

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ГИДРАВЛИКА И НЕФТЕГАЗОВАЯ ГИДРОМЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов направления подготовки
21.03.01 «Нефтегазовое дело»
дневной формы обучения*



Могилев 2025

УДК 532:62-82
ББК 30.123:34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«30» апреля 2025 г., протокол № 9

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Смоляр

Рецензент канд. техн. наук, доц. С. В. Данилов

Методические рекомендации к практическим занятиям для студентов
направления подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело» дневной формы обу-
чения.

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА И НЕФТЕГАЗОВАЯ ГИДРОМЕХАНИКА

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	А. А. Подошевкин
Компьютерная верстка	М. М. Дударева

Подписано в печать 18.08.2025. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 3,0. Тираж 36 экз. Заказ № 564.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2025

Содержание

Введение	4
1 Практическое занятие № 1. Основные свойства жидкостей.	
Гидростатика.....	5
2 Практическое занятие № 2. Кинематика и динамика жидкости.	
Основные уравнения гидродинамики	13
3 Практическое занятие № 3. Гидродинамическое подобие. Режимы движения жидкости.....	18
4 Практическое занятие № 4. Гидравлический расчет трубопроводов	24
5 Практическое занятие № 5. Истечение жидкости через отверстия, насадки и проходные сечения гидроаппаратуры. Гидравлический удар.....	29
6 Примеры решения задач	38
Список литературы	48

Введение

Гидравлика представляет собой теоретическую дисциплину, изучающую вопросы, связанные с механическим движением жидкости в различных природных и техногенных условиях. Поскольку жидкость (и газ) рассматриваются как непрерывные и неделимые физические тела, то гидравлику часто рассматривают как один из разделов механики, так называемых сплошных сред, к каковым принято относить и особое физическое тело – жидкость.

Целью изучения дисциплины является ознакомление студентов с основными понятиями, законами и уравнениями гидравлики, гидростатики, газовой динамики и овладение практическими навыками проведения гидравлических расчетов.

Нефтегазовое дело связано с фильтрацией жидкости и газа в нефтяных и газовых пластах, трубопроводным транспортом жидкости и газа, хранением нефти и газа, бурением нефтяных и газовых скважин, разработкой нефтяных и газовых месторождений, процессом подготовки нефти и газа. Во всех рассматриваемых процессах объектом исследования являются жидкость и газ.

Задачи изучения дисциплины – освоение основных понятий и законов гидростатики, гидродинамики; выработка практических навыков выполнения гидравлических расчетов, необходимых при проектировании бурения скважин, разработки нефтяных и газовых месторождений, транспортировки нефти и газа.

Все отчеты оформляются в отдельной тетради в строгой последовательности выполнения работ, по согласованию с преподавателем допускается машинописное оформление отчетов. На титульном листе тетради указывается учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия инициалы студента и год оформления отчета.

Отчет содержит название, исходные данные к расчету, ход решения задач с обязательной расшифровкой принятых обозначений, необходимые пояснения к задаче, кинематические и расчетные схемы; после выбора сборочной единицы указывается ее краткая техническая характеристика. После проведения расчетов проводится анализ результатов и дается заключение о работоспособности механизма.

До выполнения практической работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя рекомендуемую литературу и материалы лекций.

После завершения практической работы каждый студент индивидуально защищает ее у преподавателя. При защите отчета оцениваются качество и полнота его содержания, знания, умения и навыки студента, приобретенные во время выполнения работы.

Отработка практических занятий производится согласно разработанному кафедрой графику отработки занятий после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.

1 Практическое занятие № 1. Основные свойства жидкостей. Гидростатика

Важнейшими характеристиками механических свойств жидкости являются ее плотность и удельный вес. Они определяют «весомость» жидкости.

Под плотностью ρ , кг/м³, понимают массу жидкости m , заключенную в единице ее объема V , т. е.

$$\rho = m/V. \quad (1.1)$$

Вместо плотности в формулах может быть использован также удельный вес γ , Н/м³, т. е. вес G , приходящийся на единицу объема V :

$$\gamma = G/V. \quad (1.2)$$

Плотность и удельный вес жидкости связаны между собой. Эта связь легко устанавливается, если учесть, что $G = mg$:

$$\gamma = G/V = mg/V = \rho g. \quad (1.3)$$

Вязкость – это способность жидкости сопротивляться сдвигу, т. е. свойство, обратное текучести (более вязкие жидкости являются менее текучими). Вязкость проявляется в возникновении касательных напряжений (напряжений трения). В этом случае происходит торможение потока жидкости, обусловленное ее вязкостью. Причем скорость движения жидкости в слое тем ниже, чем ближе он расположен к стенке. Согласно гипотезе Ньютона касательное напряжение, возникающее в слое жидкости на расстоянии y от стенки, определяется зависимостью

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy}, \quad (1.4)$$

где dv/dy – градиент скорости, характеризующий интенсивность нарастания скорости v при удалении от стенки (по оси y);

μ – динамическая вязкость жидкости.

Динамическая вязкость жидкости измеряется в паскалях в секунду либо в пуазах (1 Пз = 0,1 Па·с). Однако на практике более широкое применение нашла кинематическая вязкость

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (1.5)$$

Единицей измерения последней в системе СИ является квадратный метр в секунду или более мелкая единица квадратный сантиметр в секунду, которую принято называть стоксом (1 Ст = 1 см²/с). Для измерения вязкости также используются сантистоксы (1 сСт = 0,01 Ст).

Вязкость жидкостей существенно зависит от температуры, причем вязкость капельных жидкостей с повышением температуры падает, а вязкость газов – растет. Это объясняется тем, что в капельных жидкостях, где молекулы расположены близко друг к другу, вязкость обусловлена силами молекулярного сцепления. Вязкость жидкостей зависит также от давления, но это изменение незначительно, и в большинстве случаев его не учитывают.

Сжимаемость – это способность жидкости изменять свой объем под действием давления. Сжимаемость капельных жидкостей и газов существенно различается. Так, капельные жидкости при изменении давления изменяют свой объем крайне незначительно. Газы, наоборот, могут значительно сжиматься под действием давления и неограниченно расширяться при его отсутствии.

Для учета сжимаемости газов при различных условиях могут быть использованы уравнения состояния газа или зависимости для политропных процессов.

Сжимаемость капельных жидкостей характеризуется коэффициентом объемного сжатия β_p , Па⁻¹:

$$\beta_p = -\frac{dV}{dp} \cdot \frac{1}{V}, \quad (1.6)$$

где dV – изменение объема под действием давления;

dp – изменение давления;

V – объем жидкости.

Знак минус в формуле обусловлен тем, что при увеличении давления объем жидкости уменьшается, т. е. положительное приращение давления вызывает отрицательное приращение объема.

При конечных приращениях давления и известном начальном объеме V_0 можно определить конечный объем жидкости

$$V_1 = V_0 \cdot (1 - \beta_p \cdot \Delta p), \quad (1.7)$$

а также ее плотность

$$\rho_1 = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \cdot \Delta p}. \quad (1.8)$$

Величина, обратная коэффициенту объемного сжатия β_p , называется объемным модулем упругости жидкости (или модулем упругости) $K = 1/\beta_p$. Эта величина входит в обобщенный закон Гука, связывающий изменение давления с изменением объема

$$\frac{\Delta V}{V} = -\frac{\Delta p}{K}. \quad (1.9)$$

Модуль упругости капельных жидкостей изменяется при изменении температуры и давления. Однако в большинстве случаев K считают постоянной величиной, принимая за нее среднее значение в данном диапазоне температур или давлений.

Способность жидкости изменять свой объем при изменении температуры называется температурным расширением. Оно характеризуется коэффициентом температурного расширения β_t :

$$\beta_t = \frac{dV}{dT} \cdot \frac{1}{V}, \quad (1.10)$$

где dT – изменение температуры;

dV – изменение объема под действием температуры;

V – объем жидкости.

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

1) на внешней поверхности жидкости оно всегда направлено по нормали внутрь объема жидкости;

2) в любой точке внутри жидкости оно по всем направлениям одинаково, т. е. не зависит от угла наклона площадки, по которой действует.

Уравнение, выражающее гидростатическое давление p в любой точке неподвижной жидкости, в том случае, когда из числа массовых сил на нее действует лишь одна сила тяжести, называется основным уравнением гидростатики:

$$p = p_0 + h\rho g = p_0 + h\gamma, \quad (1.11)$$

где p_0 – давление на какой-либо поверхности уровня жидкости, например, на свободной поверхности;

h – глубина расположения рассматриваемой точки, отсчитанная от поверхности с давлением p_0 .

В тех случаях, когда рассматриваемая точка расположена выше поверхности с давлением p_0 , второй член в формуле (1.11) отрицателен.

Другая форма записи уравнения (1.11) имеет вид

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}, \quad (1.12)$$

где z и z_0 – вертикальные координаты произвольной точки и свободной поверхности соответственно, отсчитываемые от горизонтальной плоскости вверх;

$\frac{p}{\rho g}$ – пьезометрическая высота.

Сила давления жидкости на плоскую стенку равна произведению гидростатического давления p_c в центре тяжести площади стенки на площадь стенки S , т. е.

$$F = p_c \cdot S. \quad (1.13)$$

Центр давления (точка приложения силы F) расположен ниже центра тяжести площади или совпадает с последним в случае горизонтальной стенки.

Расстояние между центром тяжести площади и центром давления в направлении нормали к линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью жидкости равно

$$\Delta y = \frac{J_0}{y_c S}, \quad (1.14)$$

где J_0 – момент инерции площади стенки относительно оси, проходящей через центр тяжести площади и параллельной линии пересечения плоскости стенки со свободной поверхностью;

y_c – координата центра тяжести площади.

Сила давления жидкости на криволинейную стенку, симметричную относительно вертикальной плоскости, складывается из горизонтальной F_H и вертикальной F_B составляющих:

$$F = \sqrt{F_H^2 + F_B^2}. \quad (1.15)$$

Горизонтальная составляющая F_H равна силе давления жидкости на вертикальную проекцию данной стенки:

$$F_H = h_c \cdot \rho \cdot g \cdot S_B. \quad (1.16)$$

Вертикальная составляющая F_B равна весу жидкости объема V , заключенном между данной стенкой, свободной поверхностью жидкости и вертикальной проецирующей поверхностью, проведенной по контуру стенки. Если избыточное давление p_0 на свободной поверхности жидкости отлично от нуля, то при расчете следует эту поверхность мысленно поднять (или опустить) на высоту (пьезометрическую высоту) $\frac{p_0}{\rho g}$.

Относительный покой жидкости – это равновесие ее в движущихся сосудах, когда помимо силы тяжести на жидкость действует вторая массовая сила – сила инерции переносного движения, причем эта сила постоянна по времени.

Возможны два случая относительного покоя жидкости: в сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно, и в сосуде, вращающемся вокруг вертикальной оси с постоянной угловой скоростью. В обоих случаях поверхности уровня, т. е. поверхности равного давления, и в том числе свободная поверхность жидкости, принимают такой вид, при котором равнодействующая массовая сила нормальна к этим поверхностям во всех их точках.

В сосуде, движущемся прямолинейно и равноускоренно, поверхности уровня будут плоскими.

В сосуде, равномерно вращающемся вокруг вертикальной оси, поверхности уровня представляют собой параболоиды вращения, ось которых совпадает с осью вращения сосуда.

Уравнение поверхности уровня (в частности, поверхности жидкости в открытом сосуде) в цилиндрических координатах (r, z) имеет вид

$$z = z_0 + \frac{\omega^2 r^2}{2g}, \quad (1.17)$$

где z_0 – вертикальная координата вершины параболоида поверхности уровня;
 r, z – координаты любой точки поверхности уровня.

Закон распределения давления по объему жидкости, вращающейся вместе с сосудом, выражается уравнением

$$p = p_0 + \left[(z_0 - z) + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \right] \rho g, \quad (1.18)$$

где p_0 – давление в точке с координатами $r = 0, z = z_0$.

Таким образом, повышение давления в жидкости, возникающее вследствие ее вращения, равно

$$\Delta p = \frac{\omega^2 r^2}{2} \rho. \quad (1.19)$$

Задачи для решения

1 Определить максимальную силу F_2 , которую можно преодолеть, если усилие, прикладываемое к рукояти $F_1 = 100$ Н, плечи рукояти $l_1 = 0,5$ м, $l_2 = 1,5$ м (рисунок 1.1). Диаметры поршней $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 160$ мм.

2 Диаметры двух поршней (рисунок 1.2), находящихся в равновесии, $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 200$ мм. Большой поршень D_2 переместили на расстояние $X = 20$ мм. Определить, на какое расстояние Y переместится поршень D_1 , приняв допущение об абсолютной несжимаемости жидкости. Какой груз F_1 может поднять поршень D_1 , если сила, действующая на поршень D_2 , $F_2 = 15$ кН.

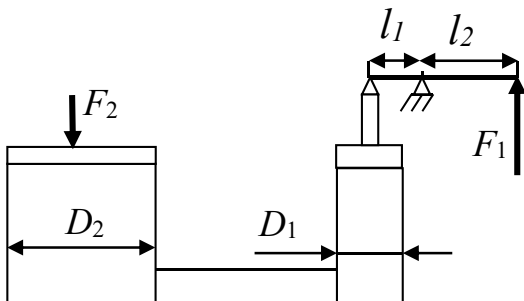


Рисунок 1.1

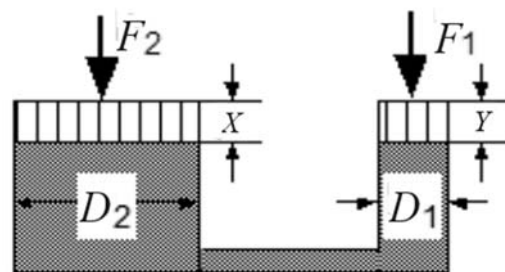


Рисунок 1.2

3 В U-образную трубку налиты вода и бензин (рисунок 1.3). Определить плотность бензина, если $h_6 = 500$ мм; $h_в = 350$ мм. Капиллярный эффект не учитывать.

4 В цилиндрический бак диаметром $D = 2$ м до уровня $H = 1,5$ м (рисунок 1.4) налиты вода и бензин. Уровень воды в пьезометре ниже уровня бензина на $h = 300$ мм. Определить вес бензина в баке, если $\rho_b = 700$ кг/м³.

5 Для опрессовки водой подземного трубопровода (проверки герметичности) применяется ручной поршневой насос (рисунок 1.5). Определить объем воды (модуль упругости $K = 2000$ МПа), который нужно накачать в трубопровод для повышения избыточного давления в нем от 0 до 1,0 МПа. Считать трубопровод абсолютно жестким. Размеры трубопровода: длина $L = 500$ м, диаметр $d = 100$ мм. Чему равно усилие на рукоятке насоса в последний момент опрессовки, если диаметр поршня насоса $D_n = 40$ мм, а соотношение плеч рычажного механизма $l_2/l_1 = 5$?

