

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Умаров Марат Файзуллаевич
Должность: Директор
Дата подписания: 25.02.2026 14:12:18
Уникальный программный ключ:
48505f11ec15acaa386f5219d3113d7c7f7e1a16

У.А.Абдулгазис

Б.Н.Киреев

С.А.Седов



У
Ч
Е
Б
Н
О
Е

П
О
С
О
Б
И
Е

Механика жидкости и газа. Гидравлические машины и гидропневмопривод

Лабораторно-практические занятия

**Елабуга
2020**

УДК 621.22 (075.32)

ББК 30.123я72

К 43

Печатается по решению Учёного совета Елабужского института (филиал) ФГАОУ ВО «Казанского (Приволжского) федерального университета». Протокол № 2 от 26 февраля 2020 г.

Рецензенты:

Дмитриев А.В., доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники» ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет»;

Халилов В.Э., кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» ГБОУ ВО РК «Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова»;

Шурыгин В.Ю., кандидат физико-математических наук, доцент кафедры физики ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет.

Киреев Б.Н.

К.43. Механика жидкости и газа. Гидравлические машины и гидропневмопривод: учебное пособие/У.А.Абдулгасис, Б.Н.Киреев, С.А.Седов. - (Указывается издательство), 2020 - 195 с.

В пособии приведены методические указания по решению типовых задач и выполнению ряда лабораторных работ по механике жидкости и газа, гидравлическим машинам и гидропневмоприводу. Пособие составлено для студентов инженерно-технологического факультета направления подготовки 44.03.01 (05) «Педагогическое образование», профиль «Технология»; 44.03.04 «Профессиональное обучение (по отраслям)», профиль «Сервис и эксплуатация автомобильного транспорта». Его можно также рекомендовать и студентам специальностей 23.03.01 «Технология транспортных процессов», профиль «Эксплуатация транспортных средств»; 23.03.03 – «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиль «Автомобили и автомобильное хозяйство».

© (здесь название издательства, где печатается пособие), 2020 г.

© У.А.Абдулгасис, Б.Н.Киреев, С.А.Седов

Оглавление	Стр.
Введение.....	5
Часть I. Методические указания по решению типовых задач.	6
1.1. Механика жидкости и газа.	7
1.2. Гидравлические машины и гидропривод.	33
Задания для самостоятельной работы и контрольные задания.	44
Таблица вариантов контрольного задания..	58
Часть II. Лабораторный практикум.	
Модуль 1. Механика жидкости и газа	60
Лабораторная работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости.	61
Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода.	77
Лабораторная работа №3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.	88
Лабораторная работа 4. Определение коэффициента гидравлического трения.	104
Лабораторная работа 5. Оценка гидравлического сопротивления цилиндрической гладкой трубы.	115
Модуль 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод	133
Лабораторная работа 6. Изучение устройства и определение рабочих характеристик шестерённого насоса.	135
Лабораторная работа № 7. Исследование характеристик объемного гидропривода с поступательным движением выходного звена.....	149
Лабораторная работа №8. Изучение устройства и определение характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.....	158
Лабораторная работа 9. Изучение программируемого микроконтроллера (ПЛК) в составе системы управления пневмоприводом.	167
Лабораторная работа 10. Составление программ для программируемого логического контроллера (ПЛК) Mitsubishi	

Electric ALPHA-2 с помощью среды программирования AL-PCS/WIN-EU на компьютере.	180
Лабораторная работа 11. Программирование ПЛК на примере простейшего алгоритма движения штока цилиндра.	184
Приложение 1. Обозначения физических величин и их единицы измерения.	187
Приложение 2. Приближённые вычисления и округления результатов расчётов.	188
Приложение 3. Оценка погрешности измерений в лабораторном практикуме.	190
Литература	194

Введение

Раздел механики, в котором изучаются равновесие и движение жидкостей, а также взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми ею поверхностями или телами, называется «механика жидкости» или «гидромеханика». Прикладной раздел «*механики жидкости*» («*гидромеханики*»), в котором решаются задачи и вопросы технического характера, получил название «*технической механики жидкости*» («*технической гидромеханики*») или *гидравлики*. В гидравлике оперируют с так называемыми *интегральными* характеристиками потока (средней скоростью в плоском живом сечении, полной величиной расхода для этого сечения и т.п.) Этот метод изучения равновесия и движения потоков жидкости (и газа) учитывает практическую (экспериментальную) деятельность людей. В механике жидкости используется и другой подход (метод), *дифференциальный*, когда необходимо знать скорости и давления в отдельных точках потока, причём сам поток представляется как *веторное поле* скоростей и *скалярное поле* давлений. Этот метод называют теоретическим. Его развитие привело к созданию математического описания практически всех основных процессов, происходящих в движущейся жидкости. Однако этот метод не всегда позволяет решать практические задачи. Поэтому на практике часто используют их комбинацию. Вначале исследуемое явление упрощается (вводятся разумные допущения). Затем на основе законов гидромеханики получают расчётные формулы. По ним проводят необходимые вычисления и полученные данные сравнивают с экспериментом. Если результаты совпадают в разумных пределах, то формулы рекомендуются для применения на практике или в них вносятся соответствующие коррективы. Подобный вид работ позволил создать различные гидро- и пневмоустройства, широко используемые в настоящее время на практике. Наиболее широкое распространение получили гидравлические (гидронасосы, гидродвигатели) и пневматические

машины (пневмодвигатели), а также устройства, использующие их комбинации (гидроприводы и пневмоприводы).

В первой части пособия приведена методика решения типовых задач по механике жидкости и газа, гидравлическим машинам и гидроприводу. Во второй части дана методика проведения лабораторных работ по экспериментальному изучению законов движения жидкостей и газов по трубам и каналам, а также их использованию в гидропневмоприводе.

Лабораторный практикум разбит на 2 модуля: 1-гидрогазодинамика; 2-гидравлические машины, гидроприводы и пневмоприводы.

При решении задач и выполнении лабораторных работ предполагается широкое использование междисциплинарных связей.

Количество выполняемых студентами лабораторных работ и их название определяется преподавателем, согласно числу часов, отводимых учебным планом на выполнение лабораторного практикума.

В Приложении 1 приведены обозначения используемых в пособии физических величин и единицы их измерения в системе СИ, а также их связь с некоторыми внесистемными единицами.

В Приложении 2 приведены правила приближённых вычислений, используемых в технических расчётах.

В Приложении 3 приведены сведения о погрешностях измерений в лабораторном эксперименте.

Часть I. Методические указания по решению типовых задач

Цели:

- изучить методику решения задач по гидравлике, газодинамике, гидравлическим машинам, гидроприводу;
- использовать полученные знания для выполнения самостоятельной (контрольной) работы.

Расчёты проводятся с использованием единиц измерения системы СИ. В отдельных случаях используются внесистемные единицы. В большинстве задач решения снабжены рисунками и подробными пояснениями. Перед началом выполнения заданий необходимо ознакомиться с теоретическим материалом. Минимальные необходимые сведения можно найти в лекциях. В электронном виде они расположены на сайте edu.kpfu в соответствующих курсах.

1.1. Механика жидкости и газа.

Задача 1. Бак с жидкостью объёмом 60 л ($60 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$) охлаждается от начальной температуры $t_0 = 20^0 \text{ С}$ до конечной температуры $t = -30^0 \text{ С}$. Найти конечное значение объёма жидкости, если коэффициент объёмного (температурного) расширения для данной жидкости равен $\alpha_t = 0,001 \frac{1}{\text{град}}$ ($1 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{град}}$).

Решение.

Обозначим изменение температуры $\Delta t = t - t_0$ (1-1), изменение объёма $\Delta V = V - V_0$ (1-2). Согласно определению коэффициента объёмного расширения: $\alpha_t = \frac{\Delta V}{V_0 \cdot \Delta t}$ (1-3). Отсюда

можно найти конечный объём жидкости: $V = V_0 (1 + \alpha_t \cdot \Delta t)$;
 $V = 60 \text{ л} [1 + 0,001 \frac{1}{\text{град}} (-30^0 - 20^0)] = 57 \text{ л} = 57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Ответ: при охлаждении бака с бензином от 20^0 С до (-30^0 С) объём бензина уменьшится на 3л и составит $57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (57 л).

Задача 2. Бак заполнен жидкостью, занимающей объём $V_0 = 4 \text{ м}^3$. Найти изменение объёма жидкости ΔV и конечный объём V при увеличении давления в баке на $\Delta P = 20 \text{ МПа}$ при температуре 20^0 С . Среднее значение модуля объёмной упругости для жидкости при данной температуре принять равным $\kappa = 2110 \text{ МПа}$.

Решение.

Изменение объема жидкости определим из уравнения для коэффициента сжимаемости жидкости:

$$\beta_p = \frac{1}{\kappa} = - \frac{dV}{V_0} \cdot \frac{1}{dP} = - \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta P} \quad (2-1)$$

Отсюда изменение объёма воды при повышении давления:

$$\Delta V = V - V_0 = - \frac{V_0 \Delta P}{\kappa} = - \frac{4 \text{ м}^3 \cdot 20 \cdot 10^6 \text{ Па}}{2110 \cdot 10^6 \text{ Па}} = - 0,038 \text{ м}^3$$

Конечный объём: $V = V_0 + \Delta V = 4 \text{ м}^3 + (-0,038 \text{ м}^3) = 3,962 \text{ м}^3$.

Ответ: значения объёма воды в баке при изменении давления на 20 МПа (примерно 200 ат) уменьшатся на 0,038 м³ (на 38 л) и составят $V=3,962 \text{ м}^3$.

Задача 3. Определить коэффициент динамической и кинематической вязкости жидкости, если шарик $d=2\text{мм}$, из эбонита, плотность которого $\rho_{\text{ш}}=1,2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ падает в жидкости с постоянной скоростью $u = 0,33 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Плотность жидкости $\rho_{\text{ж}}=10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Решение.

При движении шарика в жидкости с постоянной скоростью результирующая сила, равная сумме трёх сил (силы сопротивления движению F_c , силы тяжести F_T и выталкивающей силы $F_{\text{выт}}$), равняется нулю (согласно второму закону Ньютона: $F_{\text{рез}} = m \cdot a = 0$, так как ускорение равно нулю):

$F_{\text{рез}} = F_T - F_{\text{выт}} - F_c = m \cdot a = 0 \quad (3-1)$ Отсюда $F_c = F_T - F_{\text{выт}} \quad (3-2)$. Сила сопротивления определяется по формуле Стокса:

$F_c = 6\pi \cdot r \cdot \eta \cdot u = 3\pi \cdot d \cdot \eta \cdot u \quad (3-3)$ Вес шарика определяется по формуле: $F_T = mg = \rho_{\text{ш}} \cdot V \cdot g = \rho_{\text{ш}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g \quad (3-4)$

Выталкивающая сила равна весу вытесненной жидкости:

$F_{\text{выт}} = \rho_{\text{ж}} \cdot V \cdot g = \rho_{\text{ж}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g \quad (3-5)$ Подставляя в формулу (3-2) значения сил из (3-3), (3-4) и (3-5), получаем:

$$3\pi \cdot d \cdot \eta \cdot u = \rho_{\text{ш}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g - \rho_{\text{ж}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g \quad (6-3)$$

Из формулы (3-6) находим значение динамической вязкости жидкости:

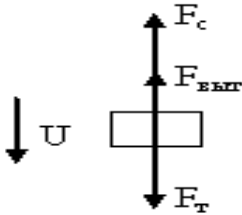


Рисунок к задаче 3. Схема сил, действующих на тело, падающее равномерно (с постоянной скоростью) в жидкости.

$$\eta = \frac{(\rho_{ш} - \rho_{ж}) \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g}{3\pi \cdot d \cdot u} = \frac{(\rho_{ш} - \rho_{ж}) \cdot d^2 \cdot g}{18 \cdot u}$$

$$\eta = \frac{(1,2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}) \cdot (2 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}}{18 \cdot 0,33 \frac{\text{м}}{\text{с}}} = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Коэффициент кинематической вязкости:

$$\chi = \frac{\eta}{\rho_{ж}} = \frac{1,32 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}}{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = 1,32 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Ответ: коэффициенты динамической и кинематической вязкости жидкости при комнатной температуре соответственно равны

$$\eta = 1,32 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad \chi = 1,32 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Задача 4. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H=5$ км, приняв плотность морской воды $\rho_0 = 1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости $k=2020$ МПа.

Решение

Избыточное давление на глубине H без учёта сжимаемости воды:

$$P = \rho_0 g H = 1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 5 \cdot 10^3 \text{ м} = 5,02 \cdot 10^7 \text{ Па} = 50,2 \text{ МПа}. \quad (4-1)$$

Модуль объёмной упругости $k = - \frac{\Delta P}{\Delta V} \cdot V_0$ (4-2). Сжимаемость

жидкости: $\beta_p = \frac{1}{k} = - \frac{dV}{V_0} \cdot \frac{1}{dP}$ (4-3). Заменяя значения бесконечно малых изменений dV на значения конечных изменений объёма ΔV , находим значения сжимаемости:

$$\beta_p = 1/k = - \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta P} \quad (4-4). \quad \beta_p = \frac{1}{k} = \frac{1}{2020 \text{ МПа}} = 4,95 \cdot 10^{-10} \left(\frac{1}{\text{Па}} \right).$$

Конечное значение объёма: $V = V_0 \cdot (1 - \beta_p \cdot \Delta p)$ (4-5). По определению плотности $\rho = \frac{m}{V}$ (4-6). Следовательно, при давлении P :

$$\rho = \frac{m}{V_0(1 - \beta_p \cdot \Delta p)} = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \cdot \Delta p} = \frac{1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1 - 4,95 \cdot 10^{-10} \frac{1}{\text{Па}} \cdot 50,2 \cdot 10^6 \text{ Па}};$$

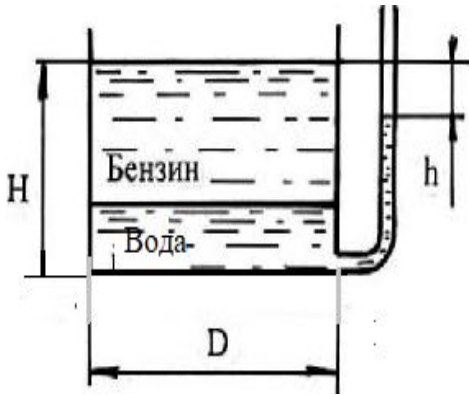
$$\rho = \frac{1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1 - 0,025} = 1051 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Ответ: значение плотности морской воды на глубине 5 км составляет $\rho = 1051 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Задача 5. Определить массу бензина в цилиндрическом баке, если его диаметр равен $D=1$ м., высота жидкости в сосуде $H=1,5$ м., а расстояние от поверхности бензина до уровня воды в пьезометре $h=0,36$ м. Плотность бензина принять равной $\rho_б=700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, воды $\rho_в=1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Решение.

Давление в любых точках одной и той же жидкости, расположенных на одной и той же высоте, одинаково со всех сторон. Согласно закону Паскаля давление в точках, находящихся на дне сосуда, складывается из давления на поверхности жидкости P_0 и гидростатического (весового), столба жидкости высотой H (избыточного) $P_{изб}$. В данном случае давление на поверхности жидкости равно атмосферному давлению, $P_0 = P_{атм}$. Давление слева в любой точке на дне сосуда складывается из атмосферного давления, весового давления столба бензина (высотой $h_б$) и столба воды $h_в$. Сумма высот: $h_б + h_в = H$ (5-1). Давление справа в любой точке на дне



сосуда слагается из атмосферного давления (над поверхностью столба воды в пьезометре) и весового давления столба воды в пьезометре высотой: $h_{п} = H - h$ (5-2). Эти давления равны:

Рисунок к задаче 5

$$P_{атм} + \rho_6 \cdot g \cdot h_6 + \rho_в \cdot g \cdot h_в = P_{атм} + \rho_в \cdot g \cdot h_{п} \quad (5-3)$$

$$\text{или } P_{атм} + \rho_6 \cdot g \cdot h_6 + \rho_в \cdot g \cdot (H - h_6) = P_{атм} + \rho_в \cdot g \cdot (H - h) \quad (5-4)$$

Масса бензина определяется как произведение его плотности на объём: $m = \rho_6 \cdot V_6$ (5-5) Объём цилиндра определяется как произведение его высоты на площадь основания. Следовательно, объём слоя бензина в баке: $V_6 = h_6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$ (5-6). Неизвестна высота слоя бензина в баке h_6 . Её можно определить из приведенных выше уравнений (5-1), (5-2), (5-4). Раскрываем скобки и переносим слагаемые с высотой слоя бензина h_6 в одну сторону, остальные в другую:

$$\rho_6 \cdot g \cdot h_6 - \rho_в \cdot g \cdot h_6 = -P_{атм} - \rho_в \cdot g \cdot H + P_{атм} + \rho_в \cdot g \cdot (H - h)$$

$$h_6 \cdot g (\rho_6 - \rho_в) = -\rho_в \cdot g \cdot H + \rho_в \cdot g \cdot H - \rho_в \cdot g \cdot h$$

$$h_6 \cdot g (\rho_6 - \rho_в) = -\rho_в \cdot g \cdot h; \quad h_6 = \frac{-\rho_в \cdot h}{\rho_6 - \rho_в} = \frac{(-1000) \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,36 \text{ м}}{(700 - 1000) \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = 1,2 \text{ м.}$$

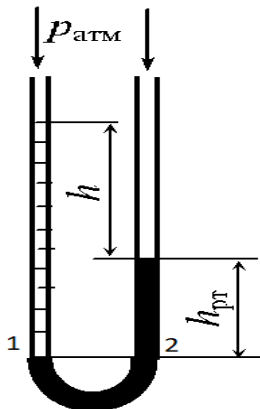
Масса бензина (см. ф-лы 5-5 и 5-6):

$$m = \rho_6 \cdot V_6 = \rho_6 \cdot h_6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1,2 \text{ м} \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (1 \text{ м})^2 = 659,4 \text{ кг.}$$

Ответ: масса бензина в баке $m = 659,4 \text{ кг.}$

Задача 6. В U-образную трубку налиты ртуть и вода. Определить h при условии: $h_{рт} = 0,08$ м; плотность ртути $\rho_{рт} = 13,6 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, плотность воды $\rho_{в} = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Решение:



Из закона Паскаля следует, что в точках 1 и 2 давления одинаковы. Свойства гидростатического давления таковы, что в т.1 и 2 давления сверху и снизу одинаковы. Отсюда следует, что в т.1 избыточное давление сверху равно весовому давлению столба воды. Пусть высота столба воды $h_{в}$.
 Давление сверху: $P_1 = P_{атм} + \rho_{в} \cdot g \cdot h_{в}$. (6-1)
 Избыточное давление снизу в т.1 равно весовому давлению столба ртути в точке 2

Рисунок к задаче 6.

$$P_2 = P_{атм} + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт} \quad (6-2) \quad P_{атм} + \rho_{в} \cdot g \cdot h_{в} = P_{атм} + \rho_{рт} \cdot g \cdot h_{рт} \quad (6-3).$$

Отсюда можно найти высоту столба воды:

$$h_{в} = \frac{\rho_{рт}}{\rho_{в}} \cdot h_{рт} = \frac{13600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} \cdot 0,08 \text{ м} = 1,088 \text{ м}. \quad \text{Разность высот столба}$$

воды и ртути: $h = h_{в} - h_{рт} = 1,088 \text{ м} - 0,08 \text{ м} = 1,008 \text{ м}.$

Ответ: разность высот столбов воды и ртути составит 1,008 м.

Задача 7. Определить показание мановакуумметра $p_{мв}$, если к штоку поршня приложена сила $F = 0,5$ кН, его диаметр $d = 78$ мм, высота $H = 1,5$ м, плотность жидкости $\rho = 800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Решение:

Гидростатическое давление в точке С (сверху) под слоем жидкости можно определить, используя закон Паскаля:

$$P_c = P_0 + \rho g H \quad (7-1).$$

Давление в воздухе над поверхностью жидкости:

$$P_0 = P_{\text{атм}} + P_{\text{мв}} \quad (7-2) \quad \text{Давление справа, со стороны поршня}$$

$P_c = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}$ (7-3). Давление в жидкости в любой её точке одинаково со всех сторон. Следовательно: $P_0 + \rho g H = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}$.

$$P_{\text{атм}} + P_{\text{мв}} + \rho g H = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}. \quad \text{Площадь сечения поршня} \quad S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$$

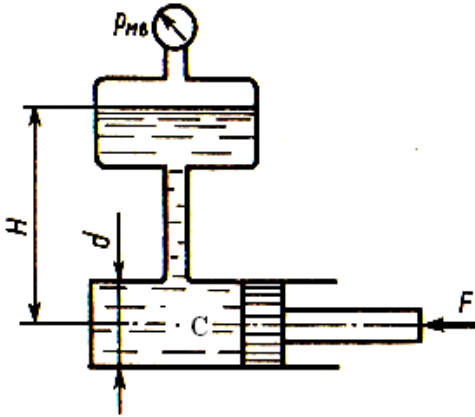


Рисунок к задаче 7.

Отсюда находим:

$$P_{\text{мв}} = \frac{F}{S} - \rho g H. \quad P_{\text{мв}} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^3 H}{3,14 \cdot (0,078 \text{ м})^2} - 800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 1,5 \text{ м};$$

$$P_{\text{мв}} = 104,7 \cdot 10^3 \text{ Па} - 11,8 \cdot 10^3 \text{ Па} = 92,9 \cdot 10^3 \text{ Па} = 93 \text{ кПа}.$$

Ответ: показания мановакуумметра $P_{\text{мв}} = 93 \text{ кПа}$.

Задача 8. Определить манометрическое давление в центре трубопровода (точка А), если высота столба ртути по пьезометру $h_2 = 0,30 \text{ м}$. Центр трубопровода расположен на $h_1 = 0,5 \text{ м}$ ниже линии раздела между водой и ртутью.

Решение:

Находим давление в точке В. Точка В расположена выше точки А на величину h_1 . Давление в точках В, С (вода) и С, D (ртуть) будут одинаковы (в одной и той же жидкости на одинаковой высоте значения давлений одинаковы). Абсолютное давление в точке D (а, следовательно, и точке В) равно сумме давления столба ртути высотой h_2 и атмосферного давления $P_{\text{атм}}$. Абсолютное давление в точке А равно сумме давления в точке В и давления столба воды высотой h_1 . Следовательно: $P_A = \rho_v g h_1 + P_{\text{атм}} + \rho_{\text{рт}} g h_2$ (8-1). Манометрическое давление (в данном случае это избыточное давление) равно разности абсолютного и атмосферного давлений. Следовательно: $P_A^M = P_A - P_{\text{атм}} = \rho_v g h_1 + \rho_{\text{рт}} g h_2 - P_{\text{атм}} = \rho_v g h_1 + \rho_{\text{рт}} g h_2 - P_{\text{атм}}$
 $P_A^M = (10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,5 \text{ м} + 13,6 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,30 \text{ м}) \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} = 44,9 \cdot 10^3 \text{ Па}.$

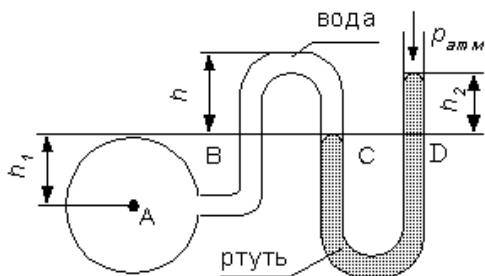


Рисунок к задаче 8.

