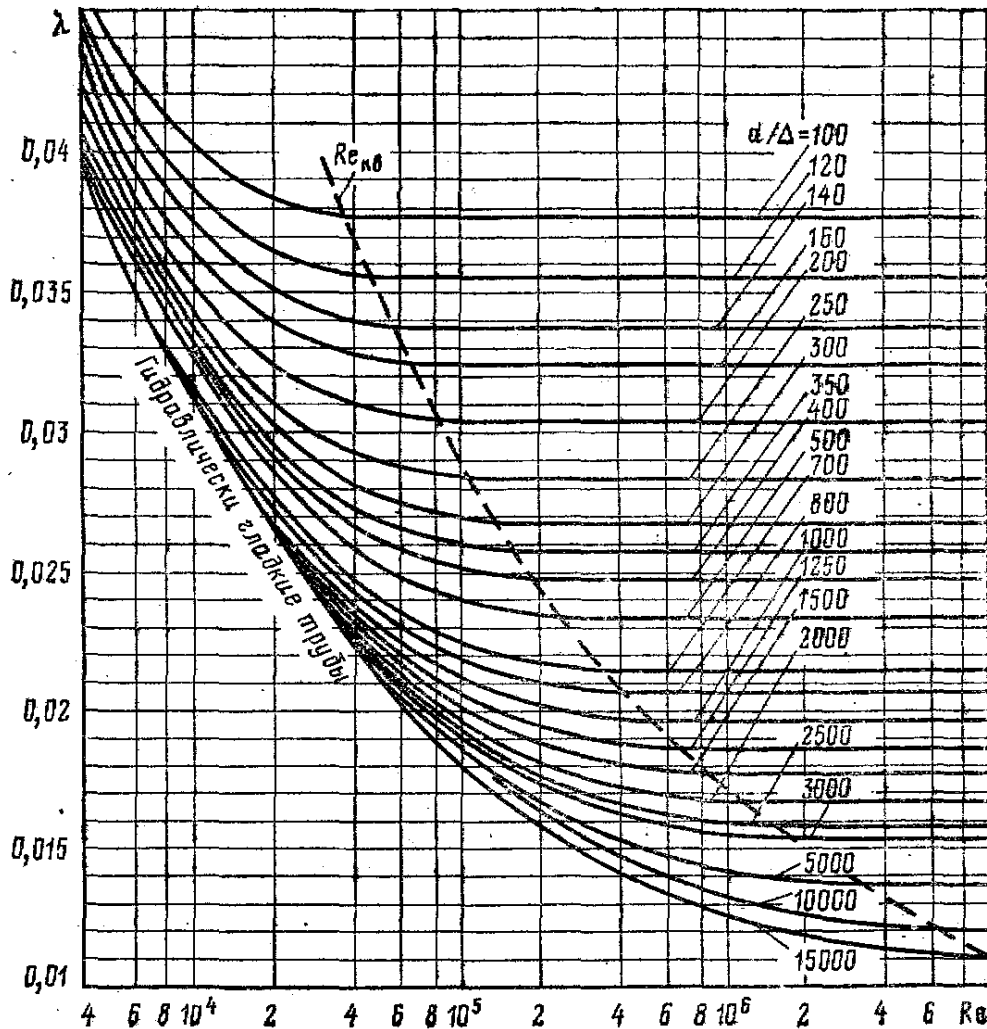


$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{6} \pi h (3a^2 - h^2) = \\
 &= \frac{1}{3} \pi h^2 (3R - h).
 \end{aligned}$$

При $\alpha = 90^\circ$

Приложение 5

Коэффициент сопротивления труб



Приложение 6

Средние значения эквивалентной шероховатости Δ

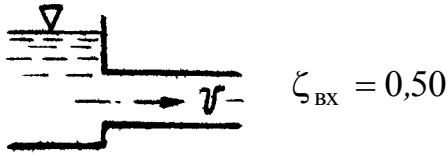
Вид трубы	Состояние трубы	Δ , мм
Тянутая из цветных металлов Бесшовная стальная	Новая, технически гладкая	0,005
	Новая и чистая	0,03
Стальная сварная	После нескольких лет эксплуатации	0,20
	Новая и чистая	0,05
Оцинкованная стальная	Бывшая в эксплуатации	0,20-0,50
	Новая и чистая	0,15
Чугунная	После нескольких лет эксплуатации	0,50
	Новая	0,30