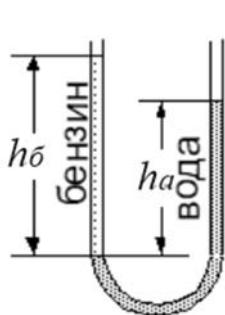


Рисунок 1.3

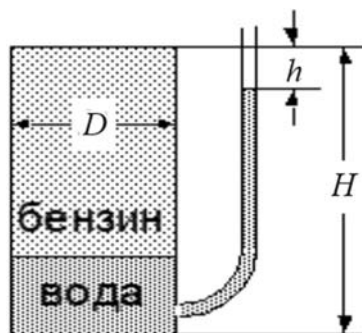


Рисунок 1.4

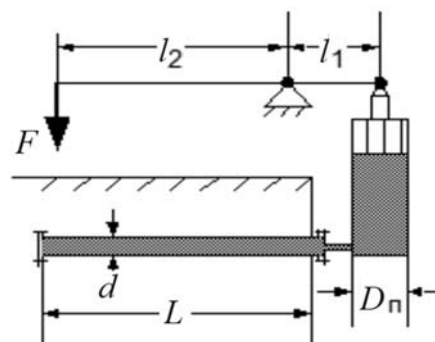


Рисунок 1.5

6 Определить силу, действующую на болты 1 крышки бака, если показание манометра $P_m = 2$ МПа, а угол наклона крышки $\alpha = 45^\circ$ (рисунок 1.6). В сечении бак имеет форму квадрата со стороной $a = 200$ мм.

7 Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии (рисунок 1.7). Определить силу, сжимающую пружину, если жидкость, находящаяся между поршнями и в баке — масло с плотностью $\rho = 870$ кг/м³. Диаметры поршней $D = 80$ мм, $d = 30$ мм; высота $H = 1000$ мм; избыточное давление $P_0 = 1$ МПа.

8 Определить давление в гидросистеме и вес груза G (рисунок 1.8), лежащего на поршне 2, если к поршню 1 приложена сила $F = 1$ кН. Диаметры поршней $D = 300$ мм, $d = 80$ мм. Разностью высот пренебречь.

9 Поворотный клапан AO закрывает выход из цистерны в трубопровод квадратного сечения со стороной $h = 0,3$ м (рисунок 1.9). Прямоугольная пластина клапана упирается на срез трубы, сделанный под углом $\alpha = 45^\circ$. В трубе жидкость отсутствует. Определить силу T натяжения каната, необходимую для открытия клапана, если уровень бензина $H = 0,85$ м, а давление в цистерне по манометру M равно 5 кПа. Плотность бензина $\rho = 700$ кг/м³.

10 Определить нагрузку на болты крышек A и B гидравлического цилиндра диаметром $D = 160$ мм, если к плунжеру диаметром $d = 120$ мм приложена сила $F = 20$ кН (рисунок 1.10).

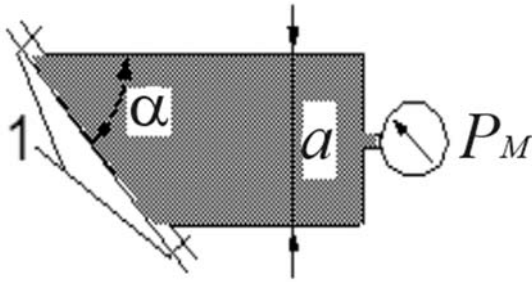


Рисунок 1.6

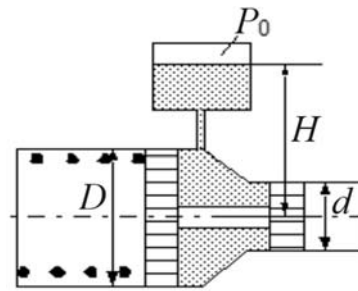


Рисунок 1.7

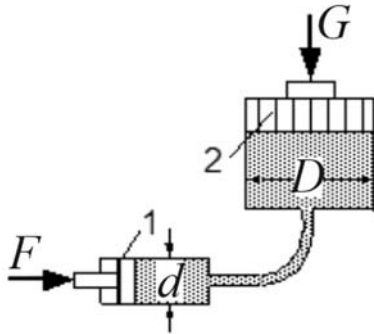


Рисунок 1.8

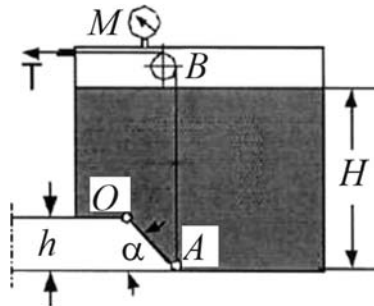


Рисунок 1.9

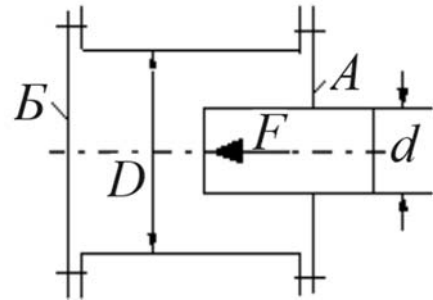


Рисунок 1.10

11 Определить показание мановакуумметра P_{mv} , если к штоку поршня приложена сила $F = 0,1$ кН, его диаметр $d = 100$ мм, высота $H = 1,5$ м, плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³ (рисунок 1.11).

12 Определить, при какой высоте уровня воды начнет открываться клапан K , если сила пружины $F_{np} = 2$ кН, угол ее установки $\alpha = 45^\circ$, высота до шарнира клапана $h = 0,3$ м. Труба перед клапаном имеет квадратное сечение со стороной $a = 300$ мм (рисунок 1.12).

13 Определить силу F на штоке золотника, если показание вакуумметра $P_{vak} = 60$ кПа, избыточное давление $P_1 = 1$ МПа, высота $H = 3$ м, диаметры поршней $D = 20$ мм и $d = 15$ мм, плотность $\rho = 1000$ кг/м³ (рисунок 1.13).

14 Определить величину предварительного поджатия пружины дифференциального предохранительного клапана, обеспечивающего начало открытия клапана при $P_n = 0,8$ МПа. Диаметры клапана $D = 24$ мм, $d = 18$ мм; жесткость пружины $c = 6$ Н/мм. Давлением справа от большого и слева от малого поршней пренебречь (рисунок 1.14).

15 Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H = 10$ км, приняв плотность морской воды $\rho = 1030$ кг/м³ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости, приняв модуль объемной упругости $K = 2000$ МПа.

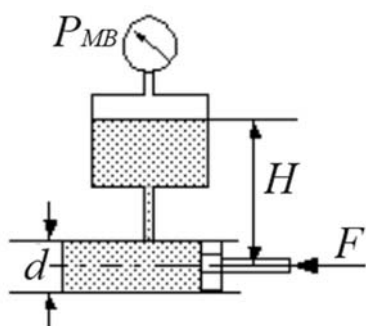


Рисунок 1.11

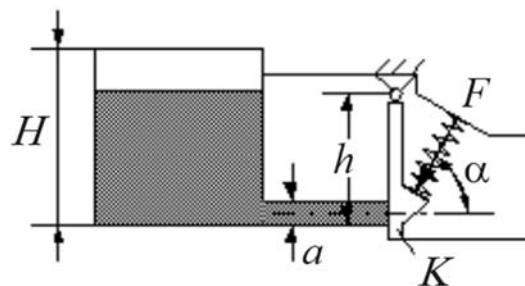


Рисунок 1.12

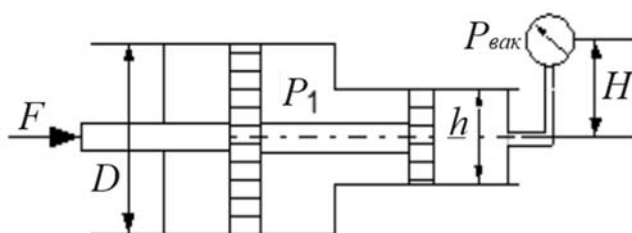


Рисунок 1.13

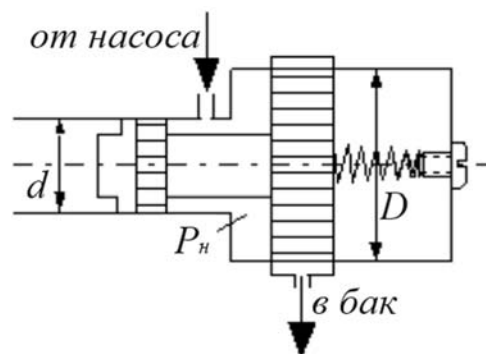


Рисунок 1.14

16 Определить силу F , действующую на шток гибкой диафрагмы, если ее диаметр $D = 200$ мм, показания вакуумметра $P_{\text{вак}} = 0,05$ МПа, высота $h = 1$ м (рисунок 1.15). Площадь штока пренебречь. Найти абсолютное давление в левой полости, если $P_a = 0,12$ МПа.

17 Насос с рабочим объемом $q = 20 \cdot 10^{-6}$ м³, частотой вращения $n = 10$ с⁻¹ подает по трубопроводу жидкость в цистерну на высоту $h = 50$ м (рисунок 1.16). За какой промежуток времени цистерна заполнится на $2/3$ диаметра, если ее диаметр $D = 4$ м, а ширина $B = 6$ м. Какое давление будет развивать насос, если плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³. Объемными утечками в насосе пренебречь.

Примечание – Для определения объема заполнения цистерны необходимо сначала определить площадь заполненной части окружности, а затем перейти к определению требуемого объема жидкости.

18 Проходное сечение гидрозамка открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением p_y . Определить, при каком минимальном значении p_y толкатель поршня 1 сможет открыть шариковый клапан, если предварительное усилие пружины $2F = 50$ Н, $D = 25$ мм, $d = 15$ мм, при этом $p_1 = 0,5$ МПа, $p_2 = 0,2$ МПа. Силами трения пренебречь (рисунок 1.17).

19 Определить минимальное значение силы F (рисунок 1.18), приложенной к штоку цилиндра, под действием которой начнется движение поршня цилиндра диаметром $D = 80$ мм, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, $F_0 = 100$ Н, а давление жидкости $P_2 = 0,2$ МПа. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1 = 10$ мм. Диаметр штока $d_2 = 40$ мм, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $P_1 = 1,0$ МПа.

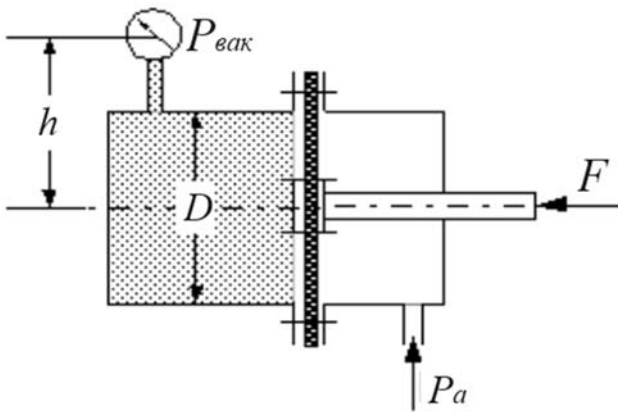


Рисунок 1.15

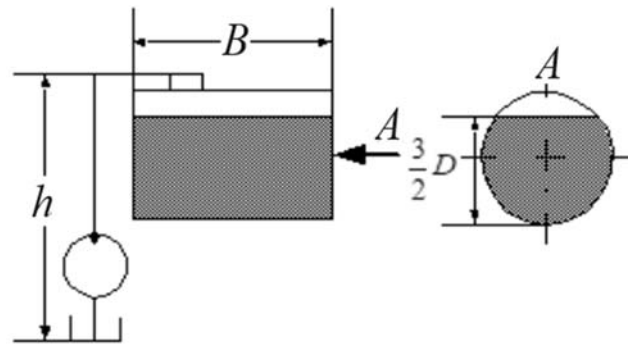


Рисунок 1.16

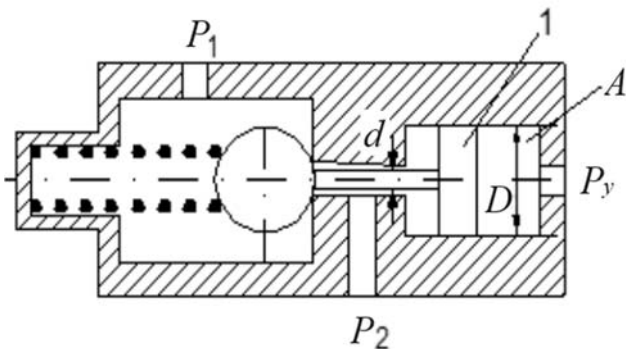


Рисунок 1.17

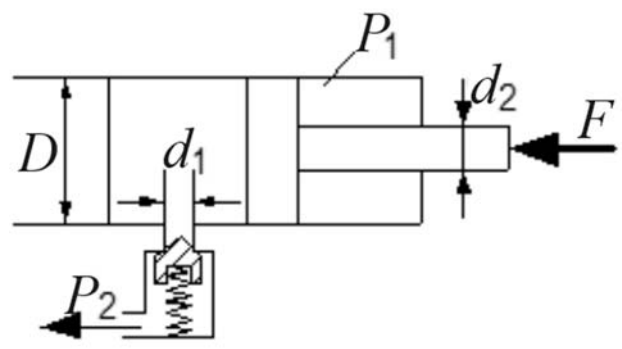


Рисунок 1.18

Контрольные вопросы

- 1 В чем различие между плотностью и объёмным весом?
- 2 Что называется гидростатическим давлением?
- 3 Что называется вакуумом? Какой наибольший вакуум возможен и чем он ограничивается?
- 4 Что называется давлением насыщенных паров жидкости и от чего оно зависит?
- 5 Что называется растворимостью и от чего зависит растворимость газов в жидкости?
- 6 Как связаны между собой динамический и кинематический коэффициенты вязкости?

2 Практическое занятие № 2. Кинематика и динамика жидкости. Основные уравнения гидродинамики

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

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}, \quad (2.1)$$

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

Уравнение Бернулли для потока идеальной жидкости выражает собой закон сохранения удельной энергии жидкости вдоль потока. Обычно удобнее бывает относить энергию к единице веса. В этом случае уравнение Бернулли, записанное для сечений 1 и 2 элементарной струйки или потока идеальной жидкости, имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H, \quad (2.2)$$

где z_1, z_2 – вертикальные координаты центров тяжести сечений или удельная энергия положения;

$\frac{p}{\rho g}$ – пьезометрическая высота, или удельная энергия давления;

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

H – полный напор, или полная удельная энергия жидкости.

Если энергию жидкости отнести к единице ее объема, то члены уравнения Бернулли будут иметь размерность давления, а само уравнение (2.2) примет вид, которым также часто пользуются:

$$z_1 \rho g + p_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} = z_2 \rho g + p_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} = H \rho g.$$

Если же энергию жидкости отнести к единице массы, то можно получить третью формулу записи уравнения (2.2):

$$z_1 g + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = z_2 g + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}.$$

Для потока реальной (вязкой) жидкости уравнение Бернулли следует писать в таком виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{cp1}}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{cp2}}{2g} + \sum h, \quad (2.3)$$

где v_{cp} – средняя по сечению скорость, $v_{cp} = Q/S$;

α – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скоростей по сечениям и равный отношению действительной кинетической энергии потока к кинетической энергии того же потока, но при равномерном распределении скоростей;

$\sum h$ – суммарная потеря полного напора между сечениями 1 и 2, обусловленная вязкостью жидкости.

Различают два вида гидравлических потерь напора: местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери напора происходят в так называемых гидравлических сопротивлениях, т. е. в местах изменения формы и размеров русла, где поток так или иначе деформируется: расширяется, сужается, искривляется – имеет место более сложная деформация. Местные потери выражают формулой Вейсбаха:

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad (2.4)$$

где v – средняя скорость потока в сечении перед местным сопротивлением (при расширении) или за ним (при сужении) и в тех случаях, когда рассматривают потери напора в гидроарматуре различного назначения;

ζ_m – безразмерный коэффициент местного сопротивления.