Ответ: манометрическое (избыточное) давление в центре трубы $P_A^M = 44,9 \text{ кПа}.$

Задача 9. По трубопроводу диаметром $260 \times 5 \text{ мм}$ перекачивается вода с расходом $180 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$. Определить скорость воды в трубе и режим её движения.

Решение.

По определению объёмного расхода потока через круглое сечение (трубы):

$$Q_v = \frac{V}{\tau \cdot S} = u \cdot S \quad (9-1)$$

Здесь индекс (v) означает объёмный расход. В дальнейшем для жидкостей при расчётах мы будем использовать только объёмный расход и индекс объёма (v) указывать не будем; τ - время, в течение которого объём V проходит через поперечное сечение трубы S . u - скорость движения жидкости по трубе.

Отсюда скорость воды в трубе будет равна:

$$u = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}}{3,14 \cdot (0,25 \text{ м})^2} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{м}^3}{3600 \text{ с}}}{3,14 \cdot (0,25 \text{ м})^2} = 1,02 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

При подстановке чисел в формулу (9-1) необходимо помнить, что: А) указанный в задании размер трубы 260×5 мм означает, что на-ружный диаметр трубы равен 260 мм, а толщина стенки 5 мм. По-добную запись можно встретить в некоторых задачниках по ме-ханике жидкости. Внутренний диаметр будет равен наружный диаметр минус две толщины стенки, т.е. 260 мм - (2×5)мм = 250 мм = 0,25 м. В дальнейшем мы будем использовать в условиях задач только внутренний диаметр трубы (диаметр сечения потока жидкости);

Б) расчёты необходимо выполнять только в системе СИ. Линейные размеры в системе СИ измеряются в метрах; время в системе СИ измеряется в секундах, 1 час = 3600 с.

Для определения режима движения воды в трубе следует вычислить значение критерия (числа) Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta}. \quad (9-2)$$

В условии задачи ничего не сказано про температуру, от которой зависят как плотность воды ρ , так и её вязкость η . В подобных случаях значения плотности и вязкости жидкости берут из справочных пособий при комнатной температуре 20⁰С. В

описании лабораторной работы № 1 приводится таблица значений плотности и вязкости воды при различных (комнатных) температурах: $\rho_{20} = 998,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; $\eta_{20} = 10,08 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Примечание: при решении отвлечённых задач или задач, не требующих высокой точности в расчётах, справочные величины можно округлять. Так, при комнатных температурах плотность воды можно взять равной $\rho = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, а значения коэффициента динамической вязкости $\eta = 10 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta} = \frac{998,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1,02 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 0,25 \text{ м}}{10,08 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 25,3 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При округлённых значениях плотности и вязкости:

$\text{Re} = 25,5 \cdot 10^4 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Расхождение небольшое и составляет

$$\frac{(25,5 - 23,3) \cdot 10^3}{25,3 \cdot 10^3} \cdot 100\% = 0,8\% .$$

Отсюда делаем вывод, что движение воды в трубе турбулентное, т.к. число Рейнольдса Re значительно больше 4000.

Ответ: скорость воды в трубе $1,02 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, режим течения - турбулентный.

Задача 10. Разность пьезометрических напоров в сечениях 1-1 и 2-2 равна 30 см. Определить коэффициент линейных потерь на участке между сечениями 1 и 2, если длина участка трубы $L = 1 \text{ м}$, диаметр трубы $d = 20 \text{ мм}$, а расход жидкости, протекающей по трубе $Q = 0,54 \frac{\text{л}}{\text{с}}$. Жидкость-вода, при комнатной температуре (20°C) и атмосферном давлении. При данных условиях плотность воды можно принять равной $\rho = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, динамическую вязкость $\eta = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Решение:

Запишем уравнение Бернулли в общем виде для потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (10-1)$$

Коэффициент Кориолиса при числе Рейнольдса меньше 2300 берут равным 2, при большем 2300 равным 1.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta} \quad (10-2) \quad \text{Для нахождения числа Рейнольдса}$$

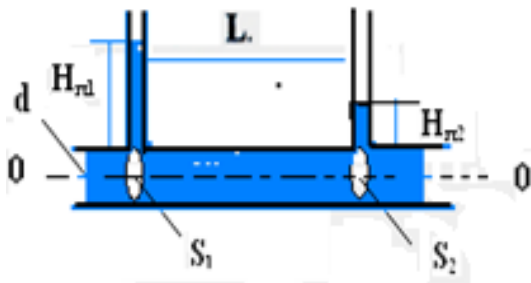


Рисунок к задаче 10.

необходимо вначале определить среднюю скорость движения воды в трубе: $= \frac{Q}{S} \quad (10-3) \quad S = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (10-4)$

$$S = \frac{3,14}{4} (0,02 \text{ м})^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$u = \frac{Q}{S} = \frac{0,54 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 1,72 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Re = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1,72 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 0,020 \text{ м}}{10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 3,44 \cdot 10^4$$

Значения числа Рейнольдса соответствует турбулентному движению жидкости, для которого $\alpha = 1$.

Так как коэффициент линейных гидравлических потерь входит в последнее слагаемое (правая часть уравнения Бернулли, ф-ла 10-1), перепишем уравнение в виде:

$$\left[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} \right] - \left[z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} \right] = h_{1-2} \quad (10-5)$$

$$(z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{u_1^2}{2 \cdot g} - \frac{u_2^2}{2 \cdot g} \right) = h_{1-2} \quad (10-6)$$

При равенстве диаметров сечений 1 и 2 средние скорости движения жидкости и скоростные напоры одинаковы. Их разность равна нулю. По определению, геометрические напоры также одинаковы (труба расположена горизонтально). Их разность тоже равна нулю. С учётом сказанного уравнение Бернулли принимает вид:

$$\left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} \right) = \frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} = h_{1-2} \quad (10-7) \quad \text{или} \quad (H_{п1} - H_{п2}) = h_{1-2} \quad (10-8)$$

$H_{п1} = \frac{P_1}{\rho \cdot g}$ - пьезометрический напор (или удельная энергия давления жидкости) в первом сечении; $H_{п2} = \frac{P_2}{\rho \cdot g}$ - пьезометрический напор (или удельная энергия давления жидкости) во втором сечении).

Важный вывод: в горизонтальных трубах постоянного диаметра полные потери напора численно равны разности пьезометрических напоров в выбранных сечениях (1-1) и (2-2).

Так как на данном участке трубы местные сопротивления отсутствуют (по условию задачи), полные потери равны линейным потерям напора. Согласно формуле Дарси:

$$h_{л} = \lambda_{тр} \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \frac{u^2}{2g} \quad (10-9) \quad \text{Следовательно, в данном}$$

случае $(H_{п1} - H_{п2}) = \lambda_{тр} \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \left(\frac{u^2}{2g} \right)$. Отсюда находим коэффициент линейных потерь:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{(H_{\text{п1}} - H_{\text{п2}})2g \cdot d}{L \cdot u^2} \quad (10-10)$$

Коэффициент линейных потерь:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{(H_{\text{п1}} - H_{\text{п2}}) \cdot 2g \cdot d}{L \cdot u^2} = \frac{(0,3 \text{ м}) \cdot 2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,02 \text{ м}}{1 \text{ м} \cdot (1,72 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2} = 0,04.$$

Примечание: если разность пьезометрических напоров не задана, а в условиях задачи (или эксперимента) заданы значения давления, то вместо формулы (10-8) в расчётах используют формулу (10-7). Значения давления переводят в Па (1 Кпа = 10^3 Па, 1 МПа = 10^6 Па).

Ответ: коэффициент линейных гидравлических потерь на участке трубы между сечениями 1-1 и 2-2 составляет $\lambda_{\text{тр}} = 0,04$.

Задача 11. В горизонтально расположенной трубе диаметром 6,0 см на расстоянии $L = 10$ м друг от друга расположены два манометра, между которыми находится кран, имеющий коэффициент местного сопротивления $\varepsilon = 2,7$. Определить коэффициент линейных потерь на участке между сечениями 1 и 2, если разность показаний манометров равна 2,16 кПа, а расход жидкости в трубе составляет $Q = 2 \frac{\text{л}}{\text{с}}$. Жидкость – вода, при 20°C (плотность $\rho = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, а динамическая вязкость $\eta = 10^{-3}$ Па·с.

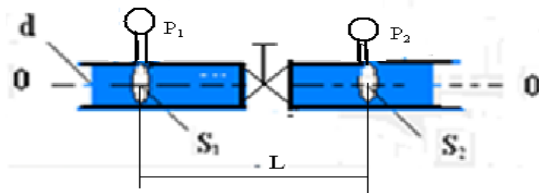


Рисунок к задаче 11 .

Решение:

Запишем уравнение Бернулли в общем виде для потока реальной жидкости:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (11-1)$$

$$\left[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} \right] - \left[z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} \right] = h_{1-2} \quad (11-2)$$

$$(z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{\alpha \cdot u_1^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2 \cdot g} \right) = h_{1-2} \quad (11-3)$$

Полные потери напора в данном случае определяются как сумма линейных потерь и местных потерь:

$$h_{1-2} = h^L + h^M \quad (11-4)$$

Для расчёта полных потерь напора на участке трубы между сечениями 1-1 и 2-2 наиболее удобно использовать уравнение Бернулли в виде (11-3). Коэффициенты Кориолиса определим, рассчитывая число Рейнольдса. При $Re > 4000$ (режим течения турбулентный) коэффициент Кориолиса равен 1, а при $Re < 2300$ (режим течения ламинарный) коэффициент Кориолиса равен 2. Находим число Рейнольдса: $Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta}$.

Скорость течения воды:

$$u = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{c}}{3,14 \cdot (0,06 m)^2} = \frac{8 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{c}}{113 \cdot 10^{-4} m^2} = 0,71 \frac{m}{c}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta} = \frac{10^3 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,71 \frac{m}{c} \cdot 0,06 m}{10^{-3} Pa \cdot c} = 42600. \text{ Режим}$$

турбулентный, $\alpha = 1$. При равенстве диаметров сечений 1 и 2 средние скорости движения жидкости и скоростные напоры одинаковы. Их разность равна нулю. По определению, геометрические напоры также одинаковы (труба расположена горизонтально). Их разность также равна нулю. С учетом сказанного, уравнение Бернулли принимает вид: $h_{1-2} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}$

$$= h^L + h^M \quad (11 - 5). \text{ Согласно уравнению Дарси: } h_L = \lambda_{тр} \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot$$

$$\frac{u^2}{2g}; \quad \text{по уравнению Вейсбаха:} \quad h_M = \varepsilon \cdot \frac{u^2}{2g};$$

Следовательно, в данном случае:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho \cdot g} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{L}{d}\right) \cdot \frac{u^2}{2g} + \varepsilon \cdot \frac{u^2}{2g}. \quad \text{Отсюда находим}$$

коэффициент линейных потерь:

$$(P_1 - P_2) = \rho \cdot \frac{u^2}{2} \left[\lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{L}{d}\right) + \varepsilon \right]; \quad \lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{L}{d}\right) + \varepsilon = \frac{(P_1 - P_2) \cdot 2}{\rho \cdot u^2};$$

$$\lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{L}{d}\right) = \frac{2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot g}{\rho \cdot g \cdot u^2} - \varepsilon; \quad \lambda_{\text{тр}} = \frac{\left[\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \cdot u^2} - \varepsilon \right]}{L} \cdot d;$$

$$(P_1 - P_2) = 2,16 \text{ КПа} = 2,16 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\left[\frac{2 \cdot 2,16 \cdot 1000 \text{ Па}}{1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot (0,71 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2} - 2,7 \right] \cdot 0,06 \text{ м}}{10 \text{ м}} = 0,035.$$

Примечание: если в условиях задачи задана разность пьезометрических напоров H (м), то коэффициент гидравлического трения удобнее рассчитывать как:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{\left[\frac{2H \cdot g}{u^2} - \varepsilon \right]}{L} \cdot d.$$

Ответ: коэффициент линейных потерь на участке трубы между сечениями 1 и 2 составляет $\lambda_{\text{тр}} = 0,035$.

Задача 12. По трубе диаметром 5,06 см течёт вода со скоростью $u = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Принимая плотность жидкости равной

$\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}$, а динамическую вязкость $\eta = 0,001 \text{ Па} \cdot \text{с}$,

определить число Рейнольдса, а затем коэффициент линейных потерь.

Решение:

Число Рейнольдса определяется следующим образом:

$$Re = Re_d = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta}; \quad Re = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 5,06 \cdot 10^{-2} \text{ м}}{10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 5,06 \cdot 10^4$$

Получим размерность числа Рейнольдса:

$$\text{Па} \cdot \text{с} = \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}^2} = \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}};$$

$$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \text{м} = \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}; \quad \frac{\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}}{\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}} = 1. \text{ Число Рейнольдса не}$$

имеет размерности (безразмерное число).

Число Рейнольдса оказалось больше критического (2300). Для нахождения коэффициента Дарси (коэффициента линейных потерь) в интервале $4000 < \text{Re} < 10^5$ используем формулу Блазиуса:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,3164}{(5,06 \cdot 10^4)^{0,25}} = \frac{0,3164}{15} = 0,02.$$

Ответ: $\text{Re} = 5,06 \cdot 10^4$; $\lambda_{\text{тр}} = 0,02$.

Особенности гидродинамических расчётов при движении газа по трубам и каналам (задачи 13 и 14)

Основной отличительной особенностью движения газа по трубам от движения капельных жидкостей заключается в том, что капельные жидкости характеризуются малой сжимаемостью, а их вязкость практически не зависит от давления. По этой причине для решения большинства практических задач капельные жидкости можно считать несжимаемыми, что позволяет значительно упростить уравнения движения такой жидкости.

При движении газа таких допущений делать нельзя. Газ движется по газопроводу при переменном давлении, т.к. давление изменяется вдоль длины газопровода из-за неизбежных потерь напора по длине трубопровода. По этой причине плотность газа и его вязкость являются величинами переменными и неодинаковы в различных сечениях газопровода. Рассмотрим наиболее простой случай газопровода (воздуховода) – трубы одинакового диаметра (простой газопровод $S = \text{const}$) при установив-

шемся движении газа. Тогда в соответствии с уравнением неразрывности потока газа массовый расход газа вдоль газопровода является величиной постоянной $Q_m = \text{const}$. При этом объёмный расход Q_v газа будет меняться от одного сечения газопровода к другому, т.к. плотность газа зависит от давления, которое по длине газопровода меняется. При этом должна изменяться и температура газа по длине газопровода, и, как следствие, также и вязкость газа. Однако для решения практических задач движение газа по трубопроводу можно считать изотермическим (небольшие скорости движения, теплоизоляция газопровода, небольшие перепады давления). Это допущение не приведет к серьёзным погрешностям в расчётах, но оно позволяет пренебречь изменением вязкости газа при незначительных колебаниях температуры газа в газопроводе. Т.е. полагаем, что в газопроводе соблюдается условие: $T = \text{const}$ и $\eta = \text{const}$. При таких условиях: $\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{P_1}{P_2}$. Для всего потока постоянным будет число Рейнольдса, и, как следствие, будут одинаковы коэффициенты трения и гидравлических сопротивлений по длине потока.

Объёмный расход: $Q_v = \frac{Q_m}{\rho}$. в этом случае

меняется от сечения к сечению. Тогда скорость движения газа также будет меняться вдоль длины газопровода. Так как массовый расход $Q_m = \rho \cdot u \cdot S = \text{const}$ (масса газа, движущегося по трубе, не меняется от сечения к сечению), то при постоянном диаметре трубы ($S = \text{const}$) скорость и плотность в сечениях связаны соотношением:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{u_2}{u_1}, \quad u = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot (d)^2} = \frac{4 \cdot Q_m}{\rho \cdot \pi \cdot (d)^2}.$$

$$\text{Число Рейнольдса: } Re = \frac{4 \cdot Q_m}{\rho \cdot \pi \cdot (d)^2} \cdot \frac{\rho}{\eta} \cdot d = \frac{4 \cdot Q_m}{\eta \cdot \pi \cdot d}.$$

Отметим, что в последнем выражении все величины, входящие в правую часть равенства, являются величинами

постоянными, отсюда: $Re = const$. По этой причине для определения величины потерь напора можно воспользоваться обычным уравнением Бернулли. Для горизонтальной трубы одинакового диаметра линейные потери определяются как:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_{cp} \cdot g} = h_\lambda. \quad \text{Средняя плотность определяется как сумма}$$

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}.$$

Линейные потери можно определить, как и в случае с жидкостью по формуле Дарси:

$$h_\lambda = \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2g}. \quad \text{В качестве скорости } (u^2) \text{ берут квадрат}$$

средней скорости $u = \frac{u_1 + u_2}{2}$. Коэффициент линейных потерь (движение турбулентное, $Re \geq 4000$) можно определить по формуле Альтшуля: $\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta z}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ или Блазиуса (для гидравлически гладких труб) $\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$. Эквивалентную шероховатость берут из таблиц для жидкости. Для газопроводов низкого давления (избыточное давление до 5 КПа) массовый расход можно представить как произведение объёмного расхода при нормальных условиях Q_0 (давление 100 КПа и температура 25°C) на плотность газа при тех же нормальных условиях ρ_0 . В этом случае потери давления на трение (гидравлические потери) можно представить в виде формулы:

$$\begin{aligned} u = \frac{Q_0}{S} &= \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot (d)^2}; & h_\lambda &= \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2g} = \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot \left[\frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot (d)^2} \right]^2}{d \cdot 2g} = \\ &= \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot \left[\frac{16 \cdot Q_0^2}{\pi^2 \cdot (d)^4} \right]}{d \cdot 2g}; & \frac{P_1 - P_2}{\rho_0 \cdot g} &= h_\lambda = \lambda_{тр} \cdot \\ & \frac{L \cdot \left[\frac{16 \cdot Q_0^2}{\pi^2 \cdot (d)^4} \right]}{d \cdot 2g}; \end{aligned}$$

$$P_1 - P_2 = \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot 8 \cdot \frac{L}{d^5} \cdot \frac{Q^2}{\pi^2} \quad Q = Q_0 - \text{расход газа}$$

при нормальных условиях ($\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$). При измерении объёмного расхода в $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$, а диаметра (внутреннего) трубы в см, формулу можно переписать в виде [7]:

$$P_1 - P_2 = 626,1 \cdot \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L}{d^5} \cdot Q_0^2.$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot Q_m}{\rho \cdot \pi (d)^2} \cdot \frac{\rho}{\eta} \cdot d = \rho_0 \cdot \frac{4 \cdot Q_0}{\eta \cdot \pi \cdot d} = \frac{4 \cdot Q_0}{\nu \cdot \pi \cdot d}.$$

Здесь ν - кинематическая вязкость газа. Если брать объёмный расход газа в $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$, а диаметр трубы в см, то формулу можно переписать в

$$\text{виде: } \text{Re} = 0,0354 \cdot \frac{Q_0}{\nu \cdot d}.$$

Для высоких и средних давлений транспортируемого газа потери давления на трение можно найти из соотношения [7]:

$$P_1^2 - P_2^2 = P_0 \cdot \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L}{d^5} \cdot \frac{Q^2}{81 \cdot \pi^2} = 1,268 \cdot \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L}{d^5} \cdot Q^2$$

Здесь P_0 - нормальное атмосферное давление (0,101325 МПа).

Расход газа (при нормальных условиях) берётся в $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$, диаметр трубы (внутренний) - в см.

При наличии на участке газопровода местных сопротивлений потери давления увеличатся. Как и в случае с жидкостью, линейные потери в этом случае необходимо суммировать с местными потерями.

Задача 13. Массовый расход транспортируемого газа по трубе диаметром $d = 1020$ мм составляет $Q_m = 180 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$. Определить скорости движения газа в начальном и конечном сечениях, если плотность газа уменьшилась с $\rho_1 = 45 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ до

$$\rho_2 = 25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Решение.

Находим скорость движения газа в начальном сечении (на начальном участке газопровода):

$$u_1 = \frac{Q_V}{S} = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot (d)^2} = \frac{4 Q_m}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (d)^2} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{45 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 3,14 \cdot (1,02 \text{ м})^2} = 4,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

В конечном сечении (на конечном участке газопровода):

$$u_2 = \frac{Q_V}{S} = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot (d)^2} = \frac{4 Q_m}{\rho_2 \cdot \pi \cdot (d)^2} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 3,14 \cdot (1,02 \text{ м})^2} = 8,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Вывод: уменьшение плотности газа вследствие его расширения за счёт падения давления (потери энергии на преодоление сил трения) приводит к увеличению скорости его движения при неизменном диаметре. В жидкостях в таких условиях скорость не меняется, так как жидкость практически несжимаема.

Задача 14. Определить потери давления на участке прямого газопровода низкого давления длиной 100 м и диаметром 15 см, если объёмный расход (при нормальных условиях) транспортируемого газа (газ-метан) составляет $Q_0 = 300 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$, а плотность газа (при нормальных условиях) $\rho_0 = 0,64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Труба шероховатая, эквивалентная шероховатость составляет $\Delta_s = 0,01$ см (стальная труба). Коэффициент динамической вязкости (метана) при нормальных условий принять равным $\eta = 1 \cdot 10^{-5}$ Па · с. Для определения коэффициента линейных потерь $\lambda_{\text{тр}}$ использовать формулы для жидкости.

Решение.

Для определения потерь давления используем приведенные выше уравнения:

$$P_1 - P_2 = 626,1 \cdot \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L}{d^5} \cdot Q_0^2$$

$$\text{Re} = 0,0354 \cdot \frac{Q_0}{v \cdot d} \quad v = \frac{\eta}{\rho_0} = \frac{1 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}}{0,64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}} = 1,56 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\text{Re} = 0,0354 \cdot \frac{Q_0}{v \cdot d} = 0,0354 \cdot \frac{300}{1,56 \cdot 10^{-5} \cdot 15} = 45400$$

$$\text{Находим } \frac{d}{\Delta_s} = \frac{15 \text{ см}}{0,01 \text{ см}} = 1,5 \cdot 10^3. \quad 10 \frac{d}{\Delta_s} = 15000; \quad 560 \frac{d}{\Delta_s} = 8,4 \cdot 10^5$$

$$\text{Так как } 10 \frac{d}{\Delta_3} < \text{Re} < 560 \frac{d}{\Delta_3} \quad 15000 < 45400 < 8,4 \cdot 10^5, \text{ то}$$

для нахождения коэффициента гидравлического трения используем формулу Альтшуля в виде:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 (0,00067 + 0,00151)^{0,25}$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot (0,00217)^{0,25} = 0,11 \cdot 0,216 = 0,024$$

Находим падение давления на данном участке газопровода:

$$P_1 - P_2 = 626,1 \cdot \rho_0 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L}{d^5} \cdot Q_0^2 = 626,1 \cdot 0,64 \cdot 0,024 \cdot \frac{100}{(15)^5} \cdot (300)^2 \text{ Па};$$

$$P_1 - P_2 = 114 \text{ Па.}$$

Ответ: гидравлические потери давления при транспортировке газа составят 114 Па.

Задача 15. Из широкого бака вытекает по трубе вода со скоростью $2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Определить расстояние от поверхности воды в баке до оси трубы, если полные потери напора в трубе составляют 0,6 м. Диаметр трубы одинаков по всей её длине. Коэффициенты Кориолиса принять равными 1.