Приложение 7

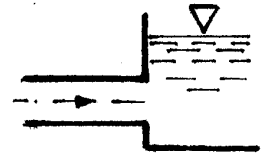
Значения коэффициентов некоторых местных сопротивлений ζ

а) вход в трубу

б) выход из трубы

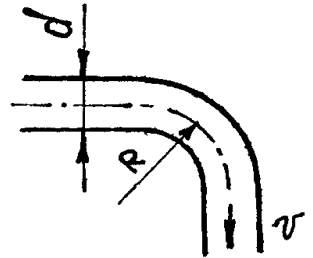


$$\zeta_{\text{вых}} = 1,0$$

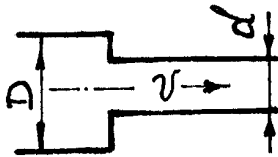


в) плавный поворот

d/R	0.20	0.40	0.60	0.80
$\zeta_{\text{пов}}$	0.14	0.21	0.44	0.98

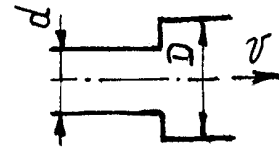


г) внезапное сужение



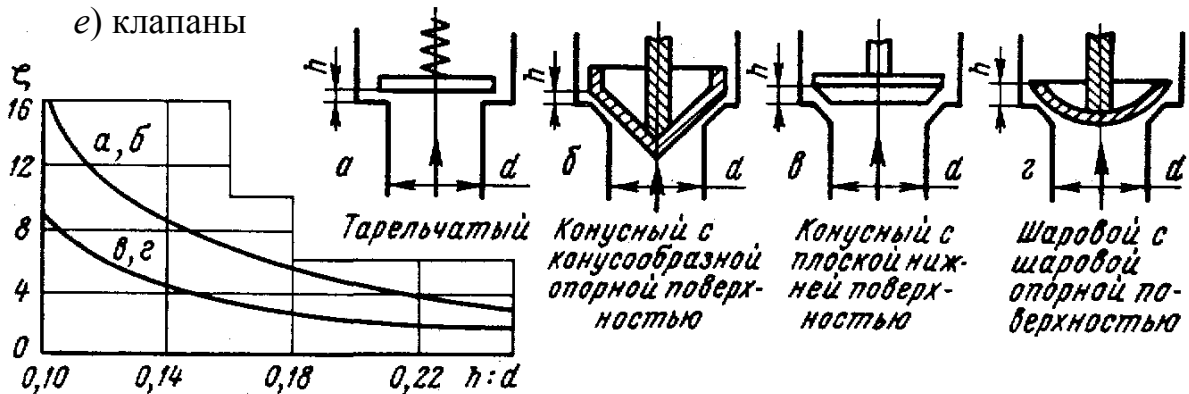
$$\zeta_{\text{в.с}} = 0,50 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]$$

д) внезапное расширение



$$\zeta_{\text{в.р}} = \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]^2$$

е) клапаны



Приложение 8

Потери давления в некоторых гидрораспределителях

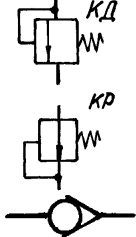
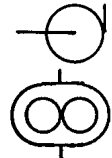
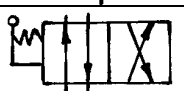
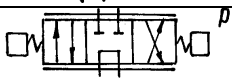
(золотниковых с гидравлическим управлением)

Типоразмер	Номинальный расход, $Q_{\text{ном}}$, л/мин	Наибольшее рабочее давление p , МПа	Потери давления $\Delta p_{\text{ном}}$, МПа
2Г 72-21	8	5,0	0,25
2Г 72-22	18	5,0	0,25
2Г 72-13	35	5,0	0,20
2Г 72-14	70	5,0	0,20

2Г 72-15	140	5,0	0,20
----------	-----	-----	------

Приложение 9

Условные обозначения элементов гидропривода

Гидроаккумулятор	
Гидробак (под атмосферным давлением)	
Гидродроссель: нерегулируемый регулируемый	
Гидроклапан: напорный (предохранительный, переливной) редукционный обратный	
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным направлением потока	
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока	
Насосы: центробежный шестеренчатый	
Гидрораспределитель направляющий четырехлинейный двухпозиционный с ручным управлением	
Гидрораспределитель дросселирующий четырехлинейный трехпозиционный с управлением от магнитов	
Фильтр	
Гидроцилиндр: поршневой одностороннего действия с односторонним штоком поршневой двустороннего действия с двусторонним штоком	
Соединение трубопроводов	