Числовое значение коэффициента ζ в основном определяется формой местного сопротивления, его геометрическими параметрами, но иногда влияет также число Рейнольдса, которое для труб диаметром d выражается формулой

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q}{\pi d\nu}, \quad (2.5)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости, $\text{м}^2/\text{с}$ или $\text{см}^2/\text{с}$.

Для некруглых труб

$$Re = (\nu D_r) / \nu,$$

где D_r – гидравлический диаметр, равный отношению площади сечения трубы к $1/4$ периметра сечения.

Число Рейнольдса определяет режим движения жидкостей (и газов) в трубах.

При соотношении $Re < Re_{кр}$, где $Re_{кр} \approx 2300$, режим движения является ламинарным, т. е. слоистым, без перемешивания жидкости и без пульсаций скоростей и давлений.

При соотношении $Re > Re_{кр}$ имеет место турбулентный режим течения, т. е. с перемешиванием жидкости и с пульсациями скоростей и давлений.

Можно считать, что при турбулентном режиме коэффициенты местных сопротивлений ζ от числа Рейнольдса не зависят. Следовательно, как видно из формулы (2.4), потеря напора пропорциональна квадрату скорости (квадратичный режим сопротивления). При ламинарном режиме считают, что

$$\zeta = \frac{A}{Re} + \zeta_{KB}, \quad (2.6)$$

где A – число, определяемое формой местного сопротивления;

ζ_{KB} – коэффициент местного сопротивления на режиме квадратичного сопротивления, т. е. при $Re \rightarrow \infty$.

При турбулентном режиме в случае внезапного расширения трубы происходит вихреобразование и потеря напора определяется формулой Борда:

$$h_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} = \zeta_{расш} \frac{v_1^2}{2g}, \quad (2.7)$$

где v_1 и v_2 – скорости до и после расширения трубы соответственно;

$\zeta_{расш}$ – коэффициент сопротивления.

Для данного случая

$$\zeta_{расш} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (2.8)$$

где S_1 и S_2 – площади сечений трубы до и после внезапного расширения соответственно.

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

$$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right), \quad (2.9)$$

где S_1 и S_2 – площади сечений трубы до и после сужения соответственно.

Коэффициенты сопротивления для постепенно расширяющихся (конических) труб – диффузоров, плавно сужающихся труб – сопл, поворотов и других более сложных местных гидравлических сопротивлений (кранов, фильтров и т. п.) находят в справочной литературе. В задачах данного сборника коэффициенты ζ обычно задаются.

Потери на трение определяются по формуле Вейсбаха – Дарси:

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_{ср}^2}{2g}, \quad (2.10)$$

где l – длина трубопровода;

d – внутренний диаметр трубы;

λ – коэффициент гидравлических потерь на трение (коэффициент Дарси).

Задачи для решения

1 Из напорного бака (рисунок 2.1) вода течет по трубе диаметром $d_1 = 20$ мм и затем вытекает в атмосферу через насадок (брандспойт) с диаметром выходного отверстия $d_2 = 10$ мм. Избыточное давление воздуха в баке $p_0 = 0,18$ МПа; высота $H = 1,6$ м. Пренебрегая потерями энергии, определить скорости течения воды в трубе v_1 и на выходе из насадка v .

2 К расходомеру Вентури (рисунок 2.2) присоединены два пьезометра и дифференциальный ртутный манометр. Выразить расход воды Q через размеры

расходомера D и d , разность показаний пьезометров ΔH , а также через показание дифференциального манометра Δh . Дан коэффициент сопротивления ζ участка между сечениями 1–1 и 2–2.

3 Определить весовой расход воздуха по трубе с плавно закругленным входом и цилиндрической частью диаметром $D = 200$ мм (рисунок 2.3), если показание вакуумметра в виде вертикальной стеклянной трубки, опущенной в сосуд с водой, $h = 250$ мм. Коэффициент сопротивления входной части трубы (до места присоединения вакуумметра) $\zeta = 0,1$. Плотность воздуха $\rho_{\text{воз}} = 1,25$ кг/м³.

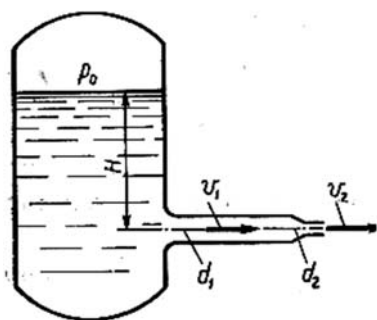


Рисунок 2.1

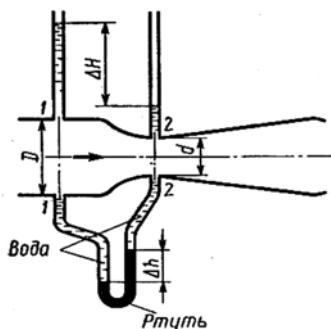


Рисунок 2.2

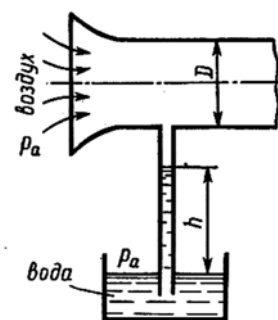


Рисунок 2.3

4 Насос нагнетает жидкость в напорный бак (рисунок 2.4), где установились постоянный уровень на высоте $H = 2$ м и постоянное давление $p_2 = 0,2$ МПа. Манометр, установленный на выходе из насоса на трубе диаметром $d_1 = 75$ мм, показывает значение $p_1 = 0,25$ МПа. Определить расход жидкости Q , если диаметр искривленной трубы, подводящей жидкость к баку, равен $d_2 = 50$ мм; коэффициент сопротивления этой трубы $\zeta = 0,5$. Плотность жидкости $\rho = 800$ кг/м³.

5 Вода перетекает из напорного бака A в резервуар B через вентиль с коэффициентом сопротивления $\zeta_v = 3$ по трубе (рисунок 2.5). Диаметры $d_1 = 40$ мм, $d_2 = 60$ мм. Считая режим течения турбулентным и пренебрегая потерями на трение по длине, определить расход. Учесть потери напора при внезапных сужениях и расширениях. Высоты $H_1 = 1$ м, $H_2 = 2$ м; избыточное давление в напорном баке $p_0 = 0,15$ МПа.

6 Вода перетекает из напорного бака (рисунок 2.6), где избыточное давление воздуха $p = 0,3$ МПа, в открытый резервуар по короткой трубе диаметром $d = 50$ мм, на которой установлен кран. Чему должен быть равен коэффициент сопротивления крана для того, чтобы расход воды составлял $Q = 8,7$ л/с? Высоты уровней $H_1 = 1$ м и $H_2 = 3$ м. Учесть потерю напора на входе в трубу ($\zeta_{\text{вх}} = 0,5$) и на выходе из трубы (внезапное расширение).

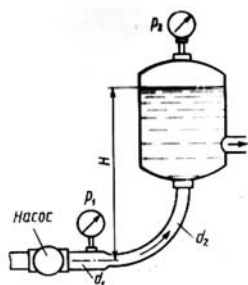


Рисунок 2.4

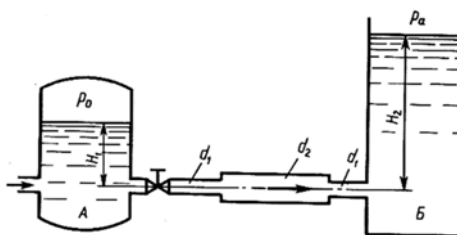


Рисунок 2.5

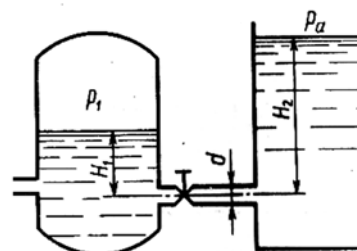


Рисунок 2.6

7 Бензин сливается из цистерны по трубе диаметром $d = 50$ мм (рисунок 2.7), на которой установлен кран с коэффициентом сопротивления $\zeta_{кр} = 3$. Определить расход бензина при $H_1 = 1,5$ м и $H_2 = 1,3$ м, если в верхней части цистерны имеет место вакуум $h_{вак} = 73,5$ мм рт. ст. Потерями на трение в трубе пренебречь. Плотность бензина $\rho = 750$ кг/м³.

8 Определить расход жидкости, вытекающей из трубы (рисунок 2.8) диаметром $d = 16$ мм через плавное расширение (диффузор) и далее по трубе диаметром $D = 20$ мм в бак. Коэффициент сопротивления диффузора $\zeta = 0,2$ (отнесен к скорости в трубе), показание манометра $p_m = 20$ кПа; высота $h = 0,5$ м; $H = 5$ м; плотность жидкости $\rho = 1000$ кг/м³. Учесть потери на внезапное расширение, потерями на трение пренебречь, режим течения считать турбулентным.

9 Определить минимальное давление p_m , измеряемое манометром перед сужением трубы (рисунок 2.9), при котором будет происходить подсосывание воды из резервуара A в узком сечении трубы. Размеры: $H_1 = 6$ м; $H_2 = 1$ м; $d_1 = 60$ мм; $d_2 = 20$ мм. Принять коэффициенты сопротивления: сопла $\zeta_c = 0,08$, диффузора $\zeta_{диф} = 0,30$.

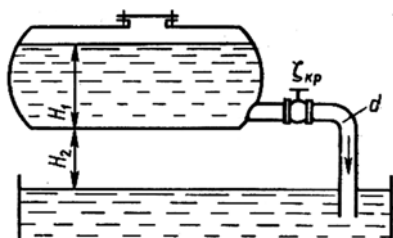


Рисунок 2.7

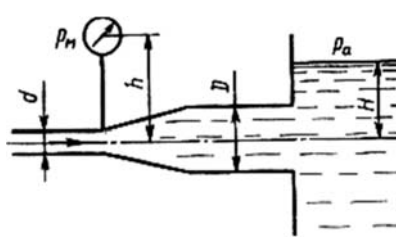


Рисунок 2.8

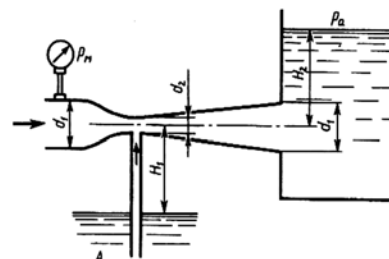


Рисунок 2.9

Контрольные вопросы

- 1 Чем отличается идеальная жидкость от реальной?
- 2 Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного?
- 3 Каков геометрический и энергетический смысл членов уравнения Бернулли?
- 4 Что называют расходом жидкости? В чем отличие между весовым, массовым и объёмным расходом?
- 5 Что называют полным напором?
- 6 Из каких видов энергии складывается полная удельная механическая энергия движущейся жидкости? Какой из этих видов энергии применим только к жидкости и газам?

3 Практическое занятие № 3. Гидродинамическое подобие. Режимы движения жидкости

Подобными называют такие потоки жидкости, у которых каждая характеризующая их физическая величина находится для любых сходственных точек в одинаковом отношении. Понятие гидродинамического подобия включает подобие поверхностей, ограничивающих потоки (геометрическое подобие); пропорциональность скоростей в сходственных точках и подобие траекторий движения

сходственных частиц жидкости (кинематическое подобие); пропорциональность сил, действующих на сходственные частицы жидкости и пропорциональность масс этих частиц (динамическое подобие).

Отношения однородных физических величин, постоянные во всех сходственных точках подобных потоков, называют коэффициентами (масштабами) подобия. Соответственно принятым в Международной системе единиц основным физическим величинам (длина L , время T и масса M) выделяют три основных коэффициента подобия:

1) линейный масштаб

$$k_L = \frac{L_1}{L_2}; \quad (3.1)$$

2) масштаб времени

$$k_T = \frac{T_1}{T_2}; \quad (3.2)$$

3) масштаб масс

$$k_M = \frac{M_1}{M_2}. \quad (3.3)$$

Масштабы всех остальных (производных) физических величин выражаются через основные в соответствии с формулами размерности этих величин.

Масштаб скоростей

$$k_v = \frac{k_L}{k_T}. \quad (3.4)$$

Масштаб сил одинаковой физической природы

$$k_F = \frac{k_M \cdot k_L}{k_T^2}. \quad (3.5)$$

Масштаб плотностей

$$k_p = \frac{k_M}{k_L^3}. \quad (3.6)$$

Используя выражения масштабов k_v и k_p , можно получить для масштаба сил зависимость

$$k_p = k_p \cdot k_v^2 \cdot k_L^3. \quad (3.7)$$

Зависимость (3.7) даёт общий закон динамического подобия Ньютона:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1 v_1^2 L_1^3}{\rho_2 v_2^2 L_2^3}. \quad (3.8)$$

Для установившегося движения однородных несжимаемых жидкостей необходимыми и достаточными условиями гидродинамического подобия являются:

- 1) геометрическое подобие граничных поверхностей, омываемых потоками, включая подобие шероховатостей стенок;
 - 2) подобное распределение скоростей во входных и выходных сечениях рассматриваемых объектов;
 - 3) одинаковые значения критериев динамического подобия.
- Соотношение коэффициентов подобия

$$\frac{k_v \cdot k_L}{k_v} = 1. \quad (3.9)$$

Соотношение для скоростей в натуре и модели

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{L_2 \cdot v_1}{L_1 \cdot v_2}. \quad (3.10)$$

В результате преобразования уравнений Навье – Стокса получим критерии подобия.

При установившемся движении жидкости:

– *критерий Фруда* отражает влияние сил тяжести и собственного веса на движение жидкости

$$Fr = \frac{v^2}{g \cdot l}; \quad (3.11)$$

– *критерий Эйлера* отражает влияние перепада гидростатического давления на движение жидкости

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2}; \quad (3.12)$$

– *критерий Рейнольдса* отражает влияние силы трения на движение жидкости

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu}; \quad (3.13)$$

– *критерий гомохронности* учитывает неустановившийся характер движения в подобных потоках

$$Ho = \frac{v \cdot \tau}{l}. \quad (3.14)$$

При естественной конвекции, возникающей под действием разности плотностей жидкости, обусловленной различием температур в разных ее точках, очень трудно определить скорость конвективных токов. Однако эта скорость

входит в критерий Фруда, отражающий подобие таких процессов. Поэтому исключают скорость путем сочетания критериев Рейнольдса и Фруда:

$$\frac{Re^2}{Fr} = \frac{l^2 \cdot \rho^2 g}{\mu^2}. \quad (3.15)$$

Полученный комплекс величин представляет собой производный критерий, который носит название *критерия Галилея*:

$$Ga = \frac{l^2 \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu^2}. \quad (3.16)$$

Умножая этот критерий на разность плотностей жидкости в различных ее точках, выраженную в относительных единицах, находят новый производный критерий – *критерий Архимеда*:

$$Ar = \frac{l^2 \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu^2} \cdot \frac{\rho_0 - \rho}{\rho}. \quad (3.17)$$

Соблюдение равенства критериев Ga или Ar необходимо при моделировании разных процессов, протекающих под действием силы тяжести.

Для определения гидравлических потерь, прежде всего потерь на трение, важно знать режим движения жидкостей. Режим движения жидкостей (и газов) в трубах определяет число Рейнольдса.