Решение:

Запишем и проанализируем уравнение Бернулли для данного случая.

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} + h_{1-2}$$

$$(z_1 - z_2) + \left(\frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} \right) + \left(\frac{\alpha \cdot u_1^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha \cdot u_2^2}{2 \cdot g} \right) = h_{1-2}$$

За нулевой уровень принимаем линию 0-0, совпадающую с осью трубы.

Первый геометрический напор по определению $z_1 = H$, а второй $z_2 = 0$.

Пьезометрические напоры в сечениях 1-1 и 2-2 одинаковы, так как

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g}; \quad \frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_{\text{атм}}}{\rho g}; \quad \text{и} \quad H_{п1} - H_{п2} = 0.$$

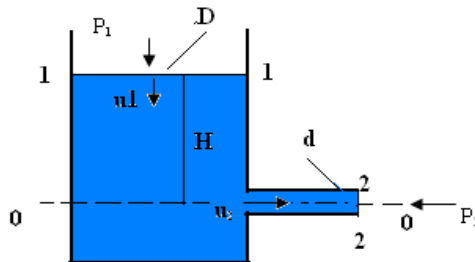


Рисунок к задаче 15.

Уравнение Бернулли для данного случая принимает следующий вид:

$$H = \frac{u^2}{2g} + h_{1-2}; \quad H = \frac{(2,5 \frac{m}{c})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{m}{c^2}} + 0,6 \text{ м} = 0,92 \text{ м}.$$

Ответ: расстояние от уровня поверхности жидкости в баке до центра трубы равно $H = 0,92 \text{ м}$.

Задача 16. (задача повышенной сложности). Из открытого резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень, по стальному трубопроводу (эквивалентная шероховатость Δ_s) состоящему из труб различного диаметра d и различной длины L , вытекает в атмосферу вода, расход которой Q и температура t °C.

Требуется:

1. Определить скорости движения воды и потери напора (по длине и местные) на каждом участке трубопровода.
2. Установить величину напора H в резервуаре.
3. Построить напорную и пьезометрическую линии (можно без соблюдения масштаба). Пусть $d_1 = d_3 = 15 \text{ мм}$, $d_2 = 20 \text{ мм}$, длины всех трёх участков одинаковы и равны $L_1 = L_2 = L_3 = 1 \text{ м}$. Расход жидкости принимаем равным $Q = 30 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Эквивалентную шероховатость труб считаем равной $\Delta_s = 0,1 \text{ мм}$

Решение.

Запишем уравнение Бернулли для сечений 1-1 и 5-5: (только для этих сечений известны давления $P_1 = P_{ат}$ и $P_5 = P_{ат}$):

$$\left[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} \right] = \left[z_5 + \frac{P_5}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_5)^2}{2 \cdot g} \right] + h_{1-5}$$

За нулевой уровень удобно принять плоскость, проходящую через ось трубопровода О-О. В этом случае $z_1 = H$, $z_5 = 0$. Средняя скорость в сечении 1-1 гораздо меньше скорости в сечении 5-5. Это следует из уравнения неразрывности струи: $u_1 \cdot S_1 = u_5 \cdot S_5$; $u_5 = u_1 \cdot \frac{d_1^2}{d_5^2}$ следует, что скорость жидкости на первом участке 1-2 гораздо меньше скорости на участке 4-5, так как диаметр бака гораздо больше диаметра трубы, и ею можно пренебречь. Скорость в пятом

сечении-это скорость на участке 4-5, в 4-ом –на участке 3-4, в третьем -2-3. В принципе, эти обозначения условны. При расчётах линейных и местных потерь напора, как будет показано ниже, выбираются скорости на конкретных участках. С учётом сказанного, уравнение Бернулли для данного случая принимает следующий вид: $H = \alpha_5 \cdot \left[\frac{(u_5)^2}{2 \cdot g} \right] + h_{1-5}$ Величина напора в резервуаре идёт на создание скоростного напора и на преодоление всех потерь напора, чтобы донести нужный расход (задаваемый расход) до конца трубопровода. Коэффициент Кориолиса

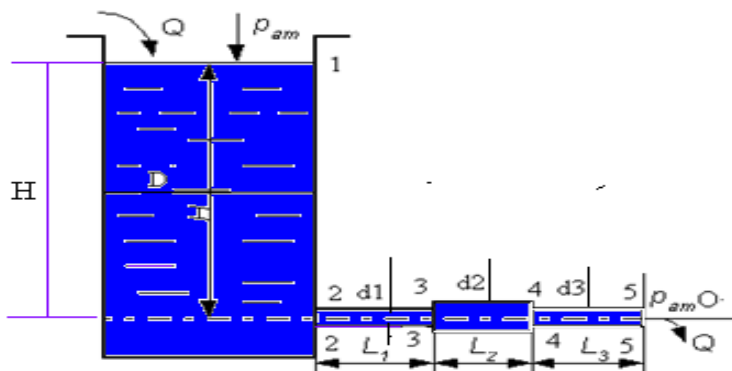


Рисунок к задаче 16.

$\alpha_5 = 1$ для турбулентного течения и $\alpha_5 = 2$ для ламинарного течения.

Чтобы определить вид движения жидкости, рассчитаем число

Рейнольдса, для участка 4-5. $Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta}$; при температуре 20°C

плотность воды $\rho = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, динамическая вязкость $\eta = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

$$\text{Скорость на участке 4-5: } u_5 = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_3^2}; \quad u_5 = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 4}{3,14 (0,015 \text{ м})^2} = 2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Re_{4-5} = Re_{2-3} = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \text{м}}{10^{-3} \text{Па} \cdot \text{с}} = 42460. \quad (15 \text{ мм} =$$

0,015 м = 1,5 · 10⁻² м) Это турбулентный режим движения,

$\alpha_5=1$. На участке 3-4 значение скорости

$$u_3 = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_3^2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 4}{3,14 (0,020 \text{ м})^2} = 1,59 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$Re_{3-4} = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1,59 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 2,0 \cdot 10^{-2} \text{м}}{10^{-3} \text{Па} \cdot \text{с}} = 31800.$$

Это так же турбулентный режим течения жидкости.

Полные потери напора на участке 1-5 (h_{1-5}) складываются из линейных потерь на участках между сечениями 1-2, 2-3, 3-4 и 4-5 и местных потерь в сечениях 2-2, 3-3 и 4-4.

$$h_{1-5} = h_{1-2}^{\text{л}} + h_{2-3}^{\text{л}} + h_{3-4}^{\text{л}} + h_{4-5}^{\text{л}} + h_2^{\text{м}} + h_3^{\text{м}} + h_4^{\text{м}}.$$

Для нахождения линейных потерь используем формулу

Дарси:
$$h^{\text{л}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{L}{d} \right) \cdot \frac{u^2}{2g}.$$

На участке 1-2 (между сечениями 1-1 и 2-2) линейные потери малы и ими можно пренебречь. На участке 2-3, 3-4 и 4-5:

$$h_{2-3}^{\text{л}} = \lambda_{2\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{2-3}}{d_2} \right) \cdot \frac{u_2^2}{2g}; \quad h_{3-4}^{\text{л}} = \lambda_{3\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{3-4}}{d_3} \right) \cdot \frac{u_3^2}{2g}.$$

$$h_{4-5}^{\text{л}} = \lambda_{4\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{4-5}}{d_2} \right) \cdot \frac{u_4^2}{2g}.$$

Местные потери в сечениях 2-2, 3-3 и 4-4 находим по

формуле Вейсбаха:
$$h_2^{\text{м}} = \varepsilon_2 \cdot \frac{u_2^2}{2g}; \quad h_3^{\text{м}} = \varepsilon_3 \cdot \frac{u_3^2}{2g}; \quad h_4^{\text{м}} = \varepsilon_4 \cdot \frac{u_4^2}{2g}.$$

При внезапном расширении в сечениях 2-2 и 4-4 скорость выбирается после местного сопротивления (u_2 и u_4), а при

внезапном сужении в сечении 3-3 скорость выбирается до местного сопротивления (u_2). Из справочника находим: $\varepsilon_2=0,5$ (выход из бака в трубу). Для внезапного расширения при отношении $\frac{S_2}{S_3} = 0,56$ $\varepsilon_3=0,19$. Для внезапного сужения при $\frac{S_4}{S_3} = 0,56$ $\varepsilon_4 = 0,22$. Значения скорости на участке 2-3 и 4-5 одинаковы и равны: $u_5 = u_{2-3} = u_{4-5} = 2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Для нахождения коэффициента гидравлического трения на участке 2-3 необходимо подобрать формулу из соответствующей области турбулентного режима.

Для этого вначале рассчитаем значения: $10 \frac{d}{\Delta_3} = \frac{10 \cdot 15 \text{ мм}}{0,1 \text{ мм}} =$

1500 и $560 \frac{d}{\Delta_3} = \frac{560 \cdot 15 \text{ мм}}{0,1 \text{ мм}} = 84100$. $4000 < 42460 < 84000$. Это

вторая область турбулентного течения. Для расчёта коэффициента гидравлического трения выбираем формулу Альтшуля:

$$\lambda_{2-3} = 0,11 \left(\frac{\Delta_2}{d_2} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 (0,0067 + 0,0016)^{0,25} = 0,033$$

$$\lambda_{3-4} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d_3} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 (0,005 + 0,002)^{0,25} = 0,032.$$

$$\lambda_{4-5} = \lambda_{2-3} = 0,033$$

Расчёты показывают, что коэффициент линейных (гидравлических) потерь по всей длине трубы примерно одинаков: $\lambda=0,03$.

Находим линейные потери напора на всех трёх участках:

$$h_{2-3}^{\text{л}} = h_{4-5}^{\text{л}} = \lambda_{2\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{2-3}}{d_2} \right) \cdot \frac{u_2^2}{2g}; h_{2-3}^{\text{л}} = 0,03 \cdot \left(\frac{1 \text{ м}}{0,015 \text{ м}} \right) \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \right] =$$

$$= 0,82 \text{ м.} \quad h_{3-4}^{\text{л}} = \lambda_{2\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{3-4}}{d_3} \right) \cdot \frac{u_3^2}{2g}.$$

$$h_{3-4}^{\text{л}} = 0,03 \cdot \left(\frac{1 \text{ м}}{0,020 \text{ м}} \right) \cdot \left[\frac{(1,59 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \right] = 0,19 \text{ м.}$$

Находим местные потери:

$$h_2^M = \varepsilon_2 \cdot \frac{u_2^2}{2g} = 0,5 \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{M}{C})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{M}{C^2}} \right] = 0,20 \text{ м}$$

$$h_3^M = \varepsilon_3 \cdot \frac{u_2^2}{2g} = 0,19 \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{M}{C})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{M}{C^2}} \right] = 0,08 \text{ м}$$

$$h_4^M = \varepsilon_4 \cdot \left(\frac{u_4^2}{2g} \right) = 0,22 \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{M}{C})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{M}{C^2}} \right] = 0,09 \text{ м}$$

Полные потери напора на участке 1-5:

$$h_{1-5} = h_{1-2}^H + h_{2-3}^H + h_{3-4}^H + h_{4-5}^H + h_2^M + h_3^M + h_4^M$$

$$h_{1-5} = 0 + 0,82 \text{ м} + 0,19 \text{ м} + 0,82 \text{ м} + 0,20 \text{ м} + 0,08 \text{ м} + 0,09 \text{ м} = 2,2 \text{ м}$$

Величина напора в резервуаре:

$$H = \alpha_5 \cdot \left[\frac{u_5^2}{2g} \right] + h_{1-5} = \left[\frac{(2,83 \frac{M}{C})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{M}{C^2}} \right] + 2,2 \text{ м} = 0,41 \text{ м} + 2,2 \text{ м} = 2,61 \text{ м}$$

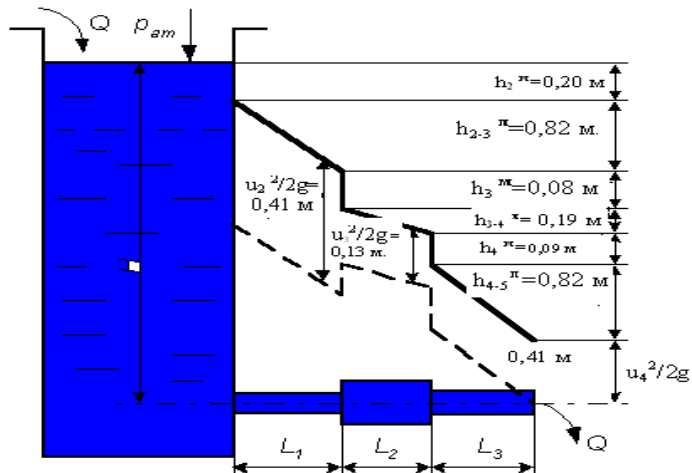


Рисунок к задаче 16. Примерное изображение напорных линий (полного и пьезометрического напоров).

Вернёмся ещё раз к уравнению Бернулли:

$$\left[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} \right] = \left[z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} \right] + h_{1-2}$$

В левой части сумма $\left[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} \right]$ называется напором в первом сечении. Он всегда больше, чем напор во втором сечении $\left[z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} \right]$ на величину потерь h_{1-2} . Следовательно, чтобы найти напор во втором сечении, надо из значений напора в сечении 1 вычесть потери напора. Напорную линию строим следующим образом. Откладываем вдоль вертикальной оси (трубопровод начинается в сечении (2-2)) $H = 2,61$ м. В сечении (2-2) теряется на местном сопротивлении (вход в трубу) $h_{2-2}^M = 0,20$ м. При движении жидкости по трубе на участке между сечениями (2-2) и (3-3) в виде линейных потерь напора теряется $h_{2-3}^L = 0,82$ м. Местные потери напора в сечении (3-3) равны $h_{3-3}^M = 0,08$ м. Линейные потери на участке (3-4) составляют $h_{3-4}^L = 0,19$ м. Местные потери в сечении (4-4) $h_{4-4}^M = 0,09$ м. Линейные потери на участке (4-5) $h_{4-5}^L = 0,82$ м. Соединяем полученные точки и строим напорную линию. Для построения пьезометрической линии из значений напора в соответствующих точках вычитаем скоростной напор $\left(\frac{u^2}{2g} \right)$.

На участках (2-3) и (4-5) $\frac{u_2^2}{2g} = 0,41$ м, а на участке (3-4) скоро-

стной напор $\frac{u_3^2}{2g} = 0,13$ м. На участке (4-5) скоростной напор

$\frac{u_4^2}{2g} = 0,41$ м. Соединяем полученные точки прямыми и получаем

пьезометрическую линию.

Примечание: рисунок выполнен не в масштабе.

1.2. Гидравлические машины и гидропривод

Задача 17. Центробежный насос перекачивает воду из колод-

ца с уровнем воды на $z_{в} = 2,5$ м ниже центра насоса в бак с уровнем воды на 10 м выше центра насоса ($H_{ст} = 12,5$ м). Определить напор, создаваемый насосом, и полезную мощность насоса, если диаметры и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны $d_1 = 75$ мм, $d_2 = 50$ мм, $l_1 = 8$ м, $l_2 = 18$ м, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе $\varepsilon_1 = 3$, коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной трубе $\varepsilon_2 = 4$, коэффициент гидравлического трения труб $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0,03$, подача насоса $Q_n = 3,1$ л/с. Оценить значение полезной мощности.

Решение.

На рисунке приведена примерная схема насосной установки. Насос 5 перекачивает жидкость из расходного бака 2 в напорный бак 11 по всасывающему 3 и нагнетательному напорному 6 трубопроводам. На всасывающем трубопроводе установлен фильтр и обратный клапан 1, вакуумметр 8, а на напорном - манометр 9 и запорно-регулирующее устройство 7.

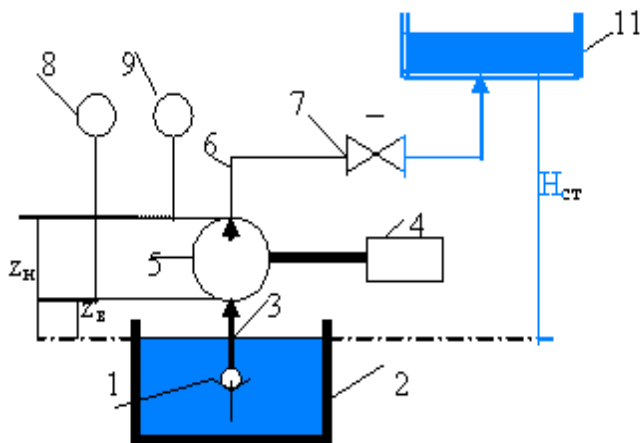


Рисунок к задаче 17.

Подача насоса Q -объем жидкости, подаваемой насосом в единицу времени. Подача насоса зависит от геометрических размеров насоса и скорости движения его рабочих органов, а также характеристик трубопровода, по которому перекачивается жидкость.

Напор насоса H_n равен разности удельных энергий жидкости в выходном патрубке e_2 и входном патрубке e_1 :

$$H_n = e_2 - e_1. \quad (17-1)$$

Пусть нулевой уровень (поверхность сравнения) совпадает с уровнем жидкости в нижнем баке (расходный бак). Обозначим расстояние от нулевого уровня до центра насоса $z_B = z_1$, расстояние от выходного отверстия (нагнетательного) до нулевого уровня $z_2 = z_n$, а расстояние от нулевого уровня до уровня жидкости в верхнем (напорном) баке $z_3 = H_{ст}$. Назовём это расстояние статическим (или геометрическим) напором насосной установки, т.е. это высота, на которую поднимается жидкость:

$H_{ст} = z_{вб} - z_{нб}$, (17-2) где $z_{нб}$ -расстояние от произвольного нулевого уровня до поверхности жидкости в нижнем баке; $z_{вб}$ -соответственно расстояние от этого же уровня до поверхности жидкости в верхнем (напорном) баке. В данном примере $z_{нб} = 0$ (поверхность нулевого уровня совпадает с поверхностью жидкости в нижнем баке), а $z_{вб} = H_{ст} = 2,5 \text{ м} + 10 \text{ м} = 12,5 \text{ м}$. (17-3)

Значения удельных энергий (полный напор жидкости в данном сечении) во всасывающем и нагнетательном трубопроводах равны соответственно:

$$e_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g}; \quad e_1 = z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g}.$$

Записываем уравнение Бернулли (реальная жидкость) для сечений 0-1 (поверхность жидкости в нижнем баке -входное отверстие в насосе), учитывая обозначения высот, сделанные выше:

$$z_0 + \frac{P_0}{\rho \cdot g} + \frac{u_0^2}{2g} = z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{u_1^2}{2g} + h_{вс} \quad (17-4)$$

. Слагаемые в левой части уравнения равны 0, а слагаемые в правой части есть сумма

удельной энергии во входном отверстии насоса плюс полные потери напора (удельной энергии) во всасывающей трубе $h_{вс}$:
 $0 = e_1 + h_{вс}$ (17-5).

Для сечений 1-2 (выходное отверстие из насоса-поверхность жидкости в напорном баке) уравнение Бернулли имеет вид:

$$z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{u_2^2}{2g} = z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{u_3^2}{2g} + h_n \quad (17-6).$$

$z_3 = H_{ст}$; избыточное давление, $P_3 = P_{изб} = 0$ (бак открыт); скорость жидкости в верхнем бассейне $u_3 = 0$, h_n - полные потери напора в нагнетательной трубе.

Перепишем уравнение (17-6) с учётом вышесказанного:

$e_2 = H_{ст} + h_n$ (17-7). Уравнение (17-1) можно переписать в виде:
 $H_n = e_2 - e_1 = (H_{ст} + h_n) - (-h_{вс})$; $H_n = H_{ст} + h_{пот}$. (17-8) где
 $h_{пот} = h_{вс} + h_n$ (17-9) $H_{ст} = 2,5 \text{ м} + 10 \text{ м} = 12,5 \text{ м}$

Полные потери напора находим отдельно для всасывающего и напорного трубопроводов.

$h_{пот} = h_{вс} + h_n$. Они складываются из линейных и местных потерь, которые находятся из уравнений Дарси и Вейсбаха:

$$h_{вс} = h^l + h^m = \lambda_1 \cdot \left(\frac{l_1}{d_1}\right) \cdot \frac{u_1^2}{2g} + \epsilon_1 \frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} [\lambda_1 \cdot \left(\frac{l_1}{d_1}\right) + \epsilon_1];$$

$$h_n = h^l + h^m = \lambda_2 \cdot \left(\frac{l_2}{d_2}\right) \cdot \frac{u_2^2}{2g} + \epsilon_2 \frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} [\lambda_2 \cdot \left(\frac{l_2}{d_2}\right) + \epsilon_2].$$

Средняя скорость жидкости во всасывающей трубе:

$$u_1 = \frac{Q}{s_1} = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_1^2} = \frac{3,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 4}{3,14 (0,075 \text{ м})^2} = 0,70 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Скорость жидкости в нагнетательной трубе:

$$u_2 = \frac{Q}{s_2} = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_2^2} = \frac{3,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 4}{3,14 (0,05 \text{ м})^2} = 1,58 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad \text{Находим потери}$$

напора: А) во всасывающей трубе:

$$h_{\text{вс}} = \lambda_1 \cdot \left(\frac{l_1}{d_1}\right) \cdot \frac{u_1^2}{2g} + \varepsilon_1 \frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} [\lambda_1 \cdot \left(\frac{l_1}{d_1}\right) + \varepsilon_1];$$

$$h_{\text{вс}} = \frac{(0,7 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \cdot [0,03 \frac{8 \text{ м}}{0,075 \text{ м}} + 3] = 0,025 \text{ м} \cdot 6,2 = 0,155 \text{ м}.$$

Б) в нагнетательной трубе:

$$h_{\text{н}} = \frac{u_2^2}{2g} [\lambda_2 \cdot \left(\frac{l_2}{d_2}\right) + \varepsilon_2] = \frac{(1,58 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \cdot [0,03 \frac{18 \text{ м}}{0,05 \text{ м}} + 4];$$

$$h_{\text{н}} = 0,127 \text{ м} \cdot 14,8 = 1,88 \text{ м}.$$

Полные потери удельной механической энергии воды в трубопроводах: $h_{\text{пот}} = h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} = 0,155 \text{ м} + 1,88 \text{ м} = 2,04 \text{ м}.$

Напор, развиваемый насосом:

$$H_{\text{н}} = H_{\text{ст}} + h_{\text{пот}} = 12,5 \text{ м} + 2,04 \text{ м} = 14,54 \text{ м}.$$

Полезная мощность насоса определяется из соотношения:

$$N_{\text{п}} = P_{\text{н}} \cdot Q = \rho g H_{\text{н}} \cdot Q = 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 14,54 \text{ м} \cdot 3,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 442 \text{ Вт}$$

Ответ: полный напор насоса равен 14,54 м; полезная мощность насоса, необходимая для подачи жидкости в данных условиях, должна составлять 442 кВт.

Задача 18. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $P_2=0,35 \text{ МПа}$, вакуум перед входом в насос $h_{\text{вак}}= 294 \text{ мм.рт.ст.}$; подача насоса $Q=6,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, крутящий момент на валу насоса $M=41 \text{ Н}\cdot\text{м}$; частота вращения вала насоса $n = 800 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$. Определить мощность, развиваемую насосом, потребляемую мощность и к.п.д. насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

Решение.