При значении $Re < Re_{кр}$, где $Re_{кр} \approx 2300$, режим движения является ламинарным, т. е. слоистым – без перемешивания жидкости и без пульсаций скоростей и давлений. При значении $Re > Re_{кр}$ имеет место турбулентный режим течения, т. е. с перемешиванием жидкости и с пульсациями скоростей и давлений.

При ламинарном режиме движения коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса:

$$\lambda_l = 64/Re, \quad (3.18)$$

а величина потерь на трение для круглой трубы может быть подсчитана как по формуле Вейсбаха – Дарси (2.10), так и по формуле Пуазейля:

$$h_{TP} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4} = \frac{32\nu l v_{cp}^2}{g d^2}, \quad (3.19)$$

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, m^2/c ;

d – внутренний диаметр трубы, м;

Q – расход жидкости, m^3/c .

При турбулентном режиме движения коэффициент λ зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной шероховатости поверхности стенок канала.

При этом, как показано в опытах И. И. Никурадзе, при турбулентном режиме существует три области гидравлического трения:

- 1) область гидравлически гладких труб, где $\lambda = f(Re)$;
- 2) область доквадратичного сопротивления, где $\lambda = f(Re, \Delta/d)$;
- 3) область квадратичного сопротивления – автомодельности, где $\lambda = f(\Delta/d)$.

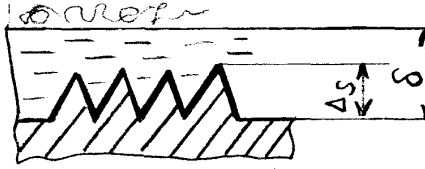


Рисунок 3.1

Механизм гидравлического трения в каждой из этих областей зависит от соотношения размеров ламинарного подслоя толщиной δ и размеров шероховатости внутренней поверхности канала Δ (рисунок 3.1).

В области гидравлически гладких труб $\delta > \Delta$.

Поэтому вязкий подслоем покрывает выступы шероховатости и турбулентное ядро потока не взаимодействует с шероховатостью.

В области доквадратичного сопротивления ($\delta \approx \Delta$) происходит постепенное «раскрывание» шероховатости турбулентным ядром. Здесь имеет место общий случай зависимости $\lambda = f(Re, \Delta/d)$. И, наконец, в области квадратичного сопротивления, когда выступы полностью «раскрыты», λ зависит только от размеров шероховатости.

На практике при расчете технических труб границы областей гидравлического трения определяют в зависимости от предельных чисел Рейнольдса:

$$Re_{np}^I = \frac{10}{\bar{\Delta}_s}; \quad Re_{np}^{II} = \frac{500}{\bar{\Delta}_s},$$

где $\bar{\Delta}_s$ – относительная эквивалентная шероховатость, $\bar{\Delta}_s = \Delta_s/d$;

Δ_s – эквивалентная шероховатость, характеризующая среднюю высоту выступов технических труб.

Если $Re_{кр} < Re < Re_{np}^I$, имеем область гидравлически гладких труб. Для расчета коэффициента гидравлического трения рекомендуется формула Блазиуса:

$$\lambda_m = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (3.20)$$

Если $Re_{np}^I < Re < Re_{np}^{II}$, имеем область доквадратичного сопротивления. Для расчета коэффициента λ рекомендуется формула Альтшуля:

$$\lambda_m = 0,11 \cdot (68/Re + \Delta_s/d)^{0,25}. \quad (3.21)$$

Если $Re > Re_{np}^{II}$, имеем область квадратичного сопротивления. Рекомендуется формула Шифринсона:

$$\lambda_T = 0,11 \cdot (\Delta_s/d)^{1/4}. \quad (3.22)$$

Для всех областей и режимов движения жидкости в трубах с естественной шероховатостью коэффициент гидравлического трения можно определить с помощью графика Кольбука – Мурина [1].

При установившемся движении жидкости в горизонтальных каналах с постоянным по форме и размерам поперечным сечением средняя скорость потока и, следовательно, скоростной напор одинаковы во всех сечениях. Поэтому уравнение Бернулли (2.3) принимает вид

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_{TP},$$

откуда

$$h_{TP} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = h_1 - h_2 = \Delta h.$$

Таким образом, гидравлические потери на трение можно измерить непосредственно как разность Δh высот уровней h_1 и h_2 жидкости в пьезометрах, установленных в начале и в конце рассматриваемого участка длиной l , т. е.

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} - \frac{v_{cp}^2}{2g}.$$

Задачи для решения

1 Труба Вентури (рисунок 3.2) с входным диаметром $D = 300$ мм и горловиной $d = 150$ мм, предназначенная для измерения расхода керосина, тарируется путем испытания на воде ее модели, выполненной в масштабе 1:3 от натуре.

1.1 Каким должен быть расход воды Q_m в модели для соблюдения подобия, если расход керосина в натурной трубе $Q = 100$ л/с; кинематическая вязкость воды ($t = 20$ °C) $\nu = 0,01$ Ст и керосина (10 °C) $\nu = 0,045$ Ст?

1.2 Каковы будут потеря напора h_{TP} и перепад давлений Δp в натурном расходомере, если при испытании модели на расходе, обеспечивающем соблюдение подобия, получено $h_{TPm} = 0,2$ м и $\Delta p_m = 10$ кПа? Плотность керосина $\rho = 820$ кг/м³.

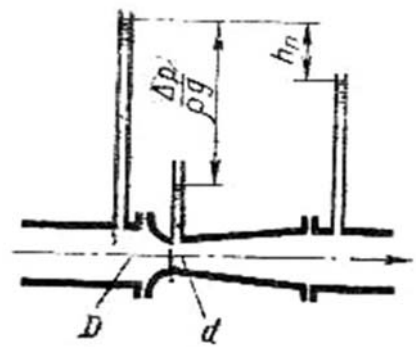


Рисунок 3.2

2 Требуется определить аэродинамическое сопротивление автомобиля (высотой $h = 1,5$ м) путем продувки его модели в аэродинамической трубе.

2.1 Каков должен быть размер модели h_m для соблюдения подобия (равенство Re), если максимальная скорость движения автомобиля $v = 108$ км/ч, а скорость продувки ограничена величиной $v_m = 45$ м/с?

2.2 Какую силу лобового сопротивления P будет испытывать автомобиль при максимальной скорости движения, если для модели при максимальной скорости продувки эта сила $P_m = 1500$ Н? Вязкость и плотность воздуха принимать для натуре и модели одинаковыми.

3 По трубопроводу диаметром $d = 10$ мм и длиной $l = 10$ м подается жидкость с вязкостью $\nu = 1$ Ст под действием перепада давления $\Delta p = 4$ МПа; $\rho = 1000$ кг/м³. Определить режим течения жидкости в трубопроводе.

Указание – Воспользоваться выражением для числа Re через величину Q и законом Пуазейля, исключить из них расход Q и, определив критический перепад давления, соответствующий смене режима, сравнить его с заданным перепадом.

4 Жидкость с плотностью $\rho = 850$ кг/м³ и вязкостью $\gamma = 2$ Ст подается на расстояние $l = 20$ м по горизонтальной трубе диаметром $d = 20$ мм в количестве $Q = 1,57$ л/с. Определить давление и мощность, которые требуются для указанной подачи. Местные гидравлические сопротивления отсутствуют.

5 Керосин перекачивается по горизонтальной трубе длиной $l = 50$ м и диаметром $d = 50$ мм в количестве $Q = 9,8$ л/с. Определить потребное давление и необходимую мощность, если свойства керосина $\nu = 0,025$ Ст; $\rho = 800$ кг/м³. Труба гидравлически гладкая. Местными гидравлическими сопротивлениями пренебречь.

Контрольные вопросы

- 1 Когда применяют подобное преобразование уравнения Навье – Стокса?
- 2 Какие критерии подобия вы знаете?
- 3 Что представляет собой расходомер Вентури?
- 4 Что представляет собой эжектор?
- 5 Какие режимы движения жидкостей вы знаете? Как отличаются структуры их потока?
- 6 Как определить число Рейнольдса для круглой трубы?

4 Практическое занятие № 4. Гидравлический расчет трубопроводов

При гидравлических расчетах рассматривается несколько видов трубопроводов.

Простые трубопроводы – это трубопроводы, которые не содержат разветвлений, они могут быть соединены так, что образуют последовательные или параллельные соединения. Если трубопровод имеет несколько труб, выходящих из одного места, он называется *разветвленным*. Трубопровод, содержащий как последовательные, так и параллельные соединения труб или разветвлений, называется *сложным*.

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

При ламинарном режиме вместо формул Дарси и Вейсбаха обычно бывает удобнее воспользоваться зависимостью, называемой законом Пуазейля:

$$h_{TP} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4} \quad (4.1)$$

или

$$p_{TP} = \frac{128\nu \rho l Q}{\pi d^4}. \quad (4.2)$$

Формулу Дарси обычно выражают через расход и получают

$$h_{TP} = \lambda_T \frac{l}{d} \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.3)$$

Суммарная потеря напора в *простом трубопроводе* складывается из потерь на трение по длине и местных потерь:

$$\sum h = h_{TP} + \sum h_m = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8Q^2}{g\pi^2 d^4}. \quad (4.4)$$

Формула (4.4) в принципе справедлива для обоих режимов течения, однако при ламинарном режиме чаще используют формулу (4.1) с заменой в ней фактической длины трубопровода расчетной, равной $l_{расч} = l + l_{эк}$, где $l_{эк}$ – длина, эквивалентная всем местным гидравлическим сопротивлениям в трубопроводе.

Если в трубопроводе необходимо обеспечить расход жидкости Q , то потребный для этого напор $H_{номр}$, т. е. пьезометрическая высота в начальном сечении $\frac{p_1}{\rho g}$, определяется по формуле

$$\frac{p_1}{\rho g} = H_{номр} = H_{см} + \sum h, \quad (4.5)$$

где $\sum h$ – суммарные потери напора на сопротивление в трубопроводе;

$H_{см}$ – статический напор, включающий геометрическую высоту Δz , на которую необходимо поднять жидкость в процессе ее движения по трубопроводу, и пьезометрическую высоту в конечном сечении трубопровода $\frac{p_2}{\rho g}$, т. е.

$$H_{см} = \Delta z + \frac{p_2}{\rho g}. \quad (4.6)$$

Обычно потери выражают через расход и тогда формула принимает вид

$$H_{номр} = H_{см} + kQ^m. \quad (4.7)$$

С достаточной степенью точности можно принять:

– для ламинарного режима течения

$$k = \frac{128\nu l_{расч}}{\pi g d^4}, m = 1; \quad (4.8)$$

– для турбулентного режима течения

$$k = \left(\lambda_{\tau} \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{8}{g \pi^2 d^4}, m = 2. \quad (4.9)$$

Если трубопровод состоит из *последовательно соединенных участков*, то справедливы равенства

$$\begin{cases} Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots = Q_n; \\ \sum h = \sum h_1 = \sum h_2 + \dots + \sum h_n. \end{cases} \quad (4.10)$$

При *параллельном соединении* n трубопроводов (n – количество разветвлений):

$$\begin{cases} Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n; \\ \sum h_1 = \sum h_2 = \dots = \sum h_n, \end{cases} \quad (4.11)$$

где Q – расход в точке разветвления.

На равенствах (4.10) и (4.11) основывается способ построения *характеристик сложных трубопроводов*, состоящих из последовательных и параллельных соединений простых трубопроводов. Для того чтобы построить характеристику потребного напора сложного трубопровода, целесообразно:

- представить трубопровод в виде соединения простых участков;
- рассчитать и построить характеристики каждого простого участка трубопровода;
- провести графическое сложение характеристик параллельных участков;
- провести графическое сложение последовательных участков.

Если подача жидкости по трубопроводу осуществляется насосом с заданной характеристикой, то принцип расчет, а такого трубопровода заключается в совместном построении в координатах $H-Q$ линии потребного напора трубопровода и характеристики насоса. *Точка пересечения этих линий соответствует рабочему режиму.*

Задачи для решения

1 Жидкость с плотностью $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ и вязкостью $\nu = 0,01 \text{ Ст}$ нагнетается по горизонтальному трубопроводу длиной $l = 4 \text{ м}$ и диаметром $d = 25 \text{ мм}$. Определить давление в начальном сечении, если в конечном сечении трубопровода

давление атмосферное, расход жидкости $Q = 6$ л/с; шероховатость стенок трубопровода $\Delta = 0,06$ мм.

2 Определить расход керосина в гладкой горизонтальной трубе длиной $l = 40$ м; диаметром $d = 40$ мм, если разность давлений в начальном и конечном сечениях трубы $\Delta p = 160$ кПа. Вязкость керосина $\nu = 0,02$ Ст; плотность $\rho = 800$ кг/м³.

Указание – Задачу следует решать методом последовательных приближений, задавшись сначала значением коэффициента λ_T в первом приближении.

3 При каком диаметре трубопровода (рисунок 4.1) подача насоса составит $Q = 1$ л/с, если на выходе из него располагаемый напор $H_{расп} = 9,6$ м; длина трубопровода $l = 10$ м; эквивалентная шероховатость $\Delta_e = 0,05$ мм; давление в баке $p_0 = 30$ кПа; высота $H_0 = 4$ м; вязкость жидкости $\nu = 0,015$ Ст и ее плотность $\rho = 1000$ кг/м³? Местными гидравлическими сопротивлениями в трубопроводе пренебречь. Учесть потери при входе в бак.

4 Вода подаётся из бака А (рисунок 4.2) в количестве $Q_1 = 3,2$ л/с по трубе 1 длиной $l = 6$ м и диаметром $d = 30$ мм к разветвлению М, от которого по двум одинаковым трубам 2 и 3 длиной l и диаметром d подается в резервуары В и В. Приняв коэффициент сопротивления трения одинаковым и равным $\lambda_T = 0,03$, а также коэффициенты сопротивлений всех трех кранов одинаковыми и равными $\zeta_k = 3,5$, определить расходы воды Q_2 и Q_3 , подаваемой в бак В и резервуар В, и давление в баке А. Сопротивлением колен и тройника пренебречь. Высоты $H_1 = 7,4$ м; $H_2 = 4$ м; $H_3 = 0,6$ м.

5 На рисунке 4.3 показан сложный трубопровод. Определить расходы в каждом из простых трубопроводов, если их длины соответственно равны: $l_1 = 5$ м, $l_2 = 3$ м, $l_3 = 3$ м, $l_4 = 6$ м, а суммарный расход $Q = 6$ л/мин. Считать, что режим течения ламинарный, а диаметры трубопроводов одинаковы.

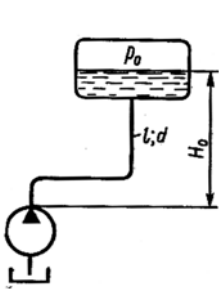


Рисунок 4.1

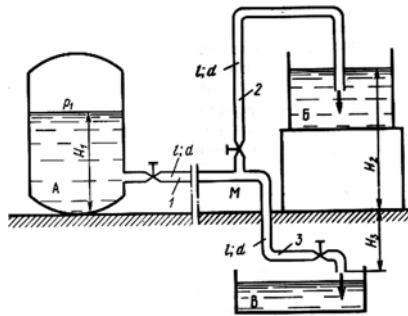


Рисунок 4.2

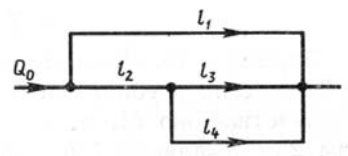


Рисунок 4.3

6 Труба, соединяющая два бака (рисунок 4.4), заполнена жидкостью с вязкостью $\nu = 0,01$ Ст и плотностью $\rho = 1000$ кг/м³. Определить, при какой высоте H жидкость будет двигаться из верхнего бака в нижний с расходом $Q = 0,05$ л/с, а при какой высоте H будет двигаться в обратном направлении с тем же расходом, если длина трубы $l = 2,5$ м; ее диаметр $d = 8$ мм; коэффициент сопротивления каждого колена $\zeta = 0,5$; избыточное давление в нижнем баке $p_0 = 7$ кПа; вакуум в верхнем баке $p_{вак} = 3$ кПа. Трубу считать гидравлически гладкой.

7 Какое давление должен создавать насос (рисунок 4.5) при подаче масла

$Q = 0,4$ л/с и при давлении воздуха в пневмогидравлическом аккумуляторе $p_2 = 2$ МПа, если коэффициент сопротивления квадратичного дросселя $\zeta = 100$; длина трубопровода от насоса до аккумулятора $l = 4$ м; диаметр $d = 10$ мм? Свойства масла: $\rho = 900$ кг/м³; $\nu = 0,5$ Ст. Коэффициент ζ отнесен к трубе $d = 10$ мм.

8 Определить максимальный расход бензина Q , который можно допустить во всасывающем трубопроводе насоса бензоколонки (рисунок 4.6) из условия отсутствия кавитации перед входом в насос, если высота всасывания $H_{вс} = 4$ м, размеры трубопровода: $l = 6$ м; $d = 24$ мм; предельное давление бензина принять $p_{н.п.} = 40$ кПа. Режим течения считать турбулентным. Коэффициент сопротивления приемного фильтра $\zeta_{\phi} = 2$; $H_0 = 750$ мм рт. ст.; $\rho_{\phi} = 750$ кг/м³; коэффициент сопротивления трения $\lambda_T = 0,03$.

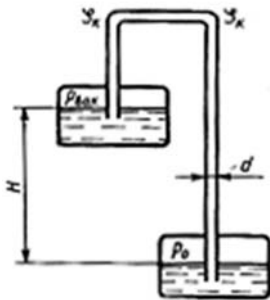


Рисунок 4.4

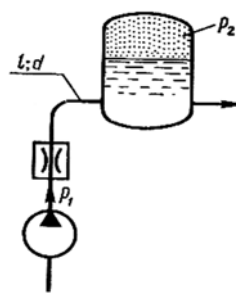


Рисунок 4.5

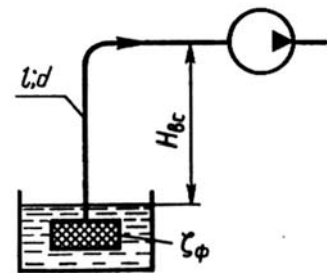


Рисунок 4.6

9 Определить расход воды с вязкостью $\nu = 0,01$ Ст, вытекающей через трубу из бака (рисунок 4.7), если диаметр трубы $d = 20$ мм; длина $l = 10$ м; высота $H = 8$ м; коэффициент сопротивления крана $\zeta_1 = 3$; колена $\zeta_2 = 1$; шероховатость трубы $\Delta = 0,05$ мм.

Примечание – Задачу решить методом последовательных приближений, задавшись коэффициентом λ .

10 Вода перетекает из бака A (рисунок 4.8) в резервуар B по трубе длиной $l = 10$ м, диаметром $d = 25$ мм. Определить расход воды Q , если избыточное давление в баке $p_1 = 200$ кПа; высоты уровней $H_1 = 1$ м; $H_2 = 5$ м. Режим течения считать турбулентным. Коэффициенты сопротивления принять: на входе в трубу $\zeta_1 = 0,5$; в вентиле $\zeta_2 = 4$; в коленах $\zeta_3 = 0,2$; на трение $\lambda_T = 0,025$.

11 Даны расход в основной гидрوليнии $Q = 3$ л/с и размеры одинаковых по длине l и диаметру d параллельных ветвей ($l = 1$ м, $d = 10$ мм) (рисунок 4.9). В одной из них установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta = 9$. Считая режим течения турбулентным и приняв $\lambda_T = 0,003$, определить расходы в ветвях Q_1 и Q_2 .

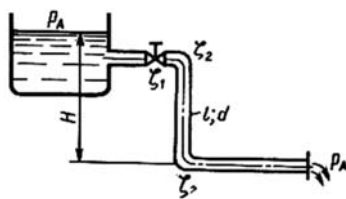


Рисунок 4.7

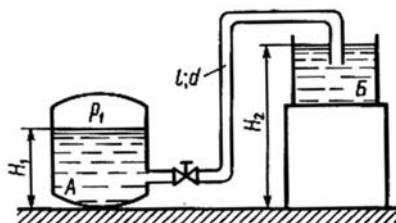


Рисунок 4.8

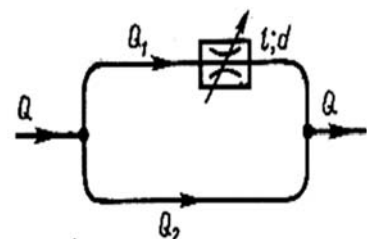


Рисунок 4.9

12 Трубопровод (рисунок 4.10) с расходом жидкости $Q = 0,32$ л/с в точке M разветвляется на два трубопровода: первый с размерами $l_1 = 1,0$ м, $d_1 = 10$ мм; второй с размерами $l_2 = 2,0$ м, $d_2 = 8$ мм. В точке N эти трубопроводы смыкаются. Во втором трубопроводе установлен фильтр Φ , сопротивление которого эквивалентно трубе длиной $l_3 = 200d_2$. Определить расход и потерю давления в каждом трубопроводе, если $\rho = 900$ кг/м³ и $\nu = 1$ Ст.

13 Определить, при каком проходном сечении дросселя расходы в параллельных трубопроводах будут одинаковыми (рисунок 4.11), если длины трубопроводов $l_1 = 5$ м и $l_2 = 10$ м; их диаметры $d_1 = d_2 = 12$ мм; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,7$; вязкость рабочей жидкости $\nu = 0,01$ Ст; расход жидкости перед разветвлением $Q = 0,2$ л/с. Трубопровод считать гидравлически гладким.

14 Насос (рисунок 4.12) обеспечивает расход $Q_1 = 0,6$ л/с по трубопроводу, в котором установлен дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_1 = 3$. В точке M трубопровод разветвляется на два трубопровода, один из которых содержит дроссель с коэффициентом сопротивления $\zeta_2 = 10$, а другой – $\zeta_3 = 40$. Пренебрегая потерями давления на трение по длине, определить расходы жидкости в ветвях и давление насоса. Диаметр труб $d = 10$ мм ($\rho = \rho_{\text{вод}}$; $\nu = 0,01$ Ст).

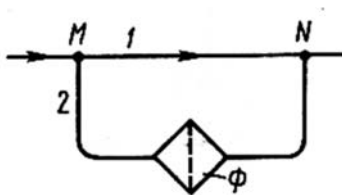


Рисунок 4.10

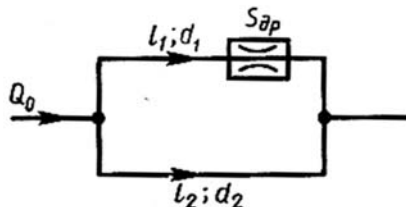


Рисунок 4.11

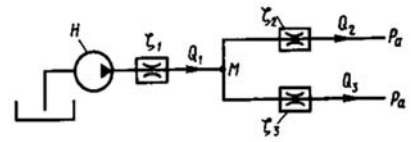


Рисунок 4.12

Контрольные вопросы

- 1 Что называют простым трубопроводом?
- 2 Какие уравнения применяют при расчете напорных трубопроводов?
- 3 В чем различие в расчете коротких и длинных трубопроводов?
- 4 Что называют сложным трубопроводом?
- 5 Какие задачи удобно решать графоаналитическим способом?
- 6 Как построить гидравлическую характеристику трубопровода?

5 Практическое занятие № 5. Истечение жидкости через отверстия, насадки и проходные сечения гидроаппаратуры. Гидравлический удар

В процессе истечения жидкости происходит преобразование потенциальной энергии жидкости в кинетическую.

Из уравнения Бернулли легко выводится выражение для скорости истечения:

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (5.1)$$

где φ – коэффициент скорости;

H – расчетный напор, который в общем случае равен сумме геометрического и пьезометрического напоров, т. е.

$$H = \Delta z + \frac{\Delta p}{\rho g}. \quad (5.2)$$

Коэффициент скорости φ определяется как

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (5.3)$$

где α – коэффициент Кориолиса;

ζ – коэффициент местного сопротивления.

Расход жидкости при истечении через отверстия, насадки, дроссели и клапаны определяется произведением скорости истечения на площадь сечения струи. Однако последняя часть бывает меньше площади отверстия вследствие сжатия струи. Поэтому вводится коэффициент сжатия

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S_0}, \quad (5.4)$$

где S_c и S_0 – площади сечения струи и отверстия.

Отсюда расход равен

$$Q = S_c v = \varepsilon S_0 \varphi \sqrt{2gH} = \mu S_0 \sqrt{2gH}. \quad (5.5)$$

Вместо расчетного напора H часто используется расчетный перепад давления $\Delta p = H\rho g$:

$$Q = \mu S_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}. \quad (5.6)$$

Истечение жидкости может происходить либо в газовую среду, например, в атмосферный воздух, либо в среду той же жидкости. В последнем случае вся кинетическая энергия струи теряется на вихреобразования.

Отверстием в тонкой стенке называется отверстие, диаметр которого больше толщины стенки δ . В этом случае коэффициент расхода μ и другие коэффициенты однозначно определяются числом Рейнольдса, а в приближенных расчетах их величины обычно принимают: $\varepsilon = 0,64$; $\varphi = 0,97$; $\alpha = 1$; $\zeta = 0,065$; $\mu = 0,62$.

При внешнем цилиндрическом насадке, который представляет собой короткую трубу, приставленную к отверстию снаружи, или при отверстии, диаметр которого d_0 в 2–6 раз меньше толщины стенки трубы δ , возможны два режима истечения: *безотрывный* и *отрывный*.

Коэффициенты при *безотрывном* режиме в приближенных расчетах

обычно принимают $\mu = \varphi = 0,82$; $\zeta = 0,5$; $\varepsilon = 1$; при *отрывном* режиме эти коэффициенты ничем не отличаются от истечения через отверстие в тонкой стенке.

Внутренний цилиндрический насадок – это короткая трубка, приставленная к отверстию изнутри. Возможны два режима истечения аналогично предыдущему, но с другими значениями коэффициентов:

- при *безотрывном* режиме $\mu = 0,71$; $\zeta = 1,0$;
- при *отрывном* режиме $\mu \approx \varepsilon = 0,5$.

Сопло, или *коноидальный насадок*, обеспечивает плавное, безотрывное сужение потока внутри насадка и параллельно-струйное течение на выходе. Для сопла в расчетах значения этих коэффициентов можно принимать: $\mu = \varphi = 0,97$; $\zeta = 0,06$.

Диффузионный насадок с закругленным входом, применяемый в особых случаях, имеет коэффициент расхода, изменяющийся в широких пределах в зависимости от угла конусности и степени расширения диффузора. Приблизительно коэффициент сопротивления ζ такого насадка может быть определен как сумма коэффициентов сопротивления сопла и диффузора, а коэффициент расхода μ можно определить по величине ζ , положив $\varepsilon = 1$.

Гидравлическим ударом называется колебательный процесс, возникающий в трубопроводе при внезапном изменении скорости жидкости, например, при остановке потока из-за быстрого перекрытия задвижки (крана).

Этот процесс очень быстротечен и характеризуется чередованием резкого повышения и понижения давления, что может привести к разрушению гидросистемы. Это вызвано тем, что кинетическая энергия движущегося потока при остановке переходит в работу по растяжению стенок труб и сжатию жидкости. Наибольшую опасность представляет начальный скачок давления.

Теоретическое и экспериментальное исследования гидравлического удара в трубах было впервые выполнено Н. Е. Жуковским. В его опытах было зарегистрировано до 12 полных циклов с постепенным уменьшением значения $\Delta p_{y\partial}$. В результате проведенных исследований Н. Е. Жуковский получил аналитические зависимости, позволяющие оценить ударное давление $\Delta p_{y\partial}$. Одна из этих формул, получившая имя Н. Е. Жуковского, имеет вид

$$\Delta p_{y\partial} = \rho v_0 c, \quad (5.7)$$

где c – скорость распространения ударной волны.

$$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{K} + \frac{\rho \cdot d}{\delta \cdot E}}}, \quad (5.8)$$

где K – объемный модуль упругости жидкости;

E – модуль упругости материала стенки трубопровода;

d и δ – внутренний диаметр и толщина стенки трубопровода соответственно.

Формула справедлива при прямом гидравлическом ударе, когда время перекрытия потока $t_{закр}$ меньше фазы гидравлического удара t_0 :

$$t_{закр} < t_0 = \frac{2l}{c}, \quad (5.9)$$

где l – длина трубы.

Фаза гидравлического удара t_0 – это время, в течение которого ударная волна движется от крана к резервуару и возвращается обратно.

При $t_{закр} > t_0$ ударное давление получается меньше и такой гидроудар называют непрямым.

При необходимости можно использовать известные способы «смягчения» гидравлического удара. Наиболее эффективным из них является увеличение времени срабатывания кранов или других устройств, перекрывающих поток жидкости.

Аналогичный эффект достигается установкой перед устройствами, перекрывающими поток жидкости, гидроаккумуляторов или предохранительных клапанов.

Уменьшение скорости движения жидкости в трубопроводе за счет увеличения внутреннего диаметра труб при заданном расходе и уменьшение длины трубопроводов (уменьшение фазы гидравлического удара) также способствуют снижению ударного давления.

Задачи для решения

1 Определить расход жидкости ($\rho = 800 \text{ кг/м}^3$), вытекающей из бака (рисунок 5.1) через отверстие площадью $S_0 = 1 \text{ см}^2$. Показание ртутного прибора, измеряющего давление воздуха, $h = 268 \text{ мм}$, высота $H = 2 \text{ м}$, коэффициент расхода отверстия $\mu = 0,60$.

2 Определить скорость перемещения поршня вниз (рисунок 5.2), если к его штоку приложена сила $F = 10 \text{ кН}$. Поршень диаметром $D = 50 \text{ мм}$ имеет пять отверстий диаметром $d_0 = 2 \text{ мм}$ каждое. Отверстия рассматривать как внешние цилиндрические насадки с коэффициентом расхода $\mu = 0,82$; $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

3 При истечении жидкости через отверстие диаметром $d_0 = 10 \text{ мм}$ измерены: расстояние $x = 5,5 \text{ м}$ (см. рисунок 5.3), высота $y = 4 \text{ м}$, напор $H = 2 \text{ м}$ и расход жидкости $Q = 0,305 \text{ л/с}$. Подсчитать коэффициенты сжатия ϵ , скорости ϕ , расхода μ и сопротивления ζ . Распределение скоростей по сечению струи считать равномерным. Сопротивлением воздуха пренебречь.

4 Трубопровод, имеющий размеры $l = 20 \text{ м}$ и $d = 50 \text{ мм}$ и подключенный к баку с водой (рисунок 5.4) под напором $H_0 = 4 \text{ м}$, мгновенно закрывается. Определить скорость c распространения ударной волны и ударное повышение давления $\Delta p_{уд}$, если толщина стенок трубы $\delta = 6 \text{ мм}$ и материал ее – сталь ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$). Модуль упругости воды $K = 2 \cdot 10^3 \text{ МПа}$. Как изменится ударное давление, если стальная труба будет заменена чугунной ($E = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$) тех же размеров. Коэффициент сопротивления трения принять $\lambda = 0,03$.