Полезная мощность (мощность, сообщаемая насосом жидкости):

$$N_{\text{п}} = P \cdot Q = (P_2 - P_{\text{вак}}) \cdot Q = (P_2 + h_{\text{вак}} \cdot \rho_{\text{рт}} \cdot g) \cdot Q.$$

$$N_{\text{п}} = (3,5 \cdot 10^5 \text{ Па} + 13600 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,294 \text{ м}) \cdot 6,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} =$$

$$(3,5 \cdot 10^5 \text{ Па} + 0,392 \cdot 10^5 \text{ Па}) \cdot 6,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 25,3 \cdot 10^2 \text{ Вт} = 2,53 \text{ кВт}.$$

Потребляемая мощность $N_{\text{потр}} = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \text{ н}.$

$$N_{\text{потр}} = 41 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot \left(\frac{800}{60 \text{ с}}\right) = 3,43 \text{ кВт}.$$

$$\text{К.п.д.} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{потр}}} = \frac{2,53 \text{ кВт}}{3,43 \text{ кВт}} = 0,74.$$

Ответ: $N_{\text{п}} = 2,53 \text{ кВт}$; $N_{\text{потр}} = 3,43 \text{ кВт}$; $\text{К.п.д.} = 0,74.$

Задача 19. Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный $M=2 \text{ кН} \cdot \text{м}$ при угловой скорости поворота $\omega=2 \text{ с}^{-1}$. Размеры гидродвигателя: внутренний диаметр $D=200 \text{ мм}$, $d=100 \text{ мм}$, ширина лопастей $b = 60 \text{ мм}$, объёмный КПД $\eta_0 = 0,75$, механический КПД $\eta_{\text{мех}} = 0,9$. Определить требуемое давление насоса и необходимую подачу.

Решение.

Угловую скорость вращения вала шиберного поворотного двигателя с учётом потерь определяют по формуле :

$$\omega = \frac{8 \cdot \eta_0 \cdot Q}{z \cdot b \cdot (D^2 - d^2)} ; \quad \text{Здесь } z - \text{число шиберов}.$$

Отсюда находим расход: $Q = \frac{z \cdot b \cdot (D^2 - d^2) \cdot \omega}{8 \cdot \eta_0} ;$

$$Q = \frac{2 \cdot 0,6 \text{ м} \cdot (0,04 \text{ м}^2 - 0,01 \text{ м}^2) \cdot 2 \frac{1}{\text{с}}}{8 \cdot 0,75} = 1,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Момент на валу поворотного двигателя:

$$M = \frac{z \cdot b \cdot (D^2 - d^2) \cdot P \cdot \eta_{\text{мех}}}{8}; \quad \text{Отсюда находим требуемое давление:}$$

$$P = \frac{8 \cdot M}{z \cdot b \cdot (D^2 - d^2) \cdot \eta_{\text{мех}}}.$$

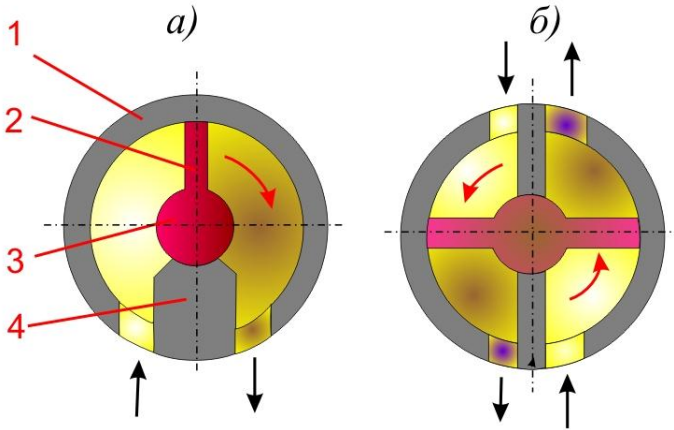


Рисунок к задаче 19. Шиберные (поворотные) гидродвигатели:
а) одношиберный; б) двухшиберный

1-корпус; 2-пластина (шибер); 3-поворотный ротор; 4-перемычка.

$$P = \frac{8 \cdot 2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}}{2 \cdot 0,06 \text{ м} \cdot (0,04 \text{ м}^2 - 0,01 \text{ м}^2) \cdot 0,9} = 4,94 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,94 \text{ МПа}.$$

Ответ: требуемое давление: $P = 4,94 \text{ МПа}$.

Задача 20. Крутящий момент на валу гидромотора

$M_{\text{гм}} = 62 \text{ н} \cdot \text{м}$; частота вращения вала гидромотора $n_{\text{гм}} = 510 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$,

рабочий объём гидромотора $V_{\text{гм}} = 55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; объёмный КПД гидромотора $\eta_{\text{огм}} = 0,94$; механический КПД гидромотора $\eta_{\text{мгм}} = 0,90$; утечки жидкости в гидрораспределителе

$Q_{у.г.р} = 1,2 \cdot 10^{-6} \frac{м^3}{с}$; потери давления на гидрораспределителе при проходе в одном направлении полного расхода насоса $\Delta P_{г.р.} = 0,4$ МПа; потери давления на гидролинии до гидрораспределителя $\Delta P_{л.г.р} = 0,1$ МПа; потери давления на гидролинии слива с гидрофильтром $\Delta P_{сл.ф.} = 0,7$ МПа; полный кпд гидронасоса $\eta_n = 0,88$. Определить мощность насоса N_n , мощность гидропривода $N_{г.п.}$, кпд гидропривода $\eta_{г.п.}$. Схема гидропривода представлена на рисунке ниже.

Решение:

Мощность насоса определяется как произведение давления, развиваемого насосом, на его подачу: $N_n = P_n \cdot Q_n$; (20-1)

Подачу насоса определяем как сумму расхода жидкости через гидромотор и утечек жидкости в гидрораспределителе:

$$Q_n = Q_{г.м.} + Q_{у.г.р.}; \quad (20-2) \quad \text{Расход жидкости через гидромотор}$$

можно определить, зная объёмный кпд гидромотора:

$$\eta_{ог.м} = \frac{Q_{т.гм}}{Q_{д.гм}} = \frac{V_{огм} n_{гм}}{Q_{гм}}. \quad (20-3).$$

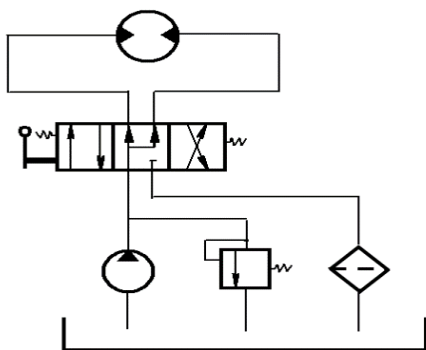


Рисунок к задаче 20.

Он равен отношению теоретически необходимого расхода жидкости через гидромотор к действительному расходу.

Теоретически необходимый расход определяется через рабочий объём гидромотора и число оборотов за ед. времени. Отсюда действительный расход жидкости, проходящей через гидромотор:

$$Q_{гм} = \frac{V_{огм} n_{гм}}{\eta_{ог.м}} = \frac{55 \cdot 10^{-6} м^3 \cdot 510 \frac{1}{с}}{60 \cdot 0,94} = 497 \cdot 10^{-6} м^3$$

$$Q_{ГМ} = 0,497 \cdot 10^{-3} \frac{М^3}{с} \quad (20-4) \quad \text{Подача насоса:}$$

$$Q_{н.} = Q_{ГМ.} + Q_{у.г.р.} = 0,497 \cdot 10^{-3} \frac{М^3}{с} + 1,2 \cdot 10^{-6} \frac{М^3}{с} = 0,4982 \cdot 10^{-3} \frac{М^3}{с}. \quad (20-5)$$

Давление, развиваемое насосом, необходимо для преодоления потерь давления на гидромоторе $\Delta P_{Г.М.}$, на гидрораспределителе $\Delta P_{Г.р.}$ (дважды, в прямом направлении и обратном) и на гидролиниях (подачи $\Delta P_{л.г.р.}$ и слива $\Delta P_{с.л.ф.}$):

$$P_{н.} = \Delta P_{Г.М.} + 2 \cdot \Delta P_{Г.р.} + \Delta P_{л.г.р.} + \Delta P_{с.л.ф.} \quad (20-6)$$

Перепад давления на гидромоторе можно определить из формулы, связывающей механический кпд гидромотора, потери давления и момент на валу гидромотора. Полный кпд гидромотора:

$$\eta_{Г.М.} = \frac{N_{п.Г.М.}}{N_{Г.М.}} = \frac{M_{Г.М.} \cdot \omega_{Г.М.}}{\Delta P \cdot Q_{Г.М.}} = \eta_0 \cdot \eta_{мех} \quad (\text{гидравлический кпд} = 1).$$

Расход жидкости, потребляемый гидромотором из трубопровода: $Q_{ГМ} = \frac{V_{огм} n_{ГМ}}{\eta_{ог.м}}$. Из последних двух формул находим выражение для механического кпд гидромотора:

$$\eta_{мех} = \frac{2\pi \cdot M_{ГМ}}{V_{ог.м} \cdot \Delta P_{Г.М.}}. \quad (20-7) \quad \text{Отсюда:} \quad \Delta P_{Г.М.} = \frac{2\pi \cdot M_{ГМ}}{V_{ог.м} \cdot \eta_{мех}};$$

$$\Delta P_{Г.М.} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 62 \text{ Н} \cdot \text{м}}{55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \cdot 0,90} = 7,87 \cdot 10^6 \text{ Па} = 7,87 \text{ МПа}. \quad (20-8)$$

$$P_{н.} = \Delta P_{Г.М.} + 2 \cdot \Delta P_{Г.р.} + \Delta P_{л.г.р.} + \Delta P_{с.ф.}; \quad (20-9)$$

$$P_{н.} = 7,87 \text{ МПа} + 2 \cdot 0,7 \text{ МПа} + 0,1 \text{ МПа} + 0,4 \text{ МПа} = 9,77 \text{ МПа}.$$

Мощность насоса (полезная, передаваемая жидкости):

$$N_{н.} = P_{н.} \cdot Q_{н.} = 9,77 \text{ МПа} \cdot 0,4982 \cdot 10^{-3} \frac{М^3}{с}; \quad (20-10)$$

$$N_{н.} = 4,867 \cdot 10^6 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \frac{М^3}{с} = 4,87 \cdot 10^3 \text{ Вт}. \quad \text{Потребляемую}$$

мощность насоса определяем из ф-лы для кпд насоса: $\eta_{н.} = \frac{Q_{н.} \cdot P_{н.}}{N}$;

$$(20-11) N = \frac{0,4982 \cdot 10^{-3} \frac{М^3}{с} \cdot 9,77 \cdot 10^6 \text{ Па}}{0,88}; \quad N = 5,531 \cdot 10^3 \text{ Вт} =$$

5,531 кВт.

Мощность гидропривода (развиваемая на валу гидромотора): определяется как произведение вращательного момента на

$$\text{угловую скорость: } N_{Г.п.} = M_{Г.п.} \cdot 2\pi \cdot n_{Г.М.}; \quad (20-12)$$

$$N_{г.п.} = 62 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot 6,28 \cdot 510 \frac{\text{об}}{\text{мин}} = 62 \text{ н} \cdot \text{м} \cdot 6,28 \cdot 8,5 \frac{1}{\text{с}} = 3310 \text{ вт} = 3,31$$

$$\text{квт.} \quad \text{КПД гидропривода: } \eta_{г.п.} = \frac{N_{г.п.}}{N} = \frac{3,31 \text{ квт}}{5,531 \text{ квт}} = 0,60 \quad (20-13)$$

Ответ: $N_n = 4,87 \cdot 10^3 \text{ вт}$; $N = 5,531 \text{ квт}$; $N_{г.п.} = 3,31 \text{ квт}$; $\eta_{г.п.} = 0,60$.

Задача 21. Определить давление, создаваемое насосом, и его подачу, если преодолеваемая сила вдоль штока $F=10 \text{ кН}$, а скорость перемещения поршня $v_n = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Учесть потерю давления на трение в трубопроводе, общая длина которого $l=8 \text{ м}$; диаметр $d=14 \text{ мм}$. Каждый канал распределителя по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода $l_s=100d$. Диаметр поршня $D=100 \text{ мм}$, площадью штока пренебречь. Вязкость масла $\chi = 1 \text{ Ст}$; плотность $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

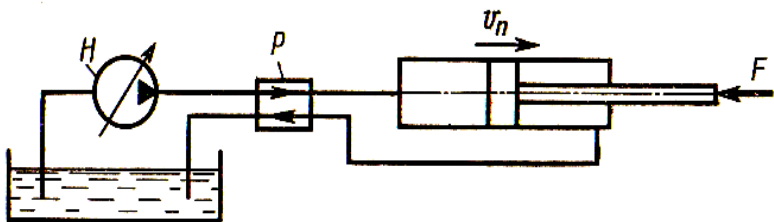


Рисунок к задаче 21.

Решение:

Примечание: единицей измерения кинематической вязкости

($\chi = \frac{\eta}{\rho}$) в системе СИ является величина ($\frac{\text{м}^2}{\text{с}}$). Часто на практике используется величина 1 ст (стокс) = $10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

Давление на выходе насоса идёт на преодоление усилия на штоке ΔP и давления потерь в трубопроводе $P_{пот}$: $P_n = \Delta P + P_{пот}$.

Для поршневого гидроцилиндра $F = \Delta P \cdot S$, где S -площадь поршня. Находим ΔP . Площадь поршня $S = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$.

$$\Delta P = \frac{F}{S} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3,14 \cdot (0,1 \text{ м})^2} = 1,274 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,274 \text{ МПа}$$

Для нахождения давления потерь: $P_{\text{пот}} = \rho \cdot g \cdot h_{\text{пот}}$ необходимо найти полные потери напора в трубопроводе. Они складываются из линейных потерь $h_{\text{пот}}^{\text{л}}$ и потерь в гидрораспределителе h_p .

$$h_{\text{пот}} = h_{\text{пот}}^{\text{л}} + h_p .$$

Для их нахождения используем формулу Дарси:

$$h_{\text{пот}}^{\text{л}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} ; \quad h_p = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_{\Sigma}}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} ;$$

Скорость движения жидкости в трубопроводе определим из формулы расхода:

$Q = u \cdot S_{\text{ж}}$ Здесь u – скорость движения жидкости по трубе, $S_{\text{ж}} = \frac{\pi}{4} d^2$ – площадь живого сечения потока.

В гидроцилиндрах гидравлические и объёмные потери близки к нулю. В этом случае, расходы жидкости до гидроцилиндра и после него можно считать одинаковыми. Следовательно, расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, можно найти из соотношения:

$$Q = v_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \frac{3,14}{4} (0,1 \text{ м})^2 = 0,785 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

$$u = \frac{Q}{S_{\text{ж}}} = \frac{Q}{4(\pi \cdot d^2)} = \frac{4 \cdot 0,785 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{3,14 \cdot (0,014 \text{ м})^2} = 5,10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для нахождения коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{тр}}$ рассчитаем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\eta} = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{5,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 0,014 \text{ м}}{10^{-4} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}} = 714.$$

При числах Рейнольдса меньше 2300 для нахождения коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{тр}}$ используется формула Пуай-

$$\text{зеля: } \lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{714} = 0,09.$$

Находим давление, развиваемое насосом на выходе:

$$P_H = \Delta P + P_{\text{пот}} = \Delta P + (h_{\text{пот}}^{\text{л}} + h_p) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_H = \Delta P + \left[\left(\lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} \right) + \left(\lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_3}{d} \cdot \frac{u^2}{2g} \right) \right] \cdot \rho g$$

$$P_H = \Delta P + \left[\left(\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \right) \cdot \frac{u^2}{2g} \right] \cdot (l + l_3) \cdot \rho \cdot g;$$

$$P_H = 1,274 \text{ МПа} + \left[\frac{0,09}{0,014 \text{ м}} \cdot \frac{(5,1 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2} \right] \cdot (8\text{м} + 2,8\text{м}) \cdot 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$P_H = 1,274 \text{ МПа} + 0,813 \text{ МПа} = 2,1 \text{ МПа}.$$

$$\text{Размерность: } \frac{1}{\text{м}} \cdot \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right)^2 \cdot \text{м} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{м}^2} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = \text{Па}.$$

Ответ: давление, развиваемое насосом $P_H = 2,1 \text{ МПа}$, подача

$$Q = 0,785 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Задания для самостоятельной работы и контрольные задания.

Задача 1. Бак с жидкостью объёмом V_0 охлаждается от начальной температуры t_0 до конечной температуры t . Найти конечное значение объёма жидкости V , если коэффициент объёмного (температурного) расширения для данной жидкости равен α_t .

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
V_0 , л	50	40	30	55	65	45	70	100	20	25
t_0 , °C	18	20	22	24	25	28	30	16	14	10
t , °C	0	-5	-10	-15	-20	-8	-12	-30	-25	-18
α_t , $10^{-3} \frac{1}{\text{град}}$	1,24	0,2	0,51	0,3	0,9	0,18	1,1	1,6	0,57	0,1

Задача 2. Бак заполнен жидкостью, занимающей объем V_0 . Найти изменение объёма жидкости ΔV и конечный объём V при увеличении давления в баке на ΔP при температуре $t=20^\circ\text{C}$. Среднее значение модуля объёмной упругости для жидкости при данной температуре принять равным k .

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
V_0 , м^3	1,2	2,6	0,8	0,6	2,2	3,4	3,8	4,4	5,1	0,9
ΔP , МПа	10	12	4	8	14	16	18	20	6	9
k , 10^9 Па	2,0	1,69	1,35	1,66	1,2	1,72	4,08	1,1	0,9	0,8

Задача 3. Определить коэффициент динамической и кинематической вязкости жидкости, если шарик диаметром d , плотность которого $\rho_{\text{ш}}$, падает в жидкости с постоянной скоростью u . Плотность жидкости $\rho_{\text{ж}}$

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
u , $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	0,57	0,68	0,52	2,2	0,9	0,96	0,8	0,7	1,1	1,42
d , мм	1,0	1,2	1,7	1,3	1,6	2,2	1,8	2,0	2,4	1,5
$\rho_{\text{ш}}$, $10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	1,2	1,8	1,5	1,4	1,9	2,0	1,6	1,3	2,2	1,5
$\rho_{\text{ж}}$, $10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	0,77	1,03	1,26	0,8	0,91	0,88	0,77	0,84	0,86	0,9

Задача 4. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого H , приняв плотность морской воды $\rho_{\text{ж}}$

$\left(\frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}\right)$ и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости равным K_y , МПа.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
K_y , МПа	2040	2080	2022	2140	2010	2090	2032	2051	2048	2042
H , м	1,2	2,8	3,5	4,4	5,8	6,0	7,6	8,1	9,2	10,4
$\rho_{ж}$, $10^3 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$	1,04	1,03	1,026	1,028	1,03	1,04	1,027	1,03	1,034	1,04

Задача 5. Определить массу бензина в цилиндрическом баке, если его диаметр равен D , высота жидкости в сосуде H , а расстояние от поверхности бензина до уровня воды в пьезометре h . Плотность бензина принять равной $\rho_{\text{б}}=700 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$, ВОДЫ $\rho_{\text{в}}=1000 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D , м	1,1	0,9	0,8	0,96	1,2	1,4	1,25	0,94	1,15	0,98
H , м	1,6	1,3	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9	1,25	1,65	1,45
h , м	0,3	0,28	0,35	0,36	0,4	0,42	0,38	0,31	0,39	0,28

Задача 6. В U-образную трубку налиты ртуть и вода. Определить h при условии: $h_{\text{рт}}$; плотность ртути

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_{\text{рт}}$, см	5	7	10	15	12	17	13	18	4	6

$\rho_{\text{рт}}=13,6 \cdot 10^3 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$, плотность воды $\rho_{\text{в}}=10^3 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3}$.

Задача 7. Определить показание мановакуумметра $p_{\text{мв}}$, если

к штоку поршня приложена сила F , его диаметр d , высота H , плотность жидкости ρ .

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	100	110	78	65	69	78	80	120	68	84
H , км	1,2	2,8	3,5	4,4	5,8	6,0	1,6	1,3	2,2	1,7
F , кН	0,27	0,38	0,22	0,2	0,46	0,26	0,32	0,5	0,48	0,42
$\rho_{ж}$, $10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	0,77	1,03	1,26	0,8	0,91	0,88	0,77	0,84	0,86	0,77

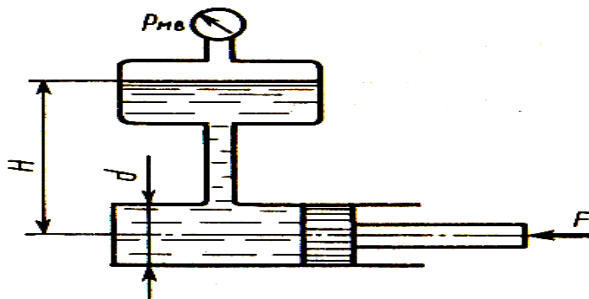


Рисунок к задаче 7.

Задача 8. Определить манометрическое давление в центре трубопровода (точка А), если высота столба ртути по пьезометру h_2 . Центр трубопровода расположен на h_1 ниже линии раздела между водой и ртутью.

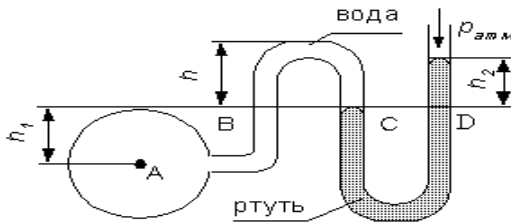


Рисунок к задаче 8.

+

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h_1 , см	25	16	8	40	50	25	16	12	8	40
h_2 , мм	300	200	100	400	500	700	800	100	150	250

Задача 9. По трубопроводу внутренним диаметром d перекачивается вода с расходом Q . Определить скорость воды в трубе u и режим её движения.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , м	0,02	0,05	0,07	0,1	0,25	0,5	0,3	0,01	0,15	0,03
Q , $\frac{м^3}{час}$	3	25	40	100	250	400	98	2	300	50

Задача 10. Разность пьезометрических напоров в сечениях 1-1 и 2-2 равна H . Определить коэффициент линейных потерь на участке между сечениями, если длина участка составляет L , диаметр трубы равен d , а расход жидкости равен Q .

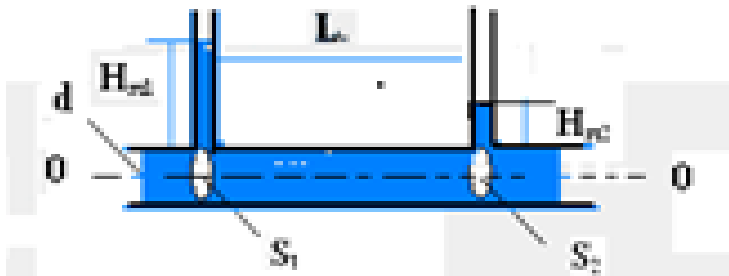


Рисунок к задаче 10.



Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H, \text{ см}$	30	100	60	40	35	45	50	70	80	55
$Q, \frac{\text{л}}{\text{с}}$	3,14	6,2	2,65	21,6	1,6	4,2	3,2	1,5	1,24	2,1
$L, \text{ м}$	0,1	0,3	0,25	0,15	0,2	0,25	0,25	0,24	0,40	0,22
$d, \text{ мм}$	20	30	25	50	20	25	25	25	20	25



Задача 11. В горизонтально расположенной трубе диаметром d , см на расстоянии L , м друг от друга расположены два пьезометра, между которыми находится кран, имеющий коэффициент местного сопротивления $\varepsilon = 2$. Определить коэф-

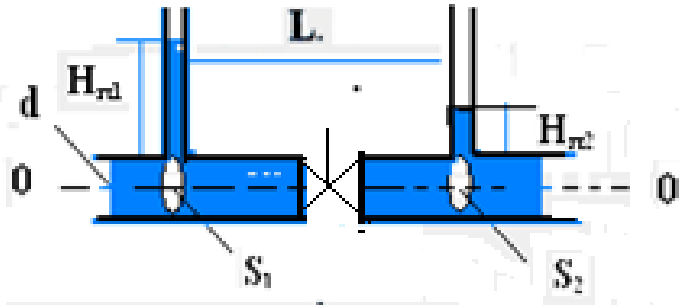


Рисунок к задаче 11.

коэффициент линейных потерь, если разность пьезометрических напоров равна $H = (H_1 - H_2) = (P_1 - P_2)/\rho g$, см, а расход жидкости в трубе составляет $Q, \frac{\text{л}}{\text{с}}$. (Применение уравнения Бернулли обязательно).

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
H, см	100	90	300	400	350	450	250	240	380	155
$Q, \frac{\text{л}}{\text{с}}$	3,14	2,2	2,65	0,6	1,6	3,2	2,7	3,5	1,24	2,1
L, м	1,1	0,6	0,2	1,2	0,3	0,25	0,4	0,94	0,80	0,42
d, мм	36	30	25	15	20	25	25	35	20	25
ε	1,1	1,3	1,6	4,2	2,1	1,8	1,1	2,6	3,6	1,0

Задача 12. По трубе диаметром d течёт жидкость со скоростью u . Принимая плотность жидкости равной ρ , а динамическую вязкость η определить число Рейнольдса Re , а затем коэффициент линейных потерь $\lambda_{тр}$, используя следующие формулы:

а) $Re < 2300$ – формулу Пуайзеля $\lambda_{тр} = \frac{64}{Re}$; б) $2320 < Re < 4000$

– формулу Френкеля $\lambda_{тр} = \frac{2,7}{Re^{0,53}}$; в) $4000 < Re < 10^5$ –

формулу Блазиуса $\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ или Конакова

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2} \cdot$$

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d, см	5,0	2,0	2,45	5,0	1,5	5,0	1,5	7,9	10,0	2,5
$U, \frac{м}{с}$	0,1	0,02	0,01	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	0,1
$\eta, \frac{Па \cdot с}{с}$	0,001	3,2 10^{-4}	5,3 10^{-4}	1,8 10^{-3}	0,05	0,02	0,02	0,04	3 10^{-3}	1,8 10^{-3}
$\rho, \frac{кг}{м^3}$	1,0	0,79	0,74	0,80	0,94	0,85	0,76	0,92	1,1	0,81

Задача 13. Массовый расход транспортируемого газа по трубе диаметром d составляет Q_m . Определить скорости движения

газа в начальном и конечном сечениях, если плотность газа уменьшилась с ρ_1 до ρ_2 .

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_m, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	140	120	130	150	125	135	145	155	160	125
$d, \text{мм}$	1000	790	1020	500	790	1020	500	320	1020	500
$\rho_1, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	50	60	45	35	65	45	40	45	50	40
$\rho_2, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	30	25	20	15	35	20	20	15	30	25

Задача 14. Определить потери давления на участке прямого газопровода низкого давления длиной L и диаметром d , если расход газа (природный газ) составляет Q_0 , а плотность газа (при нормальных условиях) ρ_0 . Труба шероховатая, эквивалентная шероховатость составляет Δ_s . Коэффициент кинематической вязкости (для газа) при нормальных условиях принять равным ν . Для определения коэффициента линейных потерь $\lambda_{гр}$ использовать формулы для жидкости.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\rho_0, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	0,68	0,70	0,71	0,72	0,73	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70
$\Delta_s, \text{см}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,01	0,02	0,03	0,04
$d, \text{мм}$	133	108	89	76	159	108	133	159	108	89
$L, \text{м}$	90	100	110	120	130	140	150	160	70	80
$\nu, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	1,3 10^{-5}	1,4 10^{-5}	1,5 10^{-5}	1,6 10^{-5}	1,7 10^{-5}	1,3 10^{-5}	1,5 10^{-5}	1,7 10^{-5}	1,4 10^{-5}	1,6 10^{-5}
$Q_0, \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$	350	250	100	75	150	200	300	250	100	90

Задача 15. Из широкого бака вытекает по трубе вода со скоростью U . Определить расстояние от поверхности воды в ба-

ке до оси трубы Н, если полные потери напора в трубе составляют $h_{1,2}$. Диаметр трубы одинаков по всей её длине.

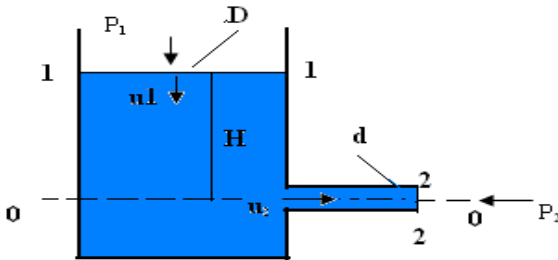


Рисунок к задаче 15.

Примечание: задача является упрощённым вариантом задачи 10, решение которой приведено выше.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h_{1,2}$, см	10	14	16	12	25	32	26	28	38	40
$U, \frac{м}{с}$	3,1	3,2	4,1	4,3	5,0	5,2	3,8	2,9	4,0	3,6

Задача 16. (повышенной сложности).

Из открытого резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень, по стальному трубопроводу (эквивалентная шероховатость Δ_s) состоящему из труб различного диаметра d и различной длины L , вытекает в атмосферу вода, расход которой Q и температура t °С.

Требуется:

1. Определить скорости движения воды и потери напора (по длине и местные) на каждом участке трубопровода.

2. Установить величину напора H в резервуаре.
 3. Построить напорную и пьезометрическую линии (можно без соблюдения масштаба).

Вариант 1: пусть $d_1 = d_3 = 20$ мм, $d_2 = 25$ мм, длины всех трёх участков одинаковы и равны $L_1 = L_2 = L_3 = 1,5$ м. Расход жидкости принимаем равным $Q = 50 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Эквивалентную шероховатость труб считаем равной $\Delta z = 0,06$ мм.

Вариант 2: пусть $d_1 = d_3 = 25$ мм, $d_2 = 32$ мм, длины всех трёх участков одинаковы и равны $L_1 = L_2 = L_3 = 2,0$ м. Расход жидкости принимаем равным $Q = 90 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Эквивалентную шероховатость труб считаем равной $\Delta z = 0,09$ мм.

Задача 17. Центробежный насос перекачивает воду из колодца с уровнем воды в расходном (нижнем баке), лежащем на $H_{\text{ст}}$ ниже уровня воды в верхнем (напорном) баке. Определить напор, создаваемый насосом и полезную мощность насоса,

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H_{\text{ст}}, \text{м}$	10	12	14	16	11	15	9	8	13	17
$d_1, \text{мм}$	50	75	65	40	80	75	65	60	50	40
$d_2, \text{мм}$	32	50	40	25	60	40	32	40	32	25
$l_1, \text{м}$	3	4	5	2,8	4,6	6	4	5,6	7,6	6,4
$l_2, \text{м}$	20	18	22	16	24	18	12	17	21	25
ε_1	2,8	3,0	3,1	3,4	3,6	3,3	2,9	2,7	2,5	3,2
ε_2	4,0	4,1	4,6	4,8	5,2	5,1	5,6	4,2	4,4	4,3
λ	0,03	0,02	0,05	0,04	0,1	0,03	0,02	0,1	0,1	0,03
$Q_{\text{н}}, \frac{\text{л}}{\text{с}}$	2	3	4	3,2	3,6	3,8	4,1	4,5	4,8	3,5

если диаметры (внутренние) и длины всасывающей и нагнетательной труб соответственно равны d_1 и d_2 , l_1 и l_2 , коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе ε_1 , коэффициент сопротивления вентиля на нагнетательной

трубе ε_2 , коэффициент гидравлического трения труб $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2$, подача насоса Q_n .

Задача 18. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса P_2 (МПа), вакуум перед входом в насос $P_{\text{вак}}$ (КПа); подача насоса Q ($\frac{\text{л}}{\text{с}}$), крутящий момент на валу насоса M (Н·м); частота вращения вала насоса n ($\frac{\text{об}}{\text{мин}}$). Определить мощность, развиваемую насосом, потребляемую мощность и к.п.д. насоса. Диаметры всасывающего и напорного трубопроводов считать одинаковыми.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2 , МПа	0,5	0,4	0,6	0,7	0,45	0,55	0,62	0,53	0,49	0,58
$P_{\text{вак}}$, КПа	30	65	60	40	35	45	50	70	80	55
Q , $\frac{\text{л}}{\text{с}}$	5,1	6,2	6,5	3,4	4,6	4,2	3,2	3,5	4,4	5,6
M , Н·м	36	34	32	38	40	42	44	46	48	30
n , $\frac{\text{об}}{\text{мин}}$	880	860	840	910	920	940	780	800	820	900

Задача 19. Двухкамерный гидродвигатель поворотного движения должен создавать момент на валу, равный M (кН·м) при (угловой) скорости поворота ω (с^{-1}). Размеры гидродвигателя: внутренний диаметр D (мм), d (мм), ширина лопастей b (мм), объёмный кпд η_0 , механический кпд $\eta_{\text{мех}}$. Определить требуемое давление насоса и необходимую подачу.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, мм	150	145	140	146	150	144	142	148	144	149
d, мм	70	75	72	71	73	75	75	76	70	78
b, мм	50	45	48	49	52	45	48	49	48	49
$M_{кв.м}$	1,0	1,2	1,1	1,3	1	1,3	1,2	1,5	1,3	1,0
$\omega, \frac{1}{с}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,2	1,1	1,0	1,4	1,2	1,3
η_0	0,76	0,74	0,75	0,80	0,77	0,75	0,74	0,80	0,78	0,82
$\eta_{мех}$	0,92	0,90	0,93	0,88	0,91	0,90	0,93	0,86	0,91	0,90

Задача 20. Крутящий момент на валу гидромотора $M_{ГМ}$, частота вращения вала гидромотора $n_{ГМ}$, рабочий объем гидромотора $V_{0ГМ}$; объемный КПД гидромотора $\eta_{0ГМ}$; механичес-

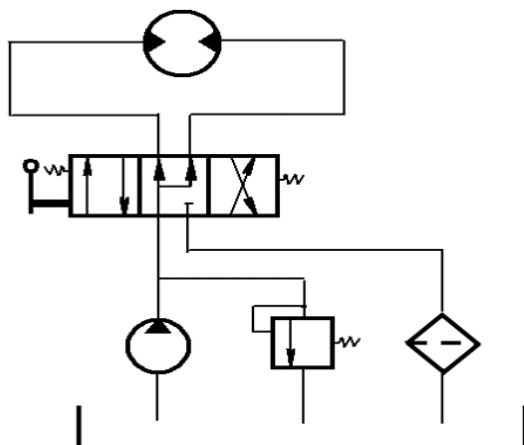


Рисунок к задаче 20.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$M_{г.м},$ $Н \cdot м$	60	64	62	61	65	67	58	56	59	63
$n_{гм},$ $\frac{об}{мин}$	500	506	508	510	512	498	496	493	501	509
$V_{0гм}$ $10^{-6} м^3;$	54	53	52	51	49	48	56	55	59	60
$\eta_{0гм}$	0,92	0,93	0,9	0,91	0,89	0,88	0,8	0,9	0,94	0,86
$\eta_{ггм}$	0,88	0,89	0,8	0,85	0,84	0,82	0,7	0,8	0,85	0,76
$Q_{у.гр}$ $10^{-6} \frac{м^3}{с}$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	0,9	0,8	1,0	1,3	1,5
$\Delta P_{г.р.}$ МПа	0,3	0,4	0,2	0,34	0,36	0,28	0,3	0,4	0,5	0,6
$\Delta P_{л.г.р}$ МПа	0,09	0,08	0,1	0,2	0,07	0,06	0,1	0,1	0,08	0,1
$\Delta P_{сл.ф}$ МПа	0,6	0,5	0,4	0,8	0,2	0,3	0,9	0,8	0,5	0,6
$\eta_{п}$	0,87	0,9	0,8	0,78	0,79	0,9	0,9	0,8	0,9	0,8

кий кпд гидромотора $\eta_{м.г.м}$; утечки жидкости в гидрораспределителе $Q_{у.гр}$; потери давления на гидрораспределителе при проходе в одном направлении полного расхода насоса $\Delta P_{г.р.}$; потери давления на гидролинии до гидрораспределителя $\Delta P_{л.г.р}$; потери давления на гидролинии слива с гидрофильтром $\Delta P_{сл.ф.}$; полный кпд гидронасоса $\eta_{п}$. Определить мощность насоса $N_{п}$, мощность гидропривода $N_{г.п.}$, кпд гидропривода $\eta_{г.п.}$. Схема гидропривода представлена на рисунке 20.

Задача 21. Определить давление, создаваемое насосом, и его

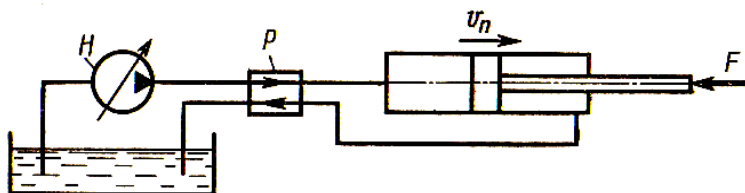


Рисунок к задаче 21.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D, мм	100	90	94	102	104	106	92	96	98	100
F, кН	14	16	18	14	14	15	14	14	16	14
$\nu_{\text{д}}, \frac{\text{М}}{\text{С}}$	0,2	0,22	0,24	0,2	0,26	0,22	0,2	0,25	0,2	0,26
d, мм	15	14	16	15	13	17	17	16	15	17
l, м	5	6	7	5	4	6	7	5	4	6
l_i	90·d	91·d	92·d	93·d	89·d	90·d	88·d	90·d	92·d	94·d
ν , сД	0,76	0,78	0,74	0,70	0,72	0,76	0,79	0,74	0,73	0,78
ρ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	900	800	860	920	940	900	880	890	900	910

подачу, если преодолеваемая сила вдоль штока равна F , а скорость перемещения поршня равна $v_{\text{п}}$. Учесть потерю давления на трение в трубопроводе, общая длина которого l ; диаметр d . Каждый канал распределителя по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода l_i . Диаметр поршня D , площадью штока пренебречь. Вязкость масла ν ; плотность ρ

Задача 22. Описать устройство, принцип действия и области применения гидроцилиндра.

Задача 23. Описать устройство, принцип действия и области применения гидрофилтра.

Задача 24. Описать устройство, принцип действия и области применения золотникового гидрораспределителя.

Задача 25. Описать устройство, принцип действия и области применения пластинчатого гидромотора.

Задача 26. Описать устройство и принцип действия электробензонасоса, используемого в инжекторных двигателях.

Задача 27. Описать устройство, принцип действия и области применения золотникового пневмораспределителя.

Задача 28. Описать устройство, принцип действия и области применения пневмоцилиндра.

Задача 29. Описать устройство, принцип действия и области применения предохранительного пневмоклапана.

Задача 30. Перечислить виды пневмодвигателей и пневмомоторов и указать области их применения.

Таблица вариантов для выполнения контрольных заданий.

Примечание: в графе «№ зач.кн.» указаны две последние цифры номера зачётной книжки студента. Каждое задание от номера 1 до номера 21 имеет свои внутренние 10 вариантов (от 0 до 9).

№ 3. кн	Номера задач: 2.4 – задача 2, вариант 4 и т.д					№ 3. кн	Номера задач: 3.2 – задача 3, вариант 2 и т.д.				
01	1.1	5.1	9.1	17.1	22	51	2.1	8.1	11.1	18.1	23
02	1.2	6.2	10.2	18.2	23	52	3.2	5.2	9.2	14.2	17.2
03	1.3	6.3	9.3	14.3	24	53	4.3	6.3	10.3	13.3	18.3
04	2.4	7.4	11.4	14.4	25	54	1.4	3.4	7.4	11.4	9.1
05	2.5	8.5	12.5	18.5	26	55	1.5	8.5	11.5	13.5	20.5
06	3.6	5.6	9.6	19.6	27	56	2.6	6.6	12.6	14.6	21.6
07	1.7	8.7	14.7	20.7	28	57	3.7	9.7	14.7	17.7	24
08	2.8	7.8	12.8	21.8	29	58	4.8	7.8	10.8	18.8	25
09	3.9	6.9	14.9	17.9	30	59	1.9	7.9	12.9	19.9	26
10	4.0	7.0	10.0	17.0	22	60	3.0	8.0	13.0	20.0	27
11	3.1	7.1	14.1	21.1	28	61	1.0	5.7	9.0	13.1	17.3
12	4.2	6.2	10.2	17.2	29	62	2.2	7.2	9.2	14.2	19.2
33	2.3	7.3	11.3	18.3	30	63	3.3	5.3	9.3	14.3	20.3
14	4.4	8.4	12.4	15.4	17.4	64	3.4	8.4	11.4	13.4	20.4
15	1.5	7.5	13.5	15.5	18.5	65	3.5	5.5	12.5	19.5	28
16	2.6	6.6	14.6	18.6	22	66	3.6	8.6	10.6	14.6	21.3
17	4.7	7.7	15.7	19.7	23	67	1.7	6.7	12.7	20.7	29

18	1.8	8.8	11.8	13.8	17.8	68	4.8	8.8	11.8	20.8	30
19	2.9	6.9	12.9	20.9	24	69	3.9	6.9	10.9	15.9	21.9
20	4.0	6.0	13.0	17.0	25	70	4.0	7.0	11.0	14.0	20.0
21	2.1	6.1	9.1	17.1	24	71	1.1	6.1	11.1	19.1	24
22	2.2	6.2	12.2	19.2	23	72	2.2	5.2	10.2	15.2	19.2
23	1.3	5.3	8.3	19.3	22	73	3.3	6.3	9.3	12.3	18.3
24	4.4	8.4	11.4	19.4	25	74	4.4	6.4	12.4	20.4	23
25	2.5	7.5	13.5	18.5	28	75	1.5	9.5	13.5	19.5	25
26	2.6	6.6	10.6	19.6	27	76	3.6	6.6	11.6	14.6	29
27	1.7	7.7	14.7	17.7	26	77	1.7	9.7	14.7	18.7	30
28	3.8	7.8	13.8	21.8	29	78	4.8	8.8	11.8	18.8	28
29	1.9	5.9	11.9	17.9	30	79	2.9	6.9	12.9	20.9	22
30	4.0	7.0	10.0	17.0	22	80	4.0	8.0	12.0	21.0	21
31	4.1	6.1	15.1	21.1	21	81	1.1	5.1	9.1	14.1	17.1
32	2.2	6.2	11.2	19.2	29	82	3.2	6.2	10.2	14.2	18.2
33	1.3	8.3	11.3	19.3	30	83	3.3	6.3	10.3	14.3	21.3
34	3.4	7.4	12.4	15.4	21.4	84	1.4	8.4	12.4	15.4	20.4
35	1.5	7.5	13.5	15.5	18.5	85	3.5	7.5	14.5	19.5	27
36	1.6	5.6	13.6	18.6	23	86	2.6	8.6	14.6	19.6	28
37	1.7	7.7	14.7	19.7	22	87	2.7	6.7	11.7	20.7	30
38	4.8	8.8	12.8	15.8	17.8	88	4.8	9.8	14.8	20.8	26
39	2.9	6.9	11.9	20.9	25	89	2.9	7.9	10.9	13.9	21.9
40	3.0	6.0	14.0	18.0	24	90	4.0	8.0	13.0	21.0	29
41	2.1	6.6	10.1	19.6	29	91	1.1	5.7	9.1	13.1	17.1

42	1.7	7.2	14.2	17.2	28	92	3.2	7.2	10.2	14.2	19.2
43	3.3	7.8	13.3	21.3	30	93	4.3	8.3	11.3	14.3	20.3
44	1.4	5.9	11.4	17.9	27	94	4.4	7.4	10.4	13.4	20.4
45	4.0	7.5	10.5	17.5	26	95	1.5	5.5	14.5	19.5	30
46	1.1	6.1	15.6	21.6	24	96	4.6	8.6	9.6	14.6	21.6
47	2.7	6.7	11.2	19.2	28	97	2.7	6.7	14.7	20.7	29
48	1.8	8.8	11.8	19.3	29	98	3.8	8.8	12.8	20.8	21
49	3.9	7.9	12.9	15.4	21.4	99	4.9	6.9	11.9	15.9	21.9
50	1.0	7.0	13.5	15.5	18.6	100	1.0	6.0	12.0	14.0	28

Часть II. Лабораторный практикум

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы на стенде, необходимо изучить устройство стенда, основные требования техники безопасности, подготовиться к занятию. Подготовка к лабораторному занятию требует самостоятельной работы вне лаборатории и предусматривает изучение основных теоретических положений по теме выполняемой работы и оформление разделов отчета, не требующих наличия экспериментальных данных. В заготовках отчетов необходимо привести формы таблиц измеряемых и вычисляемых величин.

Неподготовленные студенты к занятию не допускаются.

Отчет по лабораторной работе оформляется каждым студентом в отдельной тетради или распечатывается на принтере. Таблицы и расчёты желательно вначале оформить в черновом варианте, а затем, после проверки преподавателем, перенести данные в распечатанный экземпляр отчёта.

Формы отчётов оформлены в отдельном файле. Есть и печатный вариант шаблона отчётов.

В конце каждой работы приведены контрольные вопросы. При защите отчёта преподаватель в устной форме выборочно проверяет ответы на поставленные вопросы.

Модуль 1. Механика жидкости и газа.

Лабораторная работа № 1

Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости

Цели работы:

- ознакомление с единицами измерения физических величин;
- ознакомление с устройством и принципом действия манометров, вакуумметров, пьезометров, расходомеров и их основными характеристиками – *пределом измерений, ценой деления, классом точности*;
- ознакомление с режимами течения жидких и газообразных сред и методикой их определения.

Краткие теоретические сведения.

В лабораторном практикуме по гидравлике основными измеряемыми величинами являются давление, объём, время, температура.

Произведение основных величин для всех типов систем, приведенных в каждой строке таблицы 1.1, представляет собой не что иное, как мощность (в ваттах), т. е.

$$N = p \cdot Q \quad (N = U \cdot I); \quad (1-1) \quad N = F \cdot v \quad (N = M \cdot \omega). \quad (1-2)$$

Таблица 1.1.

Тип систем	Основная величина	
Гидравлические и пневматические системы	p – давление, Па	Q –расход (объемный), м ³ /с
Электрические системы	U – напряжение, В	I – сила тока, А

Механические системы	поступательного движения	F – сила, Н	v – скорость, м/с
	вращательного движения	M – момент, Н·м	ω – угловая скорость, с ⁻¹

Измерение давления. Измерения давления составляют значительную часть всех измерений, производимых в науке и промышленности. Это связано с чрезвычайным многообразием применения давления во всех сферах человеческой деятельности. Остановимся более подробно на методах измерения давления и приборах для измерения давления.