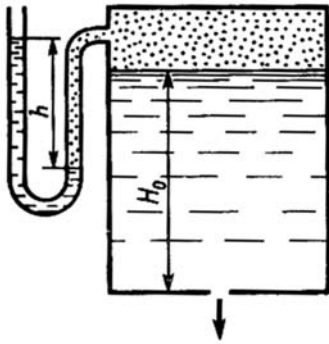


Рисунок 5.1

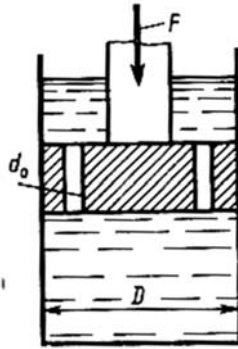


Рисунок 5.2

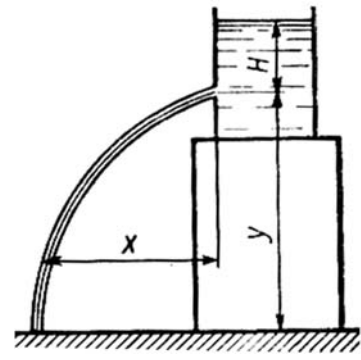


Рисунок 5.3

5 «Сосуд Мариотта» представляет собой плотно закрытый сосуд, в крышке которого укреплена трубка, сообщающая сосуд с атмосферой (рисунок 5.5). Трубка может быть укреплена на различной высоте. В стенке сосуда имеется отверстие диаметром $d_0 = 10$ мм, через которое происходит истечение в атмосферу. Какое давление установится в сосуде на уровне нижнего обреза трубки при истечении?

Определить скорость истечения и время опорожнения «сосуда Мариотта» от верха до нижнего обреза трубки. Объемом жидкости в трубке и сопротивлением при истечении пренебречь ($\varepsilon = 1$). Форма сосуда цилиндрическая, $D = 100$ мм, $H = 2$ м, $h_1 = 0,2$ м, $h_2 = 1$ м.

6 Через жиклер (рисунок 5.6), представляющий собой отверстие диаметром $d_0 = 2$ мм в стенке толщиной $\delta = 5$ мм, происходит истечение жидкости в полость, заполненную той же жидкостью при избыточном давлении $p_2 = 1$ МПа.

Определить давление по другую сторону стенки p_0 , при котором внутри жиклера возникает кавитация. Давление насыщенных паров жидкости соответствует $h_{\text{нп}} = 60$ мм рт. ст., $\rho = 850$ кг/м³. Коэффициент сжатия струи внутри жиклера принять равным $\varepsilon = 0,64$; коэффициент расхода, равный коэффициенту скорости, $\mu = \varphi = 0,82$. Какой будет расход Q при начале кавитации?

Примечание – Следует записать уравнение Бернулли для сечений 1–1 и 2–2, при этом учесть потерю напора на внезапное расширение по теореме Бордо и использовать уравнение расхода.

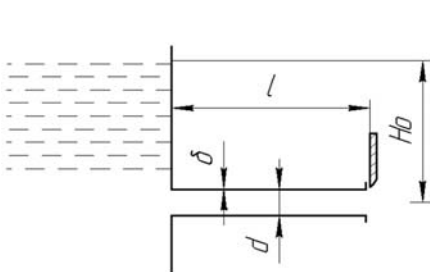


Рисунок 5.4

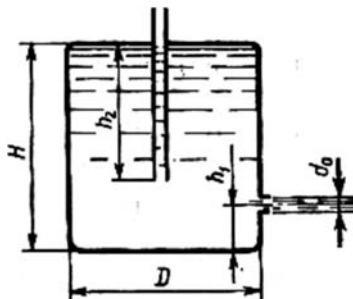


Рисунок 5.5

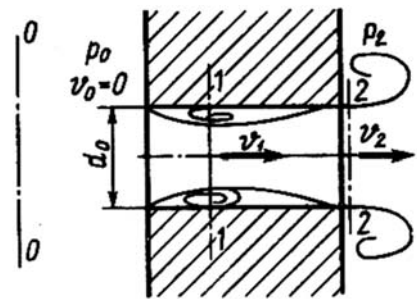


Рисунок 5.6

7 Определить необходимую подачу насоса, при которой скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц2 будет $v = 0,01$ м/с (рисунок 5.7, а). Как изменится подача, если гидроцилиндры будут соединены, как показано на рисунке 5.7, б? Какое давление необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на

штоке $F = 150$ кН? Гидроцилиндры одинаковых размеров, с диаметрами $D = 80$ мм, $d = 36$ мм и механическим КПД $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

8 Определить максимальную силу F , которую может преодолеть шток гидроцилиндра Ц (рисунок 5.8), если давление настройки предохранительного клапана $P_{\max} = 10$ МПа. С какой скоростью будет двигаться шток цилиндра, если площадь отверстия дросселя $S_0 = 0,03$ см²? Подача насоса $Q = 10,74 \cdot 10^{-4}$ м³/с; коэффициент расхода $\mu = 0,5$; плотность жидкости $\rho = 900$ кг/м³; диаметры $D = 80$ мм, $d = 36$ мм, механический КПД гидроцилиндра $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

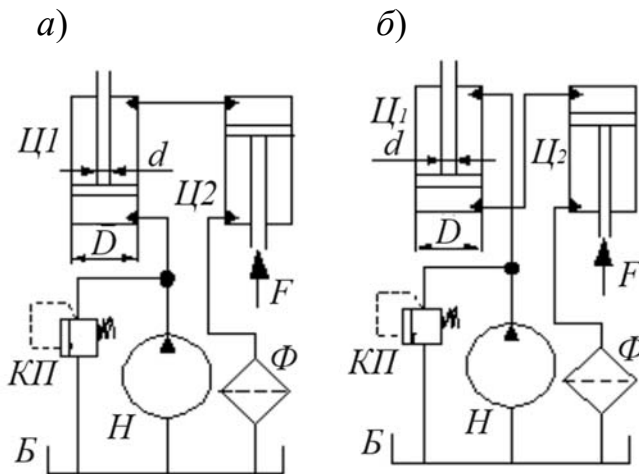


Рисунок 5.7

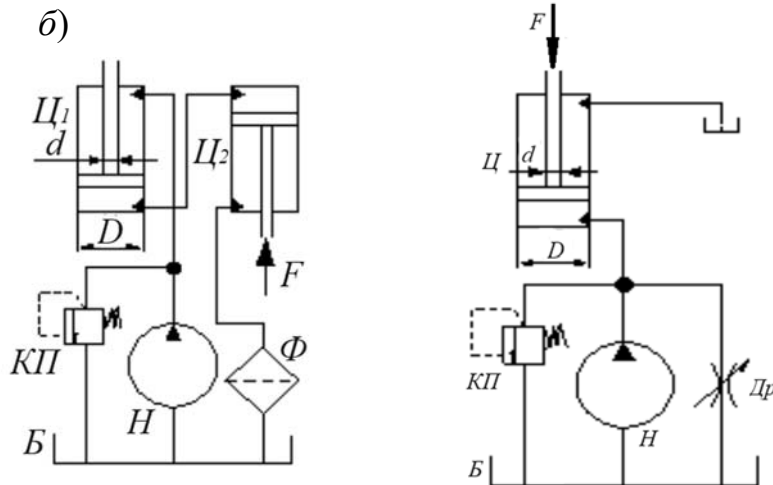


Рисунок 5.8

9 Подобрать диаметры трубопроводов 1–3 (рисунок 5.9). Рассчитать давление, которое необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 200$ кН. Диаметр поршня гидроцилиндра $D = 160$ мм, механический КПД $\eta_m = 0,9$. Подача насоса $Q = 2 \cdot 10^{-3}$ м³/с; плотность жидкости $\rho = 885$ кг/м³; вязкость $\nu = 0,000027$ м²/с. Длины трубопроводов и допустимые в них скорости движения жидкости соответственно равны: $l_1 = 1,5$ м, $v_1 = 1,4$ м/с, $l_2 = 12$ м, $v_2 = 5,35$ м/с, $l_3 = 14$ м, $v_3 = 2,25$ м/с. Коэффициенты местных сопротивлений принять равными: выход из бака $\xi = 0,1$; штуцер присоединительный и колено $\xi = 0,015$; клапан замедлительный и фильтр $\xi = 0,2$; тройник с транзитным потоком и резкое расширение $\xi = 0,02$; резкое сужение $\xi = 0,09$ (количество местных сопротивлений принять по схеме).

10 Подобрать диаметр D гидроцилиндра Ц, рабочий объем насоса, если усилие на штоке гидроцилиндра $F = 200$ кН, объемный и механический КПД гидроцилиндра $\eta_o = 0,98$; $\eta_m = 0,92$, скорость выталкивания штока не менее $v = 0,01$ м/с (рисунок 5.10). Давление в гидросистеме $P = 15$ МПа. Частота вращения вала насоса $n = 22$ с⁻¹, объемный КПД насоса $\eta_o = 0,9$. Уточнить действительную скорость выталкивания штока после выбора насоса и цилиндра. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

11 Определить скорость выталкивания штока гидроцилиндра Ц (см. рисунок 5.8), если подача насоса $Q = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; площадь проходного отверстия дросселя $S_0 = 0,09 \text{ см}^2$; коэффициент расхода $\mu = 0,84$; плотность жидкости $\rho = 895 \text{ кг/м}^3$; диаметр поршня $D = 120 \text{ мм}$; усилие на штоке $F = 12000 \text{ Н}$, механический КПД гидроцилиндра $\eta_m = 0,93$. При какой подаче насоса Q скорость выталкивания штока гидроцилиндра будет $v = 0,08 \text{ м/с}$? Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

12 Определить проходное сечение дросселя, при котором частоты вращения валов гидромоторов будут совпадать (рисунок 5.11). Рабочий объем и частота вращения вала насоса равны $q = 112 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $n = 25 \text{ с}^{-1}$. Рабочие объемы и моменты на валах обоих гидромоторов соответственно равны $q_{m1} = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $q_{m2} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $M_1 = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $M_2 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,85$; объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; $\eta_m = 0,95$. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

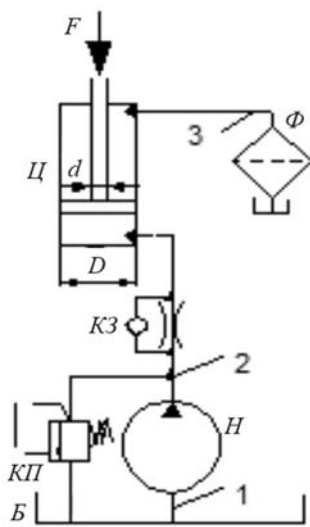


Рисунок 5.9

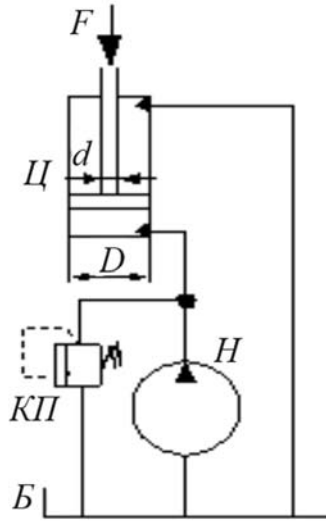


Рисунок 5.10

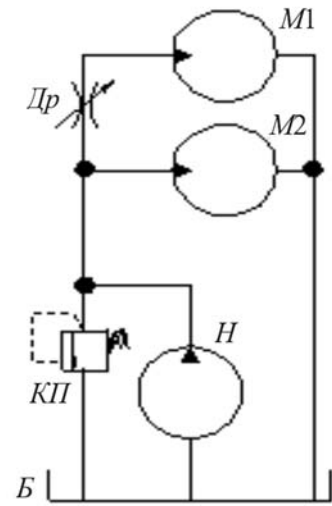


Рисунок 5.11

13 Рассчитать суммарные потери давления на участках 1–5 гидросистемы (рисунок 5.12), подобрав минимальные размеры гидромашин, при номинальном давлении $P = 10 \text{ МПа}$ и моменте на валу гидромотора $M = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частоте вращения вала гидромотора $n_m = 12 \text{ с}^{-1}$; частоте вращения вала насоса $n_n = 15 \text{ с}^{-1}$; плотности жидкости $\rho = 895 \text{ кг/м}^3$; вязкости жидкости $\nu = 0,000027 \text{ м}^2/\text{с}$. Суммарная длина трубопроводов $l = 14 \text{ м}$; диаметр всех трубопроводов $d_{tp} = 15 \text{ мм}$; эквивалентные длины местных сопротивлений: распределителя $l = 1200d_{tp}$; тройника $l = 600d_{tp}$; обратного клапана $l = 800d_{tp}$; фильтра $l = 2000d_{tp}$. Объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; $\eta_m = 0,95$.

14 Для подъема груза $G = 50000 \text{ Н}$ со скоростью $v = 0,2 \text{ м/с}$ используются два гидроцилиндра Ц1 и Ц2 диаметром $D = 200 \text{ мм}$ (рисунок 5.13). Груз смещен относительно оси симметрии: $l_1 = 2,5 \text{ м}$; $l_2 = 3,5 \text{ м}$. Каким должен быть коэффициент местного сопротивления дросселя ξ , чтобы платформа поднималась без перекашивания? Диаметр трубопровода $d = 10 \text{ мм}$, плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. Потерями на трение по длине трубопровода пренебречь.

15 Определить расход жидкости через фильтр (рисунок 5.14). Скорость движения штока гидроцилиндра Ц2 $v_{ц2} = 0,12$ м/с, размеры гидроцилиндров: $D_1 = 160$ мм; $d_1 = 70$ мм; $D_2 = 220$ мм; $d_2 = 36$ мм. При какой подаче насоса будет обеспечена заданная скорость штока цилиндра Ц1 и какая будет скорость втягивания штока цилиндра Ц1? Объемными утечками пренебречь.

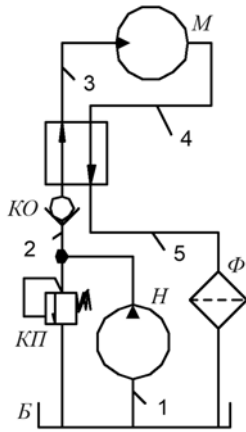


Рисунок 5.12

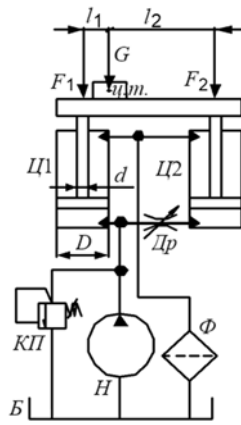


Рисунок 5.13

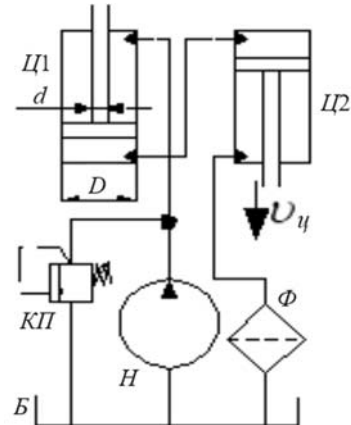


Рисунок 5.14

16 Подобрать гидромашины и найти потери давления по длине трубопроводов 1–3 (рисунок 5.15), если момент на валу гидромотора $M = 160$ Н·м; частота вращения вала гидромотора $n_m = 20$ с⁻¹; номинальное давление в гидросистеме $p = 12$ МПа. Длины трубопроводов $l_1 = 1$ м, $l_2 = 4$ м и $l_3 = 6$ м, плотность жидкости $\rho = 895$ кг/м³; вязкость жидкости $\nu = 0,000027$ м²/с. Скорости движения жидкости по трубопроводам: $v_1 = 1,4$ м/с, $v_2 = 5,35$ м/с, $v_3 = 2,25$ м/с. Потерями давления в местных сопротивлениях пренебречь. Объемный и механический КПД гидромашин: $\eta_o = 0,85$, $\eta_m = 0,9$. Типоразмер насоса и мотора одинаковый.