На рисунке 1.1 показана взаимосвязь различных видов давлений, используемых в гидравлических расчётах. Нормальное атмосферное давление P_a – давление атмосферного воздушного столба – составляет примерно $0,1 \text{ МПа} = 100 \text{ КПа}$ (точнее $0,1013 \text{ МПа} = 101,3 \text{ КПа}$).

Давление, создаваемое в жидкости (или газе) свыше атмосферного, называется избыточным ($P_{\text{изб}}$). Если же в жидкости создавать разрежение, то его величину принято называть вакуумом ($P_{\text{вак}}$). Абсолютное давление равно сумме атмосферного и избыточного (вакуумметрического). Так как абсолютное давление всегда положительно, то вакуумметрическое давление всегда отрицательно и его значение может меняться от 0 до ($- P_a = - 0,1 \text{ МПа}$).

Общие сведения о приборах давления. Классификация приборов давления.

В зависимости от назначения приборы для измерения давления делятся на следующие основные группы:

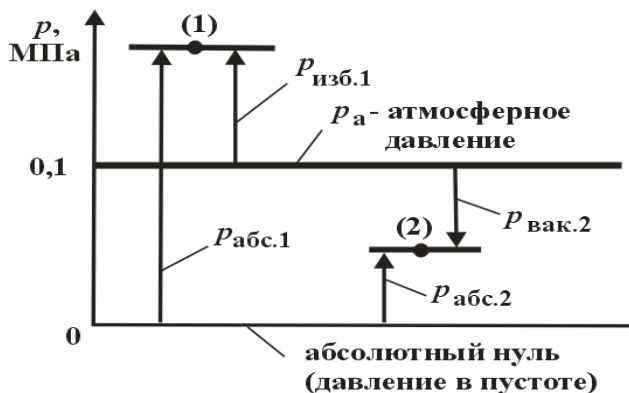


Рисунок 1.1. Виды давлений (*абсолютное, атмосферное, избыточное и вакуумметрическое*) и их схематическое изображение.

Манометры – для измерения избыточного давления.

Вакуумметры – для измерения вакуумметрического давления (вакуума).

Мановакуумметры – для измерения вакуумметрического и избыточного давлений.

Барометры – для измерения атмосферного давления.

Баровакуумметры – для измерения абсолютного давления.

Дифференциальные манометры – для измерения разности давлений.

По принципу действия все приборы для измерения давления можно разделить на:

а) жидкостные; б) механические; в) электрические; г) комбинированные.

Механические – вид приборов давления, широко используемых до сих пор в лабораторной практике и промышленности. В этих приборах основным элементом является трубчатая пружина, свободный конец которой изменяет своё положение при изменении давления. Специальный механизм передаёт это движение стрелке.

В этих приборах используется так называемая приведенная погрешность. *Приведённая погрешность* — погрешность, выраженная отношением абсолютной погрешности средства измерений к условно принятому значению величины, постоянному во всем диапазоне измерений или в части диапазона.

Вычисляется по формуле $\delta_x = \frac{\Delta x}{x_n}$, где x_n — нормирующее значение, которое зависит от типа шкалы измерительного прибора и определяется по его градуировке:

- *если шкала прибора односторонняя, то есть нижний предел измерений равен нулю, то x_n определяется равным верхнему пределу измерений;*

- *если шкала прибора двухсторонняя, то нормирующее значение равно ширине диапазона измерений прибора.* Приведённая погрешность является безразмерной величиной, либо измеряется в процентах. Её значение называется классом точности и указывается на панели прибора (под шкалой).

Примечание: в лабораторных стендах, используемых в практике по гидродинамике, гидравлическим машинам и гидроприводу (НТЦ-91, НТЦ 36.100 и др.), в качестве преобразователя избыточного давления в электрический сигнал используются тензорезисторы. Деформируясь, они меняют своё сопротивление, а, следовательно, и значение тока, протекающего через них. Специальная мостовая схема позволяет этот сигнал снять с сопротивления, усилить его и выдать на электронный измеритель. Прибор градуируют в заводских условиях.

Конструктивно современные тензорезисторы представляют собой чувствительный элемент в виде петлеобразной решетки, который крепится с подложкой с помощью клея. Чувствительные элементы обычно изготавливаются из тонкой проволоки, фольги, а также могут быть образованы напылением в вакууме полупроводниковой пленки. В качестве подложки обычно используют ткань, бумагу, пленку и др. Для присоеди-

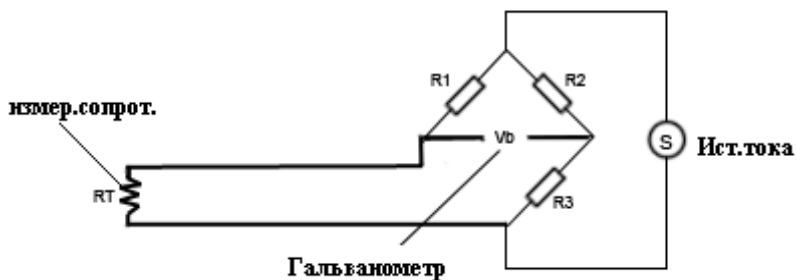


Рисунок 1.2. Мостовая схема измерения сопротивления

нения чувствительного элемента в электрическую цепь в тензорезисторе имеются выводные концы или контактные площадки. На исследуемый объект тензорезисторы крепятся с помощью связующего (клея) со стороны подложки. Тензорезисторы используются в качестве первичных преобразователей при измерениях механических величин (силы, крутящего момента, перемещения, давления и пр.).



Рисунок 1.3. Тензорный датчик давления ПД100. *Измерение расхода.* Второй важнейшей величиной гидравлики и пневматики является *расход*. Это количество жидкости (газа), проходящей через живое сечение потока в единицу времени. Различают *объемный* Q , $\frac{м^3}{с}$; *массовый* Q_M , $\frac{кг}{с}$, и *весовой* Q_G расходы. Основной величиной в гидравлике является *объемный*

расход. Для измерения объемного расхода часто используется внесистемная единица – *литр в минуту* ($\frac{\text{л}}{\text{мин}}$). Измерение расхода может осуществляться различными способами. Наиболее простым способом измерения расхода является *объемный* с помощью мерного бака. Суть его заключается в том, что измеряется время τ прохождения через систему определенного объема жидкости V , которая поступает в мерный бак. Зная V и τ затем вычисляют объемный расход, который равен : $Q_v = \frac{V}{\tau}$. (1-3)

На практике наиболее широкое применение для измерения расхода находят *расходомеры*, которые бывают двух типов: *объемные* и *скоростные*. Следует также учитывать, что расходомеры могут быть интегрирующего типа, а могут измерять мгновенное значе-



Рисунок 1.4. Крыльчатый расходомер

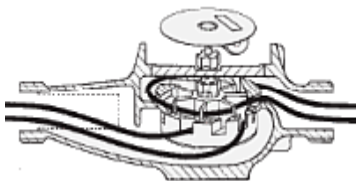


Рисунок 1.5. Рабочая часть крыльчатого расходомера

ние расхода. Принцип действия *объемных расходомеров* основан на попеременном заполнении и опорожнении рабочей (рабочих) камеры (камер). Число заполнений или опорожнений, подсчитываемое с помощью специальных устройств (механичес-

ких, электрических), характеризует расход через систему. Достоинством объемных расходомеров является высокая точность измерения: максимальная относительная погрешность не превышает 1 %. Недостаток – громоздкость и сложность конструкций, а для некоторых расходомеров – невозможность применения для загрязненных жидкостей

Объемные расходомеры бывают различных типов: *дисковые, поршневые, шестеренные, кольцевые и лопастные.*

Принцип действия *скоростных расходомеров* основан на том, что жидкость, протекающая через прибор, приводит во вращение крыльчатку или вертушку, частота вращения которой пропорциональна скорости потока и, следовательно, расходу. Ось крыльчатки или вертушки посредством передаточных механизмов соединена со счетчиком. Скоростные расходомеры по конструкции проще объемных, но обладают меньшей точностью измерений. Максимальная относительная погрешность измерений может достигать 2...3 %. По конструктивному признаку скоростные расходомеры подразделяются на крыльчатые и турбинные. Единственной подвижной частью в контакте с жидкой средой является лопастное колесо.

Режимы движения жидкости. Исследованиями ученых (Г. Хаген–1869 г., Д.И.Менделеев -1880 г., О.Рейнольдс– 1881–1883 гг.) установлено существование двух режимов течения жидкости: *ламинарного и турбулентного.* На рисунке 1.6 изображена установка, аналогичная той, на которой Рейнольдс производил свои опыты. Установка состоит из резервуара **A** с водой, от которого отходит стеклянная труба **B** с краном **C** на конце, и сосуда **D** с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы **B**. *Первый случай движения жидкости.* Если немного приоткрыть кран **C** и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана **E** впустить краску в поток воды, то увидим, что введенная в трубу краска не будет перемешиваться с потоком воды. Струйка краски будет отчетливо

видимой вдоль всей стеклянной трубы, что указывает на слоистый характер течения жидкости и на отсутствие перемешивания.

Если при этом к трубе подсоединить пьезометр или трубку Пито, то они покажут неизменность давления и скорости по времени. Такой режим движения называется *ламинарным*.

Второй случай движения жидкости. При постепенном увеличении скорости течения воды в трубе путем открытия крана С картина течения вначале не меняется, но затем при определенной скорости течения наступает быстрое ее изменение. Струйка краски по выходе из трубки начинает колебаться, затем размывается и перемешивается с потоком воды, причем становятся заметными вихреобразования и вращательное движение жидкости. Пьезометр и трубка Пито при этом покажут непрерывные пульсации давления и скорости в потоке воды. Такое течение называется *турбулентным* (рисунок 1.6, вверху).

Если уменьшить скорость потока, то восстановится ламинарное течение.

Итак, *ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скорости и давления. При ламинарном течении жидкости в прямой трубе постоянного сечения все линии тока направлены параллельно оси трубы, при этом отсутствуют поперечные перемещения частиц жидкости.

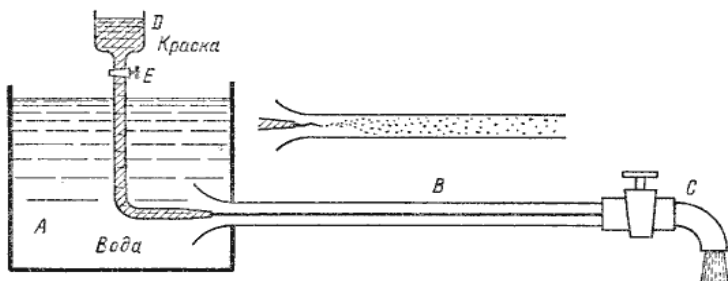


Рисунок 1.6 Схема установки Рейнольдса

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вращательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется критической $U_{кр}$.

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости χ жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы:

$$U_{кр} = \frac{\chi}{d} \cdot k. \quad (1-4)$$

Здесь $\chi = \frac{\eta}{\rho}$ - кинематическая вязкость, определяется динамической вязкостью и плотностью жидкости.

k - безразмерный коэффициент; d - внутренний диаметр трубы.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент k , одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффициент называется критическим числом Рейнольдса $Re_{кр}$ и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{U \cdot d}{\chi} \quad (1-5)$$

Как показывает опыт, для труб круглого сечения $Re_{кр}$ примерно равно 2320.

Таким образом, критерий подобия Рейнольдса позволяет судить о режиме течения жидкости в трубе. При $Re < Re_{кр}$ течение является ламинарным, а при $Re > Re_{кр}$ течение является турбулентным. Точнее говоря, вполне развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при Re примерно равным 4000, а при $Re = 2300 \dots 4000$ имеет место переходная, критическая область. Режим движения жидкости напрямую

влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов.

Интересуются режимом движения из энергетических соображений. На рисунке 1.7 показана зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение h_T от числа Рейнольдса. Таким образом, как видно из рисунка 1.7, при ламинарном

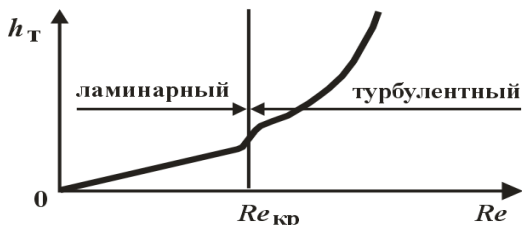


Рисунок 1.7. Зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение h_T от числа Рейнольдса Re

режиме течения потери энергии на трение меньше, чем при турбулентном режиме. При расчетах гидравлических систем приходится постоянно контролировать режим течения (определять Re) для того, чтобы определить потери энергии на трение.

Режим течения газа (число Рейнольдса) определяется на основе использования формулы:

$$Re = \frac{U \cdot d}{\chi} = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} \quad (1-6)$$

Выполнение работы.

1. Изучить установку.

Измерения проводятся на специальном стенде, общий вид которого приведен на рис.1.8. В состав стенда входят: насосный агрегат (включает однофазный электродвигатель M и центробежный насос H); гидробак B ; четыре объекта испытаний: трубопроводы I – IV; присоединительная арматура, включающая семнадцать шаровых вентилях ($B1 - B17$). Вентили $B1, B5, B8$ и $B13$ с большим проходным сечением ($d_y = 15$ мм) предназна-

чены для подключения исследуемых трубопроводов к насосной установке. Остальные вентили предназначены для подключения датчиков давления к соответствующим сечениям.

Информационно-измерительная система стенда включает: четыре электронных датчика давления ($D_1 - D_4$), манометр МН, скоростной расходомер интегрирующего типа РА, термометр Т. Измерение времени на стенде осуществляется с помощью специального электронного секундомера с цифровой индикацией результатов измерения.

Манометр МН служит для контроля давления в напорной линии насоса. Наличие четырех датчиков давления позволяет исследовать все объекты, установленные на стенде. Необходимо только перед началом испытаний подключить эти датчики (с помощью вентилей) к соответствующим сечениям трубопроводов. Стенд имеет замкнутую систему циркуляции жидкости, не требующую постоянного подключения к водопроводу. Принципиальная гидравлическая схема приведена на рис.1.9. В качестве рабочей жидкости используется вода. Отображение результатов измерения давления (датчики $D_1 - D_4$) осуществляется на стенде в цифровом виде.

Гидростанция стенда выполнена в виде отдельного модуля. Второй модуль стенда состоит из стола и двух панелей (см.рис.1.8). На столе стенда установлены шаровые вентили В1, В5, В8 и В13.

На нижней панели установлены объекты исследований – четыре трубопровода (I – IV), манометр МН, расходомер РА и термометр Т, четыре электронных датчика давления ($D_1 - D_4$). Сечения трубопроводов, в которых в процессе испытаний измеряются давления, с помощью вентилей В2, В3, В4, В6, В7, В9, В10, В11, В12, В14, В15, В16 и В17 и эластичных трубопроводов могут быть подключены к соответствующим датчикам.

Исследуемые трубопроводы (I, III и IV) содержат три местных

сопротивления: К – колено (поворот на 90°), ВР – внезапное расширение, ВС – внезапное сужение

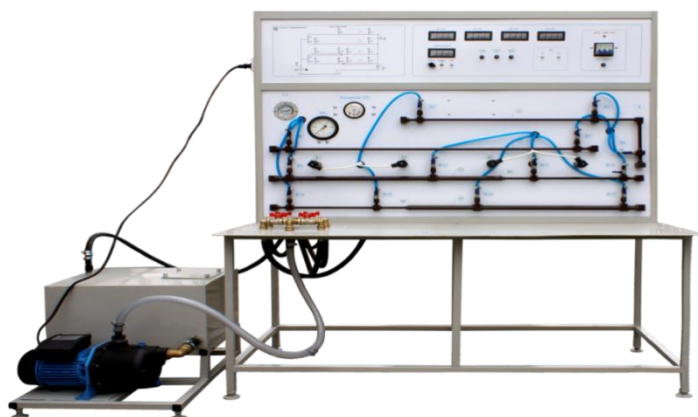


Рисунок 1.8. Общий вид стенда

На верхней панели стенда расположены схема гидравлическая принципиальная стенда, включатель питания стенда «СЕТЬ», кнопки включения и выключения насоса Н («Пуск» и «Стоп»), цифровые индикаторы результатов измерения давлений с помощью датчиков $D_1 - D_4$ и времени («СЕК»).

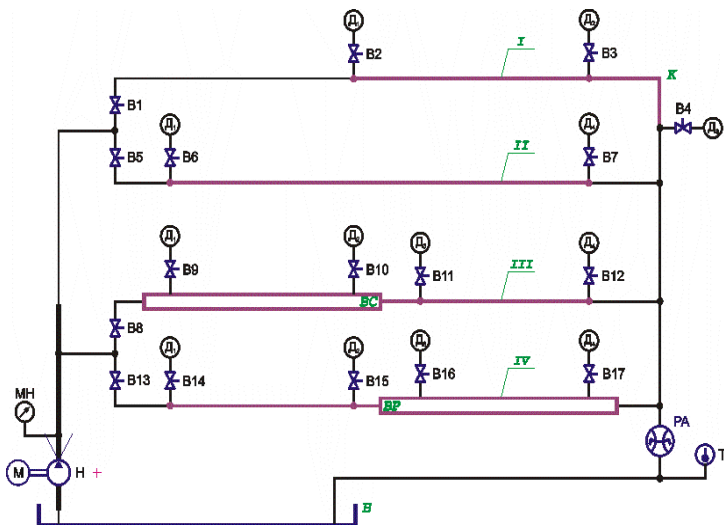


Рисунок 1.9. Схема гидравлическая принципиальная

Для управления секундомером используется тумблер «Разрешение» и кнопка «Сброс». При включении секундомера в положение «Вкл» (верхнее) начинается отсчет времени. При переключении тумблера в положение «Выкл» (нижнее) секундомер останавливается. Для сброса показаний секундомера необходимо нажать кнопку «Сброс». Крайний (слева) потенциометр «Задание» для управления секундомером в данной конструкции стенда не используется.

Основные характеристики стенда: объем гидробака – 50 дм³; максимальное давление – 0,4 МПа; напряжение питания – 380 В, 50 Гц.

Основные требования техники безопасности при работе на стенде.

Работа на стенде допускается только в присутствии лаборанта или преподавателя.

При работе на лабораторном стенде необходимо выполнять следующие требования:

– перед включением стенда необходимо убедиться (путем внешнего осмотра) в исправности защитного заземления стенда и целостности соединений трубопроводов;

- перед включением стенда необходимо открыть один из шаровых вентилей В1, В5, В8 или В13 (установлены на столе), с тем, чтобы была обеспечена возможность прохождения жидкости через расходомер РА на слив (в бак). Следует *помнить*, что не допускается продолжительная работа насоса (более 5–10 с) на тупиковую сеть. ***Отсутствие протока жидкости может привести к нагреву насоса.***

– при возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить насосную установку и отключить электрическое питание стенда.

Электрическое питание стенда – 380 В, 50 Гц.

К работам по обслуживанию и ремонту стенда допускается лаборант (инженер), прошедший все виды инструктажей, обучение и проверку знаний по охране труда в соответствии с действующим законодательством.

2. Провести измерения.

а) Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод II (см. рис. 1.9, 1.10). Трубопровод имеет постоянное сечение. Для этого участка трубопровода необходимо научиться экспериментально определять режимы течения жидкости.

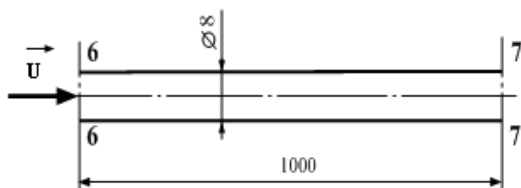


Рисунок 1.10. Исследуемый трубопровод

б) До включения стенда необходимо открыть вентиль В5, а так же вентили В6 и В7 (подключают соответствующие датчики давления к выбранным сечениям трубопровода) Необходимо убедиться, чтобы вентили В1, В8 и В13, расположенные на горизонтальной панели, а так же вентили В2-В4, В9-В12, В14-В17, расположенные на вертикальной панели, были закрыты.

в) Затем следует включить электрическое питание стенда («Сеть»), включить насос («Пуск») и дать возможность поработать стенду в течение 3...5 минут.

Таблица 1.1 Результаты исследований.

Номер опыта	1	2	3
Время τ прохождения через расходомер объема V , с			
Объем V , м ³			
Температура $t^{\circ}\text{C}$			
Расход Q , $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$			
Средняя скорость U , $\frac{\text{м}}{\text{с}}$			
Число Рейнольдса Re			

г) Далее необходимо при различных расходах провести 3-6 опытов. Изменение расхода осуществляется с помощью вентиля В5 (при полностью открытом вентиле по исследуемому участку трубопровода проходит максимальный расход воды. Прикрытие вентиля приводит к уменьшению расхода).

Внимание: не допускается длительная работа насоса при полностью закрытом вентиле.

д) В каждом опыте с помощью электронного секундомера необходимо регистрировать время τ прохождения через трубопровод заданного объема воды V , (можно принять, например, $V = 10 \text{ л} = 10^{-2} \text{ м}^3$) и температуру воды $T^{\circ}\text{C}$.

Результаты испытаний занести в таблицу 1.1.

3. *Обработка результатов. Пример проведения расчётов*

В эксперименте получены следующие значения исследуемых величин:

Объём $V = 10$ л.

Время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 30$ с.

Температура жидкости $T = 22^{\circ}\text{C}$.

Диаметр трубопровода $d = 8$ мм. Длина участка: $L_{6-7} = 1000$ мм.

Таблица 1.2.		
Температура $T^{\circ}\text{C}$	Плотность $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Динамическая вяз- кость, η Па · с
16	999,0	$11,19 \cdot 10^{-4}$
18	998,7	$10,59 \cdot 10^{-4}$
20	998,3	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
22	997,8	$9,88 \cdot 10^{-4}$
24	997,2	$9,61 \cdot 10^{-4}$

Расчёты.

Расход воды в трубопроводе равен:

$Q = \frac{V}{\tau} = u \cdot S$. Средняя скорость потока: $u = \frac{Q}{S}$, где S – площадь сечения трубопровода, м^2 .

Находим:

а) расход жидкости

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{30 \text{ с}} = 0,33 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

б) площадь сечения трубопровода:

$$S_6 = S_7 = \frac{3,14 \cdot (8 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

в) скорость движения жидкости через сечения $S_6 = S_7$

$$u_6 = u_7 = u_7 = \frac{Q}{S_6} = \frac{(0,33 \cdot 10^{-3}) \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{(0,50 \cdot 10^{-4}) \text{ м}^2} = 6,60 \text{ м/с};$$

г) число Рейнольдса (данные по плотности и динамической вязкости взяты из таблицы 1.2)

$$Re = \frac{\rho \cdot d \cdot u_6}{\eta} = \frac{(997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}) \cdot 8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \cdot 6,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}}{9,88 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 52052 = 52100$$

(полученные данные округляем до 100).

Выводы: Число Рейнольдса больше 4000, следовательно режим течения жидкости *турбулентный*.

Лабораторная работа № 2

Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода

Цели работы:

- уяснить физическую сущность полного напора и всех его составляющих: геометрического, пьезометрического и скоростного напоров;
- уяснить физическую сущность закона Бернулли;
- построить напорную и пьезометрические линии трубопровода;
- построить графические зависимости изменения мощности потока по длине трубопровода.

Краткие теоретические сведения.

Движение безнапорных и напорных потоков жидкости сопровождается затратами энергии.

Для характеристики энергетического состояния потока в гидравлике применяется специальный показатель, который на-

зывают *полным напором* и обозначают буквой H (измеряется в метрах).

Полный напор представляет собой полную удельную (в расчете на единицу веса) энергию:

$$H = H_r + H_p + H_{ск}. \quad (2-1)$$

Здесь $H_r = z$ (координата z) - называется *отметкой* или *геометрической (геодезической) высотой*, геометрическим напором ;

$H_p = \frac{p}{\rho \cdot g}$ - называется пьезометрической высотой, пьезометрическим напором;

$H_{ск} = \frac{u^2}{2 \cdot g}$ - называется скоростной высотой, скоростным напором.

Уравнение *Бернулли* для идеальной жидкости записывается в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{(u_1)^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{(u_2)^2}{2 \cdot g} \quad (2-2)$$

В любом сечении элементарной струйки для идеальной жидкости полный гидродинамический напор H (сумма геометрического, пьезометрического и скоростного напоров) есть величина постоянная.

Плоскость сравнения (нулевой уровень) на практике выбирается произвольно таким образом, чтобы высоту z было удобно измерить. Если струйка расположена горизонтально, то за плоскость сравнения можно выбрать плоскость, проходящую через центры сечений. В этом случае $z = 0$.

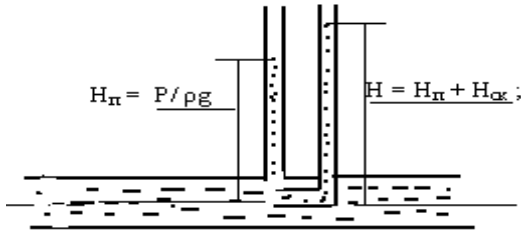


Рисунок 2.1. Измерение скоростного напора

Для измерения пьезометрического напора необходимо к выбранным сечениям подключить пьезометры или манометры. В первом случае пьезометрическая высота определяется как расстояние по вертикали от центра живого сечения до уровня жидкости в пьезометре, а во втором случае необходимо показания манометра перевести в систему СИ и поделить на значения произведения $\rho \cdot g$ (плотность жидкости на ускорение свободного падения).

Скоростную высоту $H_{ск}$ можно найти, используя пьезометр и трубку Пито, подключённые к данному живому сечению: трубка справа, *изогнутая*, измеряет сумму пьезометрического и скоростного напоров. *Прямая*, пьезометрическая трубка, измеряет только пьезометрический напор. Их разница и даст скоростной напор. Скоростные напоры можно и рассчитать, если измерить расход жидкости и площадь живого сечения потока:

$$Q_v = \frac{V}{\tau} = u \cdot S. \quad (2-3)$$

Следует иметь в виду, что скоростные напоры для реальных жидкостей находятся по формуле $H_{ск} = \alpha \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}$, где α - коэффициент Кориолиса. Коэффициент Кориолиса α при $Re < 2320$ равен 2, а при $Re > 2320$ $\alpha \approx 1$.

Практика показывает, что скоростные напоры гораздо меньше пьезометрических и поэтому в отдельных случаях ими можно пренебречь. К тому же, если живые сечения одинаковы, то и скорости во всех рассматриваемых сечениях также будут одинаковы (согласно уравнению неразрывности струи) и разность скоростных напоров в двух выбранных сечениях будет равна нулю. Это следует иметь в виду при использовании уравнения Бернулли в конкретных случаях. Графически полный напор можно изобразить так, как показано на рисунке 2.2

В реальной жидкости часть пьезометрического напора тратится (механическая энергия превращается в тепловую, поэтому полный напор в первом сечении оказывается больше полного напора во втором сечении на величину потерь напора:

$$H_I - H_{II} = h_{1-2} = h_{\text{пот}} \quad (2-4)$$

Индекс 1-2 означает, что потери напора $h_{\text{пот}}$ определяются между сечениями 1 и 2.

Примечание: в общем случае первое сечение (1) обозначают через i , а второе (2) через $i + 1$.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости принимает вид:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{1\text{cp}})^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{2\text{cp}})^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (2-5)$$

На рисунке 2.3 показано уменьшение полного напора (кривая) при переходе от первого сечения ко второму.

При изменении геодезической (геометрической) высоты потока геометрический напор H_r обратимо переходит в пьезометрический H_p , при изменении живого сечения – пьезометрический напор H_p переходит в скоростной $H_{\text{ск}}$ и наоборот, и лишь переход пьезометрического H_p в потерянный напор $h_{1-2} = h_{\text{пот}}$ происходит необратимо:

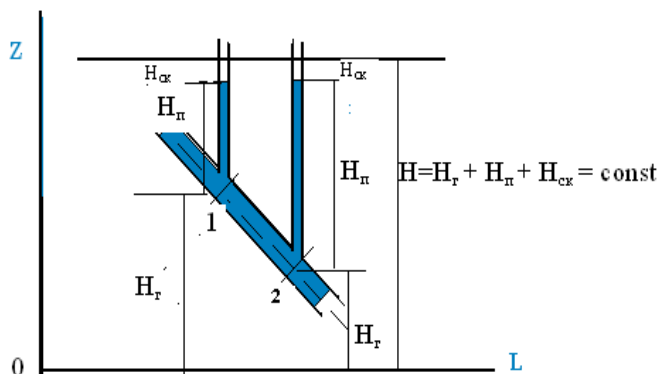


Рисунок 2.2. Графическая интерпретация уравнения Бернулли для идеальной жидкости

$$H_g \leftrightarrow H_p \leftrightarrow H_{sk}$$

$$\downarrow$$

$$h_{пот}$$

(О значении коэффициента Кориолиса α см. выше)

Линия, характеризующая закон распределения полного напора по длине потока, называется *напорной линией*. Полный напор всегда уменьшается в направлении течения жидкости. Наклон этой линии (изменение на единицу длины трубопровода) называется *гидравлическим уклоном*. Линия, характеризующая закон распределения удельной потенциальной энергии потока $\frac{z_i + p_i}{\rho \cdot g}$, называется *пъезометрической линией*. Наклон этой линии называется *пъезометрическим уклоном*.

Мощность и полный напор связаны следующим выражением:

$$N_i = H_i \cdot \rho \cdot g \cdot Q_i \quad (2-6)$$

Потери мощности между сечениями i и $i+1$ вычисляются из выражения: $\Delta N_{1-2} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot h_{пот}$ (2-7) или в общем виде:

$$\Delta N_{i,i+1} = Q \cdot \rho \cdot g \cdot h_{пот,i,i+1} \quad (2-8).$$

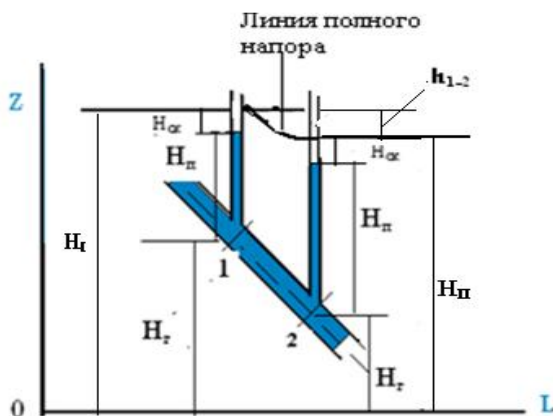


Рисунок 2.3 Графическая интерпретация уравнения Бернулли для реальной жидкости

Выполнение работы.

1. Перед выполнением работы просмотреть раздел «*Изучить установку*» в лабораторной работе № 1.

2. *Провести измерения.*

а) Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод IV (см. рисунок 1.8). Схема данного трубопровода представлена на рисунке 2.4. Все размеры на схеме указаны в мм. Исследуется трубопровод переменного сечения (внутренние диаметры 8 и 15 мм) от сечения 14–14 до сечения 17–17. Нумерация сечений соответствует номерам шаровых вентилях (см. схему гидравлическую принципиальную, рисунок 1.9).

Длина исследуемого трубопровода – 1155 мм. Трубопровод содержит одно местное сопротивление – внезапное расширение ВР.

б) До включения стенда необходимо:

– открыть вентиль В13 (вентили В1, В5 и В8 должны быть закрыты);

– открыть вентили В14, В15, В16 и В17 и подключить сечения 14–14, 15–15, 16–16 и 17–17 соответственно к датчикам

Д₁, Д₂, Д₃ и Д₄ (все вентили на остальных трубопроводах должны быть закрыты).

в) Затем необходимо включить питание стенда («СЕТЬ») и насос Н (кнопка «Пуск»). После 3...5 минут работы стенда нужно перейти к выполнению опытов.

г) Следует провести при различных значениях расхода два опыта. Изменение расхода осуществляется с помощью вентилей В13.

Первый опыт необходимо провести при максимальном расходе (при полностью открытом вентиле В13).

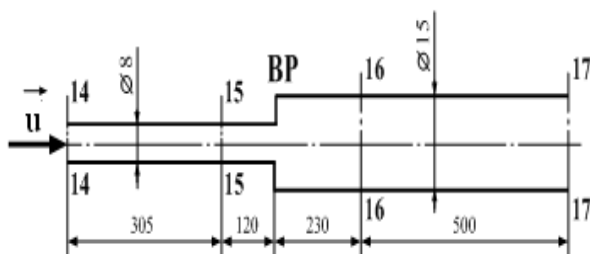


Рисунок 2.4. Схема исследуемого трубопровода

Во втором опыте необходимо уменьшить расход примерно в два раза путём прикрытия вентилей В13, наблюдая при этом за скоростью вращения стрелки расходомера РА.

В каждом опыте необходимо измерять:

– давления $P_{14} - P_{17}$ по цифровым индикаторам (Д₁, Д₂, Д₃ и Д₄);

- время τ (с) прохождения через расходомер объема воды V .

Объемом V необходимо задаться, приняв его, например, равным в обоих опытах $10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (10 л);

– температуру воды $T^{\circ}\text{C}$ (по термометру).

Таблица 2.1. Данные эксперимента и результаты расчётов

Номер опыта		i – номер сечения трубопровода	P_i – величина давления, МПа	V – объем воды, проходящей через расходомер, м ³	t – время прохождения объема через расходомер, с	T – температура воды, °С	Q – расход воды, м ³ /с	и-средняя скорость, м/с	Re – число Рейнольдса	z_i – геометрический напор, м	$P_i / (\rho \cdot g)$ – пьезометрический напор, м	$a \cdot v^2 / (2 \cdot g)$ – скоростной напор, м	$z_i + P_i / (\rho \cdot g)$ – удельная потенциальная энергия потока, м	H_i – полный напор, м	N_i – мощность потока, Вт
1	14			10 · 10 ⁻³											
	15														
	16														
	17														
2	14			10 · 10 ⁻³											
	15														
	16														
	17														

Результаты измерений занести в таблицу 2.1 и построить для обоих опытов напорную и пьезометрические линии трубопровода (зависимость от длины L трубопровода) :

$H = f_1(L)$, $P/\rho g = f_2(L)$, а также зависимость мощности $N = f_3(L)$.

3. Обработка результатов. Пример проведения расчётов

Расход воды в трубопроводе равен:

$$Q = \frac{V}{\tau} = u \cdot S.$$

Средняя скорость потока: $u = \frac{Q}{S}$,

где S – площадь сечения i -го трубопровода, м^2 . При определении средних скоростей следует учитывать, что в сечениях 14–14 и 15–15 внутренний диаметр трубопровода $d = 8$ мм, а в сечениях 16–16 и 17–17 $d = 15$ мм.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta}.$$

Коэффициент Кориолиса α при $Re < 2300$ равен 2, а при $Re > 2320$ $\alpha \approx 1$. Значения вязкости и плотности воды можно взять из таблицы 1.2.

Геометрические напоры z_i равны значениям вертикальных координат (в выбранной системе координат). В связи с тем, что исследуемый трубопровод расположен горизонтально, для всех сечений $z_i = \text{const}$. Место расположения плоскости сравнения (а, следовательно, и величину z_i) необходимо согласовать с преподавателем. Если ось трубопровода расположить на плоскости сравнения, то $z_i = 0$.

Полные напоры H_i и мощности потока N_i вычисляются по формулам (2-1) и (2-6):

$$H_i = z_i + \left(\frac{p_i}{\rho \cdot g}\right) + \left(\alpha \frac{(u_i)^2}{2 \cdot g}\right)$$
$$N_i = H_i \cdot \rho g Q_i$$

При построении графиков необходимо учитывать, что начало трубопровода находится в сечении 14–14, а конец – в сечении 17–17 (размеры между сечениями приведены на рисунке 2.4).

Расчёты.

В эксперименте получены следующие значения измеряемых величин:

Объём $V = 20$ л.

Время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 58$ с.

Температура жидкости $T = 22^{\circ}\text{C}$.

Диаметры трубопроводов $d_1 = 8$ мм, $d_2 = 15$ мм.

Длина участков: $L_{14-15} = 305$ мм, $L_{16-17} = 500$ мм.

Показания датчиков давления:

$P_{14} = 212$ КПа, $P_{15} = 185$ КПа. $P_{16} = 182$ Кпа, $P_{17} = 180$ КПа.

Находим:

а) расход жидкости

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{58 \text{ с}} = 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{ м}^3}{\text{ с}};$$

б) площадь сечения трубопровода

$$S_{14} = S_{15} = 3,14 \cdot \frac{(8 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$S_{16} = S_{17} = 3,14 \cdot \frac{(15 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

в) скорость движения жидкости через сечения

$$S_{14} = S_{15} \quad u_{14} = u_{15} = \frac{Q}{S_{14}} = \frac{0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{ м}^3}{\text{ с}}}{0,502 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 6,87 \text{ м/с};$$

$$S_{16} = S_{17} \quad u_{16} = u_{17} = \frac{Q}{S_{16}} = \frac{0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{ м}^3}{\text{ с}}}{1,766 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 1,95 \text{ м/с};$$

г) число Рейнольдса (данные по плотности и динамической вязкости взяты из таблицы 1.2. При 22°C значения плотности $\rho = 997,8 \frac{\text{ кг}}{\text{ м}^3}$, вязкости $\eta = 9,88 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{ с}$).

Для сечений 14,15 получаем :

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U_{14} \cdot d_{14}}{\eta} = \frac{0,9978 \cdot 10^3 \frac{\text{ кг}}{\text{ м}^3} \cdot 6,87 \frac{\text{ м}}{\text{ с}} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{9,88 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{ с}} = 55500$$

Для сечений 16,17 значение числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U_{16} \cdot d_{16}}{\eta} = \frac{0,9978 \cdot 10^3 \frac{\text{ кг}}{\text{ м}^3} \cdot 1,95 \frac{\text{ м}}{\text{ с}} \cdot 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{9,88 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{ с}} = 29500$$

д) Пьезометрические напоры в выбранных сечениях:

$$\frac{P_{14}}{\rho \cdot g} = \frac{212 \cdot 10^3 \text{ Па}}{997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 21,7 \text{ м}$$

$$\frac{P_{15}}{\rho \cdot g} = \frac{185 \cdot 10^3 \text{ Па}}{997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,9 \text{ м}$$

$$\frac{P_{16}}{\rho \cdot g} = \frac{182 \cdot 10^3 \text{ Па}}{997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,6 \text{ м}$$

$$\frac{P_{17}}{\rho \cdot g} = \frac{180 \cdot 10^3 \text{ Па}}{997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,4 \text{ м}$$

е) Полные напоры определяем из соотношения:

$$H_i = z_i + \left(\frac{p_i}{\rho \cdot g}\right) + \alpha \frac{(u_i)^2}{2 \cdot g}.$$

Геометрические напоры одинаковы во всех сечениях. Проводя нулевой уровень вдоль оси трубопровода, получим значения z_i , равные 0 во всех сечениях.

Коэффициенты Кориолиса для турбулентных течений равны 1.

$$H_{14} = \frac{P_{14}}{\rho \cdot g} + \frac{(u_{14})^2}{2 \cdot g} = 21,7 \text{ м} + \frac{\left(6,87 \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 21,7 \text{ м} + 2,40 \text{ м} = 24,1 \text{ м};$$

$$H_{15} = \frac{P_{15}}{\rho \cdot g} + \frac{(u_{15})^2}{2 \cdot g} = 18,9 \text{ м} + \frac{\left(6,87 \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,9 \text{ м} + 2,40 \text{ м} = 21,3 \text{ м};$$

$$H_{16} = \frac{P_{16}}{\rho \cdot g} + \frac{(u_{16})^2}{2 \cdot g} = 18,6 \text{ м} + \frac{\left(1,95 \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,6 \text{ м} + 0,2 \text{ м} = 18,8 \text{ м};$$

$$H_{17} = \frac{P_{17}}{\rho \cdot g} + \frac{(u_{17})^2}{2 \cdot g} = 18,4 \text{ м} + \frac{\left(1,95 \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 18,4 \text{ м} + 0,2 \text{ м} = 18,6 \text{ м}.$$

ж) Полная мощность жидкости определяется следующим образом:

$$N_i = H_i \cdot \rho g Q_i = P_i \cdot Q_i$$

$$H_n = f_2(L), \quad N = f_3(L)$$

в сечении 14

$$N_{14} = 997,8 \cdot 9,8 \cdot 24,1 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 81,3 \text{ Вт};$$

в сечении 15

$$N_{15} = 997,8 \cdot 9,8 \cdot 21,3 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 71,9 \text{ Вт};$$

в сечении 16

$$N_{16} = 997,8 \cdot 9,8 \cdot 18,8 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 63,4 \text{ Вт};$$

в сечении 17

$$N_{17} = 997,8 \cdot 9,8 \cdot 18,6 \cdot 10^3 \text{ Па} \cdot 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 62,7 \text{ Вт}.$$

з) Потери напора между сечениями:

$$14 \text{ и } 15 \quad h_{14-15} = 24,1 \text{ м} - 21,3 \text{ м} = 2,8 \text{ м};$$

$$16 \text{ и } 17 \quad h_{16-17} = 18,8 \text{ м} - 18,6 \text{ м} = 0,2 \text{ м}.$$

и) Потери мощности между двумя сечениями можно определить по формуле:

$$\Delta N_{i,i+1} = Q \cdot \rho g h_{\text{пот.}i,i+1}$$

$$\Delta N_{14-15} = 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 2,8 \text{ м} = 9,4 \text{ Вт}.$$

$$\Delta N_{16-17} = 0,345 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 997,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,2 \text{ м} = 0,7 \text{ Вт}.$$

Построить напорную $H = f_1(L)$ и пьезометрическую линии $H_n = f_2(L)$, а также график изменения мощности по длине трубопровода $N = f_3(L)$

Примерный вид графиков приведен на рис.2.5.

Выводы:

В точке М, где происходит резкое изменение сечения трубопровода (внезапное расширение), скачкообразно меняются значения пьезометрического и полного напора, а так же мощности жидкости. Это связано с появлением в данном сечении

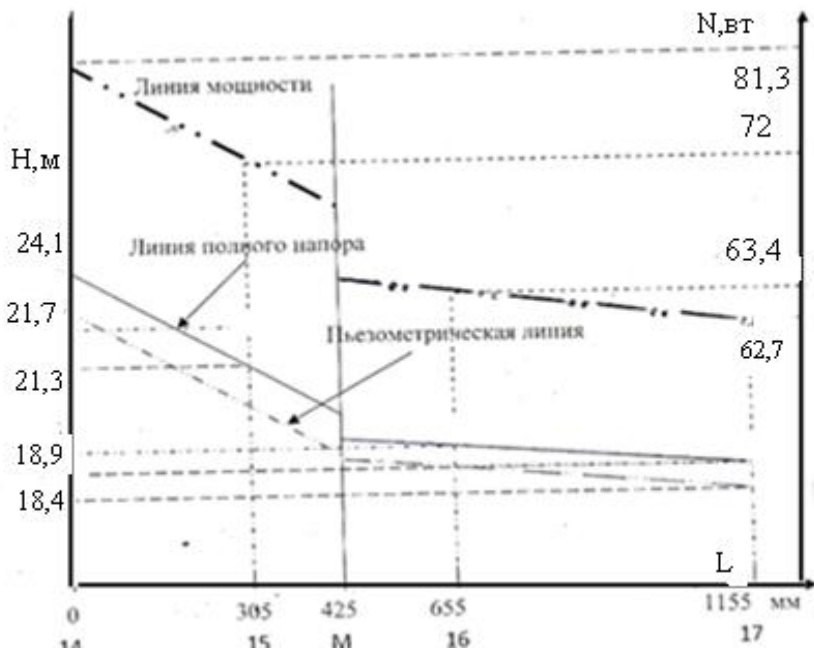


Рисунок 2.5. Графики зависимости пьезометрического, полного напоров и мощности от длины трубопровода $H = f_1(L)$,

потока дополнительного (местного) сопротивления (потерь удельной энергии и мощности жидкости).

Лабораторная работа № 3

Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.

Цели работы:

- изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- экспериментальное определение коэффициентов местного сопротивления: колена К (поворота на 90°), внезапного сужения ВС и внезапного расширения ВР.

Краткие теоретические сведения

Местные гидравлические сопротивления – это устройства или короткие участки трубопроводов, на которых имеют место *существенные потери энергии*, обусловленные изменениями скорости потока по величине и (или) направлению, и возникновением вихревых зон.

При выполнении расчетов гидравлических систем считают, что местные гидравлические сопротивления не имеют протяженности и сосредоточены в точках.

На преодоление местных сопротивлений затрачивается часть напора (энергии) потока. Обусловлено это следующим. В результате возникновения вихревых зон частицы жидкости соударяются между собой, что приводит к потере механической энергии, которой они обладают. Кроме того, изменения профиля скоростей потока в местном сопротивлении сопровождаются увеличением относительных скоростей и сил трения между слоями жидкости, а следовательно, дополнительными потерями напора на трение.

При турбулентном режиме течения жидкости в местном сопротивлении преобладают потери напора, обусловленные вихреобразованием, а при ламинарном режиме – наоборот, существенно увеличиваются потери на трение. Потеря напора (энергии) при внезапном расширении русла расходуется на вихреобразование, связанное с отрывом потока от стенок, т.е. на поддержание вращательного непрерывного движения жидких масс с постоянным их обновлением.

1. Внезапное расширение русла (трубы)

Как показывают наблюдения, поток, выходящий из узкой трубы, не сразу заполняет всё поперечное сечение трубы. Жидкость в месте расширения отрывается от стенок и дальше движется в виде свободной струи, отделённой от остальной жидкости поверхностью раздела (рисунок 3.1). Поверхность раздела неустойчива, на ней возникают вихри, в результате чего происходит перемешивание струи с остальной жидкостью. Струя постепенно расширяется, пока, наконец, на некотором

расстоянии от начала расширения не заполняет всё сечение трубы. В кольцевом пространстве между потоком и стенкой трубы образуются вихри, которые и являются причиной потерь энергии. Рассмотрим два сечения потока:

(1-1) - в плоскости расширения трубы и (2-2) - в том месте, где поток, расширившись, заполнил все сечение широкой трубы. Так как поток между рассматриваемыми сечениями расширяется, то скорость его уменьшается, а давление возрастает. Поэтому второй пьезометр показывает высоту на ΔH большую, чем первый; но если бы потерь напора в данном месте не было, то второй пьезометр показал бы высоту большую еще на $h_{\text{расш}}$.