17 Определить мощность, развиваемую насосом Н (рисунок 5.16), если усилие $F = 5000$ Н, скорость движения штока гидроцилиндра $v = 0,15$ м/с, диаметры поршня и штока $D = 50$ мм; $d = 20$ мм, объемный и механический КПД $\eta_o = 0,98$, $\eta_m = 0,94$. Плотность жидкости $\rho = 1235$ кг/м³; вязкость жидкости $\nu = 0,000012$ м²/с. Общая длина трубопроводов $l = 14$ м, диаметр трубопроводов $d_{тр} = 20$ мм, эквивалентные длины местных сопротивлений соответственно равны: распределителя $l = 50d_{тр}$; фильтра $l = 40d_{тр}$; резкого расширения $l = 60d_{тр}$. Утечками рабочей жидкости в распределителе пренебречь.

18 Подобрать типоразмер сдвоенного насоса (рисунок 5.17) для положения 1 золотников распределителей P1 и P2 (рабочие объемы насосов должны быть равными), если диаметр цилиндра Ц1 $D_1 = 100$ мм, а диаметр цилиндра Ц2 $D_2 = 200$ мм, коэффициент мультипликации цилиндров $\psi = 1,25$, частота вращения валов насосов $n_1 = n_2 = 50$ с⁻¹. Скорость выталкивания штока цилиндра Ц2 $v = 0,18$ м/с, коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,6$, плотность рабочей жидкости $\rho = 900$ кг/м³, усилие, действующее на шток цилиндра Ц1 $F = 120000$ Н. Подобрать сечение дросселя Др таким образом, чтобы обеспечить скорость выталкивания штока цилиндра Ц1 $v = 0,2$ м/с. Как изменится скорость цилиндра Ц2, если переместить золотник распределителя P1 в положение 2? Потерями давления и утечками рабочей жидкости в гидросистеме пренебречь.

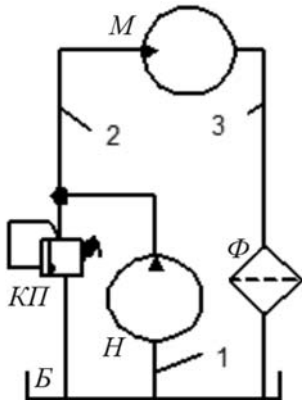


Рисунок 5.15

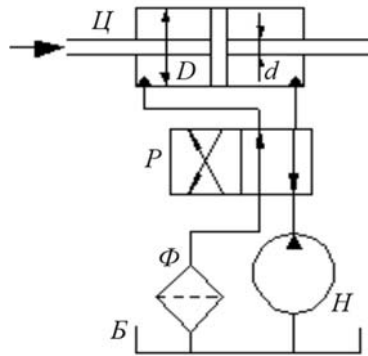


Рисунок 5.16

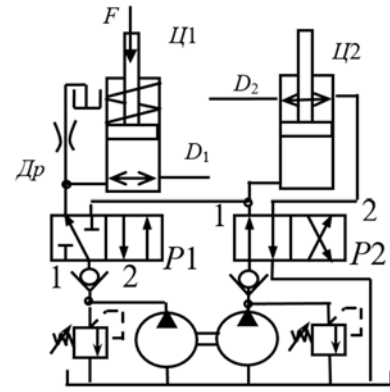


Рисунок 5.17

19 Найти минимальные рабочие объемы гидромашин гидропередачи (см. рисунок 5.15), обеспечивающие на выходном валу гидромотора максимальный крутящий момент $M = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$, угловую скорость $\omega_2 = 20 \text{ с}^{-1}$, если угловая скорость насоса $\omega_1 = 30 \text{ с}^{-1}$, давление срабатывания предохранительного клапана $P_{кл} = 15 \text{ МПа}$. Принять объемные КПД гидромашин $\eta_o = 0,95$; механические КПД $\eta_m = 0,92$. Какую мощность при этом потребляет насос? Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

20 При постоянном расходе жидкости, подводимой к радиально-поршневому гидромотору, частоту вращения его ротора можно изменить за счет изменения эксцентриситета e (рисунок 5.18). Определить максимальную частоту вращения ротора гидромотора, нагруженного постоянным крутящим моментом $M = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, если известно: максимальное давление на входе в гидромотор $P_{\max} = 7 \text{ МПа}$; расход подводимой жидкости $Q = 15 \text{ дм}^3/\text{мин}$; объемный КПД гидромотора $\eta_o = 0,9$, механический КПД $\eta_m = 0,92$.

21 Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный $M = 2 \text{ кН} \cdot \text{м}$ при угловой скорости поворота $\omega = 2 \text{ с}^{-1}$ (рисунок 5.19). Размеры гидродвигателя: $D = 200 \text{ мм}$; $d = 100 \text{ мм}$; ширина лопастей $b = 60 \text{ мм}$. Принять механический КПД $\eta_m = 0,9$; объемный КПД $\eta_o = 0,75$. Определить потребное давление насоса и необходимую подачу.

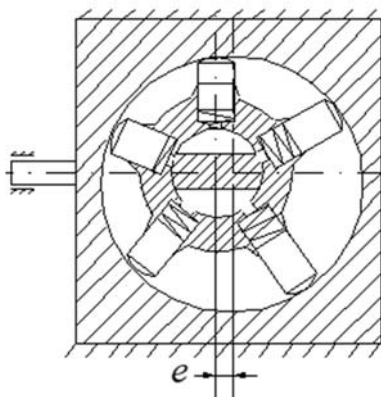


Рисунок 5.18

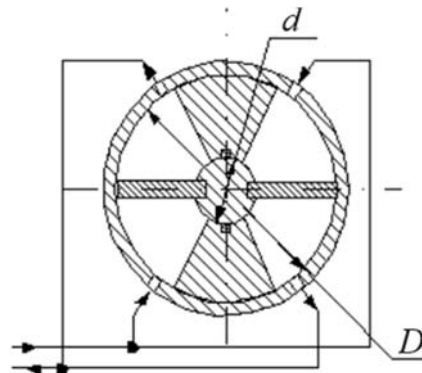


Рисунок 5.19

22 Проходное сечение гидрозамка открывается при подаче в полость A управляющего потока жидкости с давлением p_y . Определить, при каком минимальном значении p_y толкатель поршня 1 сможет открыть шариковый клапан, если предварительное усилие пружины 2 $F = 50$ Н, $D = 25$ мм, $d = 15$ мм, при этом $p_1 = 0,5$ МПа, $p_2 = 0,2$ МПа. Силами трения пренебречь (рисунок 5.20).

23 Определить минимальное значение силы F (рисунок 5.21), приложенной к штоку цилиндра, под действием которой начнется движение поршня цилиндра диаметром $D = 80$ мм, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, $F_0 = 100$ Н, а давление жидкости $P_2 = 0,2$ МПа. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1 = 10$ мм. Диаметр штока $d_2 = 40$ мм, давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $P_1 = 1,0$ МПа.

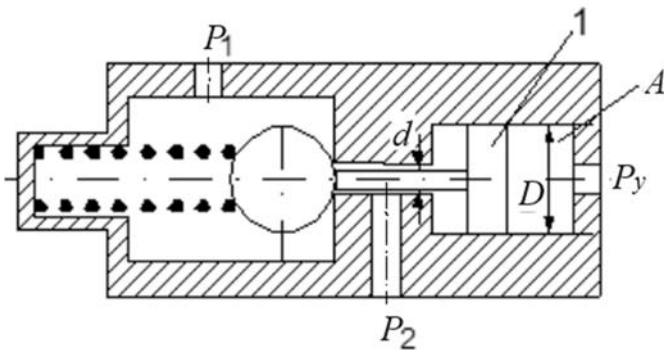


Рисунок 5.20

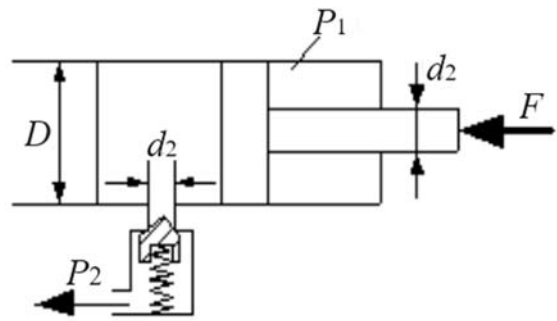


Рисунок 5.21

Контрольные вопросы

- 1 Какие отверстия называются малыми? Как связаны между собой коэффициент сжатия струи, коэффициент скорости, коэффициент расхода? Каков физический смысл этих коэффициентов?
- 2 Чем насадок отличается от трубы?
- 3 Какие типы насадков вы знаете? Что называется внешним цилиндрическим насадком?
- 4 Перечислите достоинства и недостатки внешнего цилиндрического насадка.
- 5 Что такое сопло?

6 Примеры решения задач

Задача 1. Определить максимальную силу F_2 , которую можно преодолеть, если усилие, прикладываемое к рукояти $F_1 = 100$ Н. Плечи рукояти: $l_1 = 0,5$ м, $l_2 = 1,5$ м (рисунок 6.1). Диаметры поршней: $D_1 = 40$ мм; $D_2 = 160$ мм.

Решение

От силы F_1 на поршне будет возникать усилие

$$F_3 = \frac{F_1 \cdot l_2}{l_1} = \frac{100 \cdot 1,5}{0,5} = 300 \text{ Н.}$$

Давление, создаваемое силой F_3 ,

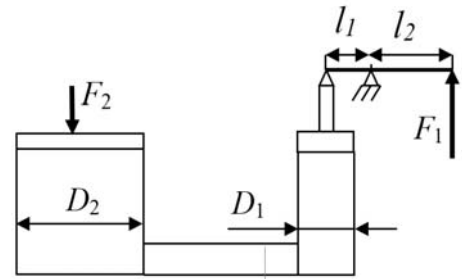


Рисунок 6.1

$$p = \frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2} = 238854 \text{ Па.}$$

Реализуемое усилие

$$F_2 = p_3 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = 238854 \cdot \frac{3,14 \cdot (160 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4800 \text{ Н.}$$

Ответ: $F_2 = 4800 \text{ Н.}$

Задача 2. Диаметры двух поршней (рисунок 6.2), находящихся в равновесии: $D_1 = 40 \text{ мм}$; $D_2 = 200 \text{ мм}$. Поршень D_2 переместили на расстояние $X = 20 \text{ мм}$. Определить, на какое расстояние Y переместится поршень D_1 , приняв допущение об абсолютной несжимаемости жидкости. Какой груз F_1 может поднять поршень D_1 , если сила, действующая на поршень D_2 , $F_2 = 15 \text{ кН}$.

Решение

Площади поршней

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,001256 \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2.$$

Вытесненный объем жидкости

$$V = S_2 \cdot x = 0,0314 \cdot 0,02 = 0,000628 \text{ м}^3.$$

Расстояние, которое пройдет второй поршень

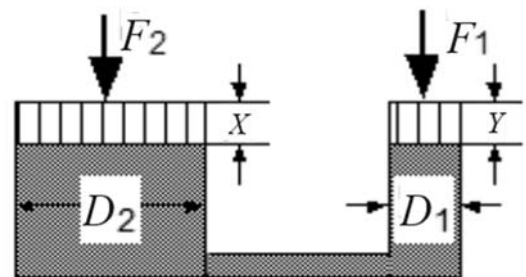


Рисунок 6.2

$$Y = \frac{V}{S_1} = \frac{0,000628}{0,001256} = 0,5 \text{ м.}$$

Давление, создаваемое силой F_2 ,

$$P = \frac{F_2 \cdot 4}{\pi \cdot D_2^2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,2^2} = 477,7 \text{ кПа.}$$

Груз, который может поднять поршень D_1 ,

$$F_1 = \frac{P \cdot \pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{477,7 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 600 \text{ Н.}$$

Ответ: $Y = 0,5 \text{ м; } F_1 = 600 \text{ Н.}$

Задача 3. В U-образную трубку налиты вода и бензин (рисунок 6.3). Определить плотность бензина, если $h_б = 500 \text{ мм}$; $h_в = 350 \text{ мм}$. Капиллярный эффект не учитывать.

Решение

Составим уравнение равновесия для столбов бензина и воды:

$$\rho_б \cdot g \cdot h_б = \rho_в \cdot g \cdot h_в.$$

Откуда выразим значение плотности бензина:

$$\rho_б = \frac{\rho_в \cdot g \cdot h_в}{g \cdot h_б} = \frac{\rho_в \cdot h_в}{h_б} = \frac{1000 \cdot 350 \cdot 10^{-3}}{500 \cdot 10^{-3}} = 700 \text{ кг/м}^3.$$

Ответ: плотность бензина составляет 700 кг/м^3 .

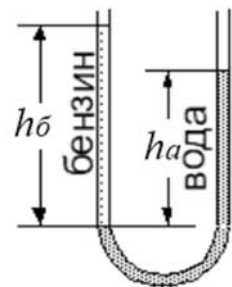


Рисунок 6.3

Задача 4. Система из двух поршней, соединенных штоком, находится в равновесии (рисунок 6.4). Определить силу, сжимающую пружину, если жидкость, находящаяся между поршнями и в баке, масло плотностью $\rho = 870 \text{ кг/м}^3$. Диаметры поршней $D = 80 \text{ мм}$, $d = 30 \text{ мм}$; высота $H = 1000 \text{ мм}$; избыточное давление $P_0 = 1 \text{ МПа}$.

Решение

Давление от столба жидкости, действующее на поршни,

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot H = 1 \cdot 10^6 + 870 \cdot 9,8 \cdot 1 = 1008526 \text{ Па.}$$

Сила, действующая на малый поршень,

$$F_m = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 1008526 \cdot \frac{3,14 \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 712,52 \text{ Н.}$$

Сила, действующая на большой поршень,

$$F_o = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 1008526 \cdot \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5066,8 \text{ Н.}$$

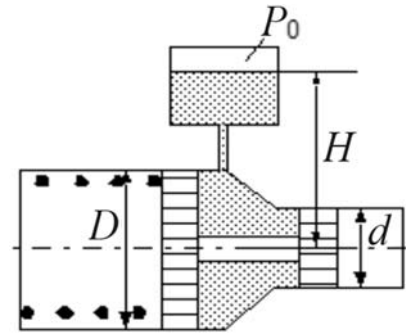


Рисунок 6.4

Усилие, сжимающее пружину,

$$F = F_o - F_m = 5066,8 - 712,52 = 4354,3 \text{ Н.}$$

Ответ: сила, сжимающая пружину, $F = 4354,3 \text{ Н.}$

Задача 5. Определить необходимую подачу насоса, при которой скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц2 будет $v = 0,01 \text{ м/с}$ (рисунок 6.5, а). Как изменится подача, если гидроцилиндры будут соединены, как показано на рисунке 6.5, б? Какое давление необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 150 \text{ кН}$? Гидроцилиндры одинаковых размеров, диаметрами $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$ и механическим КПД $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

Решение

Требуемый расход жидкости для обеспечения заданной скорости движения гидроцилиндра Ц2:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 0,01 = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Определим коэффициент мультипликации гидроцилиндра:

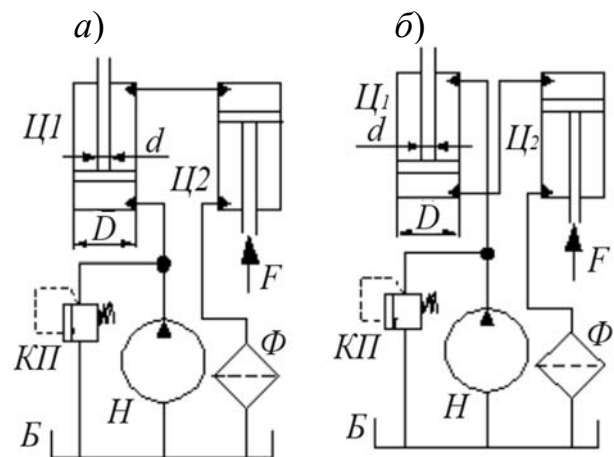


Рисунок 6.5

$$\psi = \frac{S_n}{S_{um}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot 4}{4 \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} = \frac{(80 \cdot 10^{-3})^2}{((80 \cdot 10^{-3})^2 - (36 \cdot 10^{-3})^2)} = 1,25.$$

Поскольку расход жидкости в штоковой полости в ψ раз меньше расхода жидкости в поршневой, то требуемая подача насоса должна быть без учета утечек:

$$Q_n = Q \cdot \psi = 5,024 \cdot 10^{-5} \cdot 1,25 = 6,28 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рассмотрим схему на рисунке 6.5, б. Для обеспечения заданной скорости подача насоса должна быть в ψ раз меньше, по сравнению с рассчитанной, что составляет $Q = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$. При рассчитанной подаче насоса скорость гидроцилиндра определяется следующим образом:

$$v = \frac{4 \cdot Q_n \cdot \psi}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 6,28 \cdot 10^{-5} \cdot 1,25}{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2} = 0,015625 \text{ м/с}.$$

Давление, которое необходимо создать для преодоления нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц2:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_m^2} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,95^2} = 31,43 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Ответ: $Q_n = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$; при соединении по схеме рисунка 6.5, б скорость составит $v = 0,015625 \text{ м/с}$; $p = 31,43 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Задача 6. Определить максимальную силу F , которую может преодолеть шток гидроцилиндра Ц (рисунок 6.6), если давление настройки предохранительного клапана $P_{\max} = 10 \text{ МПа}$. С какой скоростью при этом будет двигаться шток гидроцилиндра, если площадь отверстия дросселя $S_0 = 0,03 \text{ см}^2$?

Подача насоса $Q = 10,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$; коэффициент расхода $\mu = 0,5$; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; диаметры $D = 80 \text{ мм}$, $d = 36 \text{ мм}$; механический КПД гидроцилиндра $\eta_m = 0,95$. Потерями давления и утечками пренебречь.

Решение

Определим максимальную силу, которую может преодолеть гидроцилиндр:

$$F = \frac{p \cdot \pi \cdot D^2}{4} \cdot \eta_m = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,95 = 47728 \text{ Н}.$$

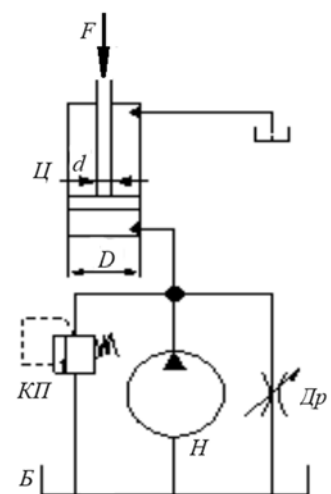


Рисунок 6.6

Скорость движения штока гидроцилиндра

$$\begin{aligned} v &= 1 - \mu \cdot \frac{S_{dp}}{Q_n} \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S_n}} = 1 - \mu \cdot \frac{S_{dp}}{Q_n} \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot F}{\rho \cdot \pi \cdot D^2}} = \\ &= 1 - 0,5 \cdot \frac{0,03 \cdot 10^{-4}}{10,74 \cdot 10^{-4}} \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot 47728}{900 \cdot 3,14 \cdot 0,08^2}} = 0,797 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

Ответ: $F = 47728 \text{ Н}$; $v = 0,797 \text{ м/с}$.

Задача 7. Подобрать диаметры трубопроводов 1–3 (рисунок 6.7). Рассчитать давление, которое необходимо развить насосу, чтобы преодолеть нагрузку на штоке $F = 200 \text{ кН}$. Диаметр поршня гидроцилиндра $D = 160 \text{ мм}$, механический КПД $\eta_m = 0,9$. Подача насоса $Q = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; плотность жидкости $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$; вязкость $\nu = 0,000027 \text{ м}^2/\text{с}$. Длины трубопроводов и допустимые в их скорости движения жидкости: $l_1 = 1,5 \text{ м}$, $v_1 = 1,4 \text{ м/с}$; $l_2 = 12 \text{ м}$, $v_2 = 5,35 \text{ м/с}$; $l_3 = 14 \text{ м}$, $v_3 = 2,25 \text{ м/с}$. Коэффициенты местных сопротивлений принять равными: выход из бака $\xi = 0,1$; штуцер присоединительный и колено $\xi = 0,015$; клапан замедлительный и фильтр $\xi = 0,2$; тройник с транзитным потоком и резкое расширение $\xi = 0,02$; резкое сужение $\xi = 0,09$ (количество местных сопротивлений принять по схеме).

Решение

Диаметры трубопроводов рассчитаем по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [v]}}.$$

Тогда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,4}} = 0,043 \text{ м};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5,35}} = 0,022 \text{ м};$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 2,25}} = 0,034 \text{ м}$$

Давление, развиваемое насосом для преодоления нагрузки на штоке,

$$P = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D^2 \cdot \eta_{\text{мц}}} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,16^2 \cdot 0,9} = 11,06 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Потери на трение по длине трубопроводов

$$\Delta P_T = \frac{\rho \cdot \lambda \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot d},$$

где λ – коэффициент гидравлического трения.

При ламинарном движении ($Re < 2300$) коэффициент гидравлического трения вычисляется по формуле

$$\lambda = \frac{75}{Re}.$$

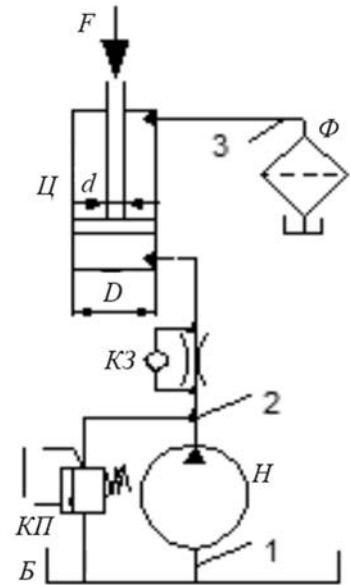


Рисунок 6.7

При турбулентном движении ($Re > 2300$) для гладких труб

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

Для вычисления коэффициента трения λ необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1,4 \cdot 0,043}{0,000027} = 2230;$$

$$Re_2 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{5,35 \cdot 0,022}{0,000027} = 4360;$$

$$Re_3 = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{2,25 \cdot 0,034}{0,000027} = 2833.$$

Коэффициенты гидравлического трения:

$$\lambda_1 = \frac{75}{Re_1} = \frac{75}{2230} = 0,0336;$$

$$\lambda_2 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4360}} = 0,039;$$

$$\lambda_3 = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_3}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{2833}} = 0,0053.$$

Потери на трение по длине трубопроводов:

$$\Delta P_T^1 = \frac{\rho \cdot \lambda_1 \cdot l_1 \cdot v_1^2}{2 \cdot d_1} = \frac{885 \cdot 0,0336 \cdot 1,5 \cdot 1,4^2}{2 \cdot 0,043} = 1016,6 \text{ Па};$$

$$\Delta P_T^2 = \frac{\rho \cdot \lambda_2 \cdot l_2 \cdot v_2^2}{2 \cdot d_2} = \frac{885 \cdot 0,039 \cdot 12 \cdot 5,35^2}{2 \cdot 0,022} = 269429 \text{ Па};$$

$$\Delta P_T^3 = \frac{\rho \cdot \lambda_3 \cdot l_3 \cdot v_3^2}{2 \cdot d_3} = \frac{885 \cdot 0,0053 \cdot 14 \cdot 2,25^2}{2 \cdot 0,034} = 4889 \text{ Па}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях рассчитываются по формуле

$$\Delta P_M = 0,5 \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2 \cdot m.$$

Тогда

$$\Delta P_{M_{\text{бак}}} = 0,5 \cdot 0,1 \cdot 885 \cdot 1,4^2 \cdot 1 = 86,73 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{штуцер}}} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 1,4^2 \cdot 2 = 26 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{колесо}}} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 1 = 190 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{клапан}}} = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 1 = 2533 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{расшир.тр.}}} = 0,5 \cdot 0,02 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 2 = 507 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{штуцер.}}} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 885 \cdot 5,35^2 \cdot 4 = 760 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{сужение.}}} = 0,5 \cdot 0,09 \cdot 885 \cdot 2,25^2 \cdot 1 = 202 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{M_{\text{фильтр.}}} = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 885 \cdot 2,25^2 \cdot 1 = 448 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления

$$\begin{aligned} \sum P &= \sum \Delta P_T + \sum \Delta P_M = 1016,6 + 269429 + 4889 + 86,73 + 26 + \\ &+ 190 + 2533 + 507 + 760 + 202 + 448 = 280087 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Ответ: $d_1 = 0,043 \text{ м}; d_2 = 0,022 \text{ м}; d_3 = 0,034 \text{ м}; P = 11,06 \cdot 10^6 \text{ Па};$
 $\sum P = 280087 \text{ Па}.$

Задача 8. Определить проходное сечение дросселя, при котором частоты вращения валов гидромоторов будут совпадать (рисунок 6.8). Рабочий объем и частота вращения вала насоса $q = 112 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; n = 25 \text{ с}^{-1}$ соответственно. Рабочие объемы и моменты на валах обоих гидромоторов $q_{m1} = 18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; q_{m2} = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; M_1 = 32 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_2 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$ соответственно; плотность жидкости $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$; коэффициент расхода дросселя $\mu = 0,85$; объемный и механический КПД гидромашин $\eta_o = 0,95; \eta_m = 0,95$. Потерями давления в трубопроводах пренебречь.

Решение

Подача насоса

$$Q_n = q \cdot n \cdot \eta_o = 112 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot 0,95 = 0,00266 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Давление, необходимое для преодоления нагрузки на первом моторе,

$$p_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_1}{q_{m1} \cdot \eta_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 32}{18 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 11,75 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Давление, необходимое для преодоления нагрузки на втором моторе,

$$p_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_2}{q_{m2} \cdot \eta_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 50}{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 10,33 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Требуемый перепад давления на дросселе

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 11,75 - 10,33 = 1,42 \text{ МПа}.$$

Площадь проходного сечения дросселя

$$S = \frac{Q_n}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}} = \frac{0,00266}{0,85 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,42 \cdot 10^6}{900}}} = 55,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Ответ: $S = 55,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Задача 9. Определить минимальное значение силы F (рисунок 6.9), приложенной к штоку цилиндра, под действием которой начнется движение поршня цилиндра диаметром $D = 80 \text{ мм}$, если сила пружины, прижимающая клапан к седлу, $F_0 = 100 \text{ Н}$, а давление жидкости $P_2 = 0,2 \text{ МПа}$. Диаметр входного отверстия клапана (седла) $d_1 = 10 \text{ мм}$. Диаметр штока $d_2 = 40 \text{ мм}$; давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра $P_1 = 1,0 \text{ МПа}$.

Решение

Определим давление, создаваемое пружиной и действующее на седло клапана,

$$P_{кл} = F_0 / S_{кл},$$

где $S_{кл}$ — площадь входного отверстия седла клапана.

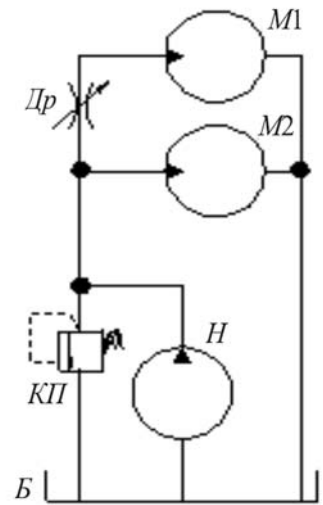


Рисунок 6.8

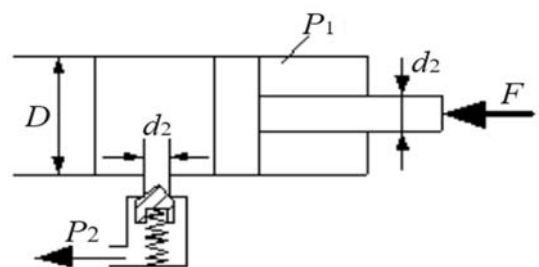


Рисунок 6.9

Площадь входного отверстия седла клапана определим по формуле

$$S_{\kappa\lambda} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 78,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$P_{\kappa\lambda} = \frac{100}{78,5 \cdot 10^{-6}} = 1,274 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Давление, которое необходимо создать в поршневой полости для открытия клапана,

$$P_n = P_2 + P_{\kappa\lambda} = 0,2 \cdot 10^6 + 1,274 \cdot 10^6 = 1,474 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Сила, которая должна действовать со стороны поршневой полости для создания этого давления,

$$F_n = P_n \cdot S_n,$$

где S_n – площадь поршневой полости гидроцилиндра.

$$S_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 5,024 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$F_n = 1,474 \cdot 10^6 \cdot 5,024 \cdot 10^{-3} = 7405,38 \text{ Н}.$$

Исходя из условия равновесия гидроцилиндра, усилия, действующие со стороны поршневой и штоковой полостей, при пренебрежении силами трения должны быть равны.

Усилие, создаваемое в штоковой полости давлением P_1 ,

$$F_p = P_1 \cdot S_{\text{шт}},$$

где $S_{\text{шт}}$ – площадь штоковой полости гидроцилиндра.

$$S_{\text{шт}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot [(80 \cdot 10^{-3})^2 - (40 \cdot 10^{-3})^2]}{4} = 3,768 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Тогда

$$F_p = 1,0 \cdot 10^6 \cdot 3,768 \cdot 10^{-3} = 3768 \text{ Н}.$$

Определим усилие, при котором начнет открываться клапан:

$$F = F_n - F_p = 7405,38 - 3768 = 3637,38 \text{ Н}.$$

Ответ: клапан откроется при создании усилия на штоке $F = 3637,38 \text{ Н}$.

Список литературы

1 **Гиргидов, А. Д.** Механика жидкости и газа (гидравлика) : учебник / А. Д. Гиргидов. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2021. – 704 с.

2 **Сазанов, И. И.** Гидравлика : учебник / И. И. Сазанов, А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов. – М. : КУРС; ИНФРА-М, 2019. – 320 с.