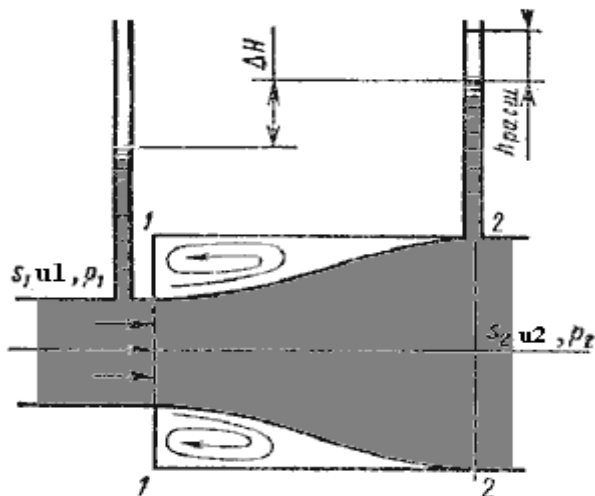


Рисунок 3.1. Внезапное расширение трубы

Эта высота и есть местная потеря напора на расширение, которая определяется по формуле:

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \cdot \frac{(u_1)^2}{2 \cdot g} \quad (3-1)$$

S_1, S_2 - площадь поперечных сечений 1-1 и 2-2.

Выражение (3-1) является следствием теоремы Борда, которая гласит, что потеря напора при внезапном расширении русла равна скоростному напору, определенному по разности скоростей:

$$h_{\text{расш}} = \frac{(u_1 - u_2)^2}{2 \cdot g}. \quad (3-2)$$

Выражение $(1 - s_1/s_2)^2$ обозначается греческой буквой ϵ_m (эпсилон) и называется коэффициентом местных потерь. Таким образом (вывод опущен):

$$h_{\text{расш}} = \epsilon_m \cdot \frac{(u_1)^2}{2 \cdot g}. \quad (3-3)$$

2. Постепенное расширение русла.

Постепенно расширяющаяся труба называется диффузором (рисунок 3.2). Течение жидкости в диффузоре сопровождается уменьшением ее скорости и увеличением давления, а следовательно, преобразованием кинетической энергии жид-

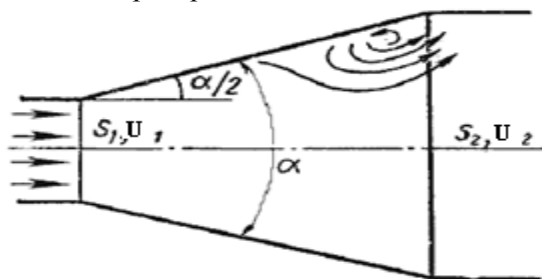


Рисунок 3.2. Диффузор

кости в энергию давления. В диффузоре, так же как и при внезапном расширении русла, происходит отрыв основного потока от стенки и вихреобразование. Интенсивность этих явлений возрастает с увеличением угла расширения диффузора α .

Кроме того, в диффузоре имеются и обычные потери на трение, подобные тем, которые возникают в трубах постоянного сечения.

Полную потерю напора в диффузоре рассматривают как сумму двух слагаемых: *постепенное расширение трубы* $h_{\text{дифф}} = h_{\text{расш}} + h_{\text{тр}}$, где $h_{\text{тр}}$ и $h_{\text{расш}}$ - потери напора на трение и расширение (*вихреобразование*).

Потеря напора на расширение $h_{\text{расш}}$ имеет ту же самую природу, что и при внезапном расширении русла:

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{s_1}{s_2}\right)^2 \cdot k \cdot \frac{(u_1)^2}{2 \cdot g}, \quad (3-4)$$

где k - коэффициент смягчения, при $\alpha = 5 \dots 20^\circ$, $k = \sin \alpha$. Учитывая это, полную потерю напора можно переписать в виде:

$$h_{\text{дифф}} = \varepsilon_{\text{диф}} \frac{(u_1)^2}{2 \cdot g}. \quad (3-5)$$

При увеличении угла α от 0° до 6° диффузный коэффициент сопротивления $\varepsilon_{\text{диф}}$ уменьшается (см. рис.3.3) до 0,15, а затем начинает расти (при 16° он достигает значения 0,35).

3. Внезапное сужение русла.

В этом случае потеря напора обусловлена трением пото-

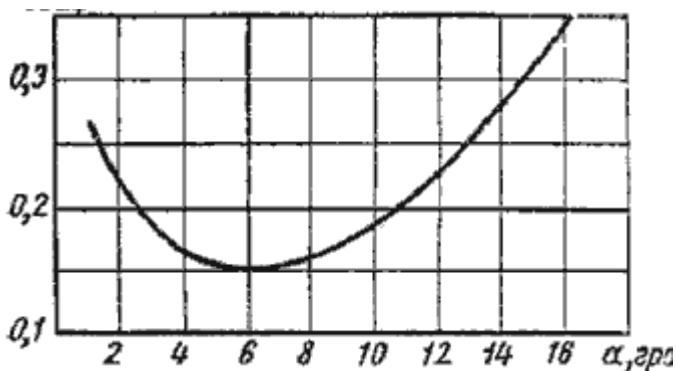


Рисунок 3.3 Зависимость $\varepsilon_{\text{диф}}$ от угла α .

ка при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока (рисунок 3.4).

Полная потеря напора определится по формуле ;

$$h_{\text{суж}} = \epsilon_{\text{суж}} \frac{(u_2)^2}{2 \cdot g}. \quad (3-6)$$

Для наиболее резкого сужения значения коэффициента сопротивления $\epsilon_{\text{суж}}$ можно найти из соотношения:

$$\epsilon_{\text{суж}} = 1 - \left(\frac{S_2}{S_1}\right). \quad (3-7)$$

В остальных случаях коэффициент гидравлических потерь будет меньше рассчитанного по формуле (3-7). И.Е.Идельчик предложил полуэмпирическую формулу для нахождения коэффициента сопротивления сужения в общем случае (смягчения сужения): $\epsilon_{\text{суж}} = 0,5 \left[1 - \frac{S_2}{S_1}\right] = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n}\right)$, (3-8) в

которой $n = \frac{S_1}{S_2}$ - степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что $\frac{S_2}{S_1} = 0$, а также при отсутствии закругления входного угла, коэффициент сопротивления $\epsilon_{\text{суж}} = 0,5$.

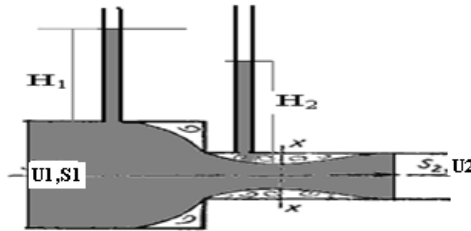


Рисунок 3.4 Внезапное сужение русла

Местные потери возникают и в других случаях, когда скорость жидкости меняется по величине и направлению (повороты, диафрагмы, тройники, задвижки и т.п). Вейсбах предложил вычислять любую местную потерю напора по формуле, аналогичной формуле (3-6):

$$h_m = \epsilon_m \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (3-9)$$

u – средняя скорость в сечении трубопровода перед местным сопротивлением или после него (так, например, для внезапного расширения чаще всего скорость принимается в сечении перед ним, а для внезапного сужения – наоборот, в сечении после него). Но коэффициент местных потерь ϵ_m в этих случаях *должен определяться экспериментальным путём*. Только в рассмотренных выше двух случаях – резком расширении и наиболее резком сужении – этот коэффициент устанавливается теоретически.

Следует иметь в виду, что определенные значения ϵ_m для внезапного расширения или внезапного сужения всегда связаны с определенными диаметрами. Значение ϵ_m зависит от вида местного сопротивления, его конструктивных размеров, числа Рейнольдса Re , в некоторой степени от шероховатости стенок, а для запорных устройств (кранов, вентилей, задвижек, клапанов и др.) – от степени их открытия. Исследованиями установлено, что ϵ_m зависит от числа Re лишь при ламинарном режиме движения. В турбулентных потоках при достаточно больших числах Re влияние последних на ϵ_m незначительно, поэтому значения их считают зависящими только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

Экспериментальное определение ϵ_m осуществляется на основе использования уравнения Вейсбаха (3-9).

При определении ϵ_m возможны два случая: $d_1 \neq d_2$ и $d_1 = d_2$, где d_1 и d_2 – диаметры трубопроводов (внутренние) на входе и выходе местного сопротивления соответственно.

Случай 1. Рассмотрим методику экспериментального определения коэффициента местного сопротивления для *наиболее сложного случая, когда диаметры трубопровода до местного сопротивления и после него различны*. Местное соп-

ротивление обозначено буквой «М». Схема приведена на рисунке 3.5.

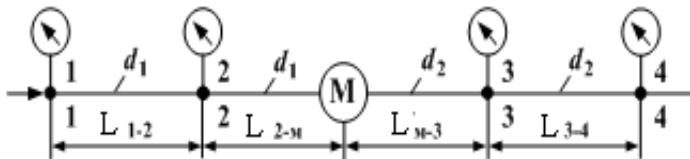


Рисунок 3.5. Схема к определению ϵ_m .

В связи со сложностью процессов, протекающих в местных сопротивлениях (разрушение структуры потока, образование вихрей и т. д.), с целью повышения точности эксперимента рекомендуется измерять пьезометрические напоры или давления не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него. То есть, измерения должны производиться в сечениях со стабилизированной, восстановившейся структурой потока. Включать измерители (пьезометры, манометры или датчики давления) рекомендуют с обеих сторон от местного сопротивления М на удалении $(10...50) d$, где d – внутренний диаметр трубопровода. Следовательно, $L_{2-m} = (10..50) d_1$. Чем больше расстояние до местного сопротивления, тем выше точность эксперимента.

Уравнение Бернулли для участков 1-2, 2-3 и 3-4 записываются следующим образом:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (3-10)$$

$$z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} = z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_3)^2}{2 \cdot g} + h_{2-3} \quad (3-11)$$

$$z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_3)^2}{2 \cdot g} = z_4 + \frac{P_4}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_4)^2}{2 \cdot g} + h_{3-4} \quad (3-12)$$

На контрольных участках 1-2 и 3-4 есть только линейные сопротивления, а на участке 2-3 линейные и местные сопротивления:

$$h_{1-2} = h^n; \quad h_{2-3} = h_{2-3}^n + h_m; \quad h_{3-4} = h^n. \quad (3-13)$$

Определить линейные потери напора на участках 2-М и М-3 сложно, поэтому вначале определяют линейные потери на участках 1-2 и 3-4 (*контрольные участки*), где нет местных потерь, а затем, используя понятия *гидравлического уклона*, находят линейные потери напора на участках 2-М и М-3. Покажем, как это делается.

Из уравнения (3-10) при $z_2 = z_1$ и $u_2 = u_1$ (диаметры сечений 1-1 и 2-2 одинаковы, а, следовательно, и площади сечений одинаковы), следует:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} - \frac{P_2}{\rho \cdot g} = h_{1-2} = h^n$$

Измеряя величину давления в сечениях 1-1 и 2-2, можно найти $h_{1-2} = h^n$, а затем гидравлический уклон на участке 1-2:

$$I_{1-2} = \frac{h_{1-2}}{L_{1-2}} \quad (3-14)$$

Так как на участке 2-М труба та же, то и гидравлический уклон на этом участке такой же: $I_{1-2} = I_{2-М}$. (3-15)

Это позволяет рассчитать линейные потери на участке 2-М:

$$h_{2-М}^n = I_{2-М} \cdot L_{2-М}. \quad (3-16)$$

Аналогичные рассуждения проводятся и для нахождения линейных потерь напора на участке М-3. Из уравнения (3-12) при равенстве геометрических напоров, диаметров и скоростей на втором контрольном участке 3-4 получаем:

$$\frac{P_3}{\rho \cdot g} - \frac{P_4}{\rho \cdot g} = h_{3-4} = h^n; \quad I_{3-4} = \frac{h_{3-4}}{L_{3-4}} \quad (3-17)$$

$$I_{3-4} = I_{М-3} \quad \text{и} \quad h_{М-3}^n = I_{М-3} \cdot L_{М-3}. \quad (3-18)$$

В итоге, уравнение (3-12) запишется в виде:

$$\left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} - \frac{P_3}{\rho \cdot g}\right) + \left[\frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} - \frac{\alpha \cdot (u_3)^2}{2 \cdot g}\right] = h_{2-3}^{\text{л}} + h_M = h_{2-M}^{\text{л}} + h_{M-3}^{\text{л}} + h_M \quad (3-19).$$

Определяя экспериментально давления во всех сечениях, расход жидкости и температуру жидкости можно определить гидравлические уклоны, линейные потери напора, а затем и коэффициент местных потерь.

Для определения коэффициента Кориолиса необходимо рассчитать число Рейнольдса.

Внимание: при резком сужении в формуле (3-9) берутся значения скорости после местного сопротивления, а при резком расширении значения скорости до местного сопротивления.

Случай 2. Диаметры сечений труб одинаковы $d_1 = d_2 = d$.

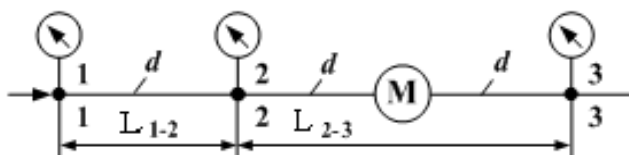


Рисунок 3.6 Схема к определению ϵ_M при $d_1 = d_2 = d$

Для третьего местного сопротивления — колена, исследуемого в работе, методика определения местных потерь несколько проще. В связи с тем, что диаметры до колена К и после равны (т. е. диаметры сечений 2-2 и 3-3, а следовательно и площади сечений одинаковы), в этом случае достаточно создать один контрольный участок (а не два, как в предыдущем случае). Причем этот контрольный участок может быть расположен как до, так и после местного сопротивления. В исследуемой установке контрольный участок расположен до колена К.

Для участка 2-3 уравнение Бернулли имеет вид:

$$z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g} = z_3 + \frac{P_3}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_3)^2}{2 \cdot g} + h_{2-3} \quad (3-20)$$

Так как диаметры в сечениях 2-2 и 3-3 одинаковы, то одинаковы и скоростные напоры. В общем случае, если местное сопротивление (кран, задвижка и т.п) находится на участке горизонтально расположенной трубы, геометрические напоры так же одинаковы и уравнение Бернулли принимает вид:

$$\left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} - \frac{P_3}{\rho \cdot g}\right) = h_{2-3} = h_{л} + h_{м} = (h_{2-м}^{л} + h_{м-3}^{л}) + h_{м}. \quad (3-21)$$

Линейные потери напора $h_{2-м}^{л}$ и $h_{м-3}^{л}$ находятся через гидравлический уклон, определяемый на контрольном участке 1-2, как показано выше:

$$I_{1-2} = \frac{h_{1-2}}{L_{1-2}}$$

$$h_{2-м}^{л} = I_{1-2} \cdot L_{2-м}, \quad h_{м-3}^{л} = I_{1-2} \cdot L_{м-3}. \quad (3-22)$$

На рисунке 3.7 (а) изображён подобный случай, только вместо сечений 1-1, 2-2 и 3-3 здесь нумерация сечений 2-2, 3-3, 4-4 (это связано с нумерацией вентилях, которые закрываются или открываются в ходе эксперимента).

Кроме того, геометрические напоры в сечениях 2-2 и 3-3 одинаковы, а в сечении 4-4 геометрический напор равен 0.

На рисунках 3.7(б) и 3.7 (в) приведены схемы двух других местных сопротивлений - резкого расширения и резкого сужения. Здесь нумерация сечений также определяется номером вентиля.

Таким образом, для экспериментального определения коэффициента местного сопротивления необходимо:

1) из формулы Вейсбаха (3-9) выразить ϵ_m :

$$\epsilon_m = \frac{2g \cdot h_m}{u^2} ;$$

2) экспериментально определить потери напора в местном сопротивлении h_m и среднюю скорость течения жидкости u , а затем вычислить ϵ_m .

Численное значение h_m определяется в соответствии с изложенной выше методикой.

Выполнение работы

1. Перед выполнением работы просмотреть раздел «*Изучить установку*» в лабораторной работе № 1.



Рисунок 3.7. Схема объекта исследования

а) - участок трубопровода I (содержит колено К);

2. Провести измерения.

Объектами испытаний в данной работе являются три участка стальных трубопроводов (I, III и IV, см. рисунок 1.9), каждый из которых содержит одно местное сопротивление. В данной работе исследуется только участок с одним местным сопротивлением-коленом. Схема участка приведена на рис.3.7.

Табл.3.1. Результаты измерений и расчётов.

Имеряемые параметры	Обозначение	Размерность	Численное значение
Давления:	сеч.2	p_2	кПа
	сеч. 3	p_3	кПа кПа
	сеч. 4	p_4	кПа кПа
Время прохождения через расходомер объема V, л	τ	с	
Температура воды	T	°C	

Имеряемые параметры	Обозначение	Размерность	Численное значение
Вычисляемые параметры			
Расход	Q	м ³ /с	
Средняя скорость:	сеч. 2	u ₂	м/с
	сеч. 3	u ₃	м/с
	сеч. 4	u ₄	м/с
Число Рейнольдса	Re	–	
Коэффициент Кориолиса	α	–	
Скоростные напоры:	сеч. 2	$\alpha u_2^2/2$ g	м
	сеч. 3	$\alpha u_3^2/2$ g	м
	сеч. 4	$\alpha u_4^2/2$ g	м
Геометрические напоры:	сеч. 2	z ₂	м
	сеч. 3	z ₃	м
	сеч. 4	z ₄	м
Пьезометрические напоры:	сеч. 2	P ₂ /ρg	м
	сеч. 3	P ₃ /ρg	м
	сеч. 4	P ₄ /ρg	м
Полные напоры:	сеч. 2	H ₂	м
	сеч. 3	H ₃	м
	сеч. 4	H ₄	м
Гидравлический уклон	I	–	
Потери напора в местном сопротивлении (колоне)	h _м	м	
Коэффициент местного сопротивления	ε _м	–	

Эксперименты с определением местного сопротивления в местах внезапных сужения и расширения в данной работе не проводятся. В качестве примера достаточно провести измерения и расчёты для одного участка.

Внутренние диаметры и длины участков трубопроводов на рисунке 3.7 указаны в мм. Номера сечений, в которых измеряются давления, соответствуют номерам вентилях, используемых для подключения этих сечений к датчикам давления (см. рисунок 1.9).

Примечание: при измерении давлений не учитываются поправки на установку датчиков ($D_1 - D_4$).

а) Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления колена ϵ_k :

– открыть вентиль В1 (см. рисунок 1.9) и подключить исследуемый трубопровод I к насосу;

– открыть вентили В2, В3 и В4 (все остальные вентили на стенде должны быть закрыты);

– включить питание стенда и насосную установку (дать возможность насосной установке поработать в течение 3...5 минут);

– затем необходимо снять показания с трех датчиков давления D_1 (p_2 , сеч. 2–2), D_2 (p_3 , сеч. 3–3), D_3 (p_4 , сеч. 4–4), измерить время τ прохождения через расходомер объема воды V (принять $V = 10^{-2} \text{ м}^3 = 10 \text{ дм}^3 = 10 \text{ л}$)), а также температуру воды T .

Результаты измерений занести в таблицу 3.1

3. Обработка результатов. Пример проведения расчётов

Для исключения ошибок все численные значения параметров необходимо в формулы подставлять в системе СИ.

При исследованиях трубопроводов III и IV, содержащих ВС и ВР, следует иметь в виду, что эти трубопроводы имеют два характерных диаметра. На этих диаметрах будут различными скорости, числа Рейнольдса, коэффициенты Кориолиса и скоростные напоры.

При исследованиях трубопровода (содержит колено) в таблице 3.1 присутствуют геометрические напоры Z_i . При определении геометрических напоров предлагается считать, что плоскость сравнения совпадает с сечением 4–4.

В случае, когда центры всех сечений лежат на одном уровне (труба расположено горизонтально) геометрические напоры можно приравнять нулю. Так, трубопроводы III и IV расположены горизонтально и нулевой уровень (плоскость сравнения) в этом случае проводят вдоль оси трубы.

Полный напор в i -м сечении H_i в общем случае равен сумме трех напоров (геометрического, пьезометрического и скоростного).

Гидравлические уклоны, потери напора в местных сопротивлениях и коэффициенты местных сопротивлений необходимо вычислять по формулам (3-9) – (3-22).

После определения ϵ_k , ϵ_{bc} и $\epsilon_{вр}$ полученные численные значения этих коэффициентов необходимо сравнить со справочными значениями.

Расчёты.

Первый случай, колено

В эксперименте получены следующие значения измеряемых величин:

Объём $V = 20$ л.

Время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 66$ с.

Температура жидкости $T = 30^{\circ}\text{C}$.

Диаметр трубопровода $d = 8$ мм.

Длина участков: $L_{2-3} = 600$ мм, $L_{3-4} = 300$ мм, $z_2 = z_3 = 150$ мм, $z_4 = 0$.

Показания датчиков давления:

$P_2 = 275$ КПа, $P_3 = 250$ КПа. $P_4 = 176$ КПа.

Находим:

а) расход жидкости

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{66 \text{ с}} = 0,303 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

б) площадь сечения трубопровода:

$$S_2 = S_3 = S_4 = 3,14 \cdot \frac{(8 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

в) скорость движения жидкости по трубопроводу одинакова во всех сечениях

$$u_2 = u_3 = u_4 = \frac{Q}{S_4} = \frac{0,303 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 6,06 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

г) число Рейнольдса (данные по плотности и динамической вязкости берём из таблицы 1.2).

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U_4 \cdot d_4}{\eta} = \frac{0,9955 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 6,06 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{8,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 54800$$

(полученные данные округляем до 100).

Так как режим турбулентный, коэффициенты Кориолиса в уравнении Бернулли равны 1.

д) На контрольном участке 2-3 линейные потери напора (местные потери отсутствуют):

$$h_{2-3} = \left(\frac{P_2}{\rho \cdot g} - \frac{P_3}{\rho \cdot g} \right) = \frac{(275 - 250) \cdot 10^3 \text{ Па}}{995,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} = 2,56 \text{ м.}$$

е) Гидравлический уклон на контрольном участке

$$I_{2-3} = \frac{h_{2-3}}{L_{2-3}} = \frac{2,56 \text{ м}}{0,6 \text{ м}} = 4,27$$

Так как трубопровод имеет постоянный диаметр, то и на участке 3-4 гидравлический уклон будет таким же: $I_{2-3} = I_{3-4}$.

ж) Линейные потери напора на участке 3-4

$$h_{3-4}^{\text{л}} = I_{3-4} \cdot L_{3-4} = 4,27 \cdot 0,3 \text{ м} = 1,28 \text{ м}$$

з) Местные потери напора на участке 3-4

$$h_{\text{м}} = z_3 + \left(\frac{P_3}{\rho \cdot g} - \frac{P_4}{\rho \cdot g} \right) - h_{3-4}^{\text{л}}.$$

$$h_{\text{м}} = 0,15 \text{ м} + \frac{(250 - 176) \cdot 10^3 \text{ Па}}{995,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} - 1,28 \text{ м} = 0,15 \text{ м} + 7,59 \text{ м} - 1,28 \text{ м.}$$

$$h_{\text{м}} = 6,46 \text{ м.}$$

и) Коэффициент местных гидравлических потерь находим из формулы Вейсбаха:

$$\varepsilon_M = \frac{2g \cdot h_M}{u^2} = \frac{2 \cdot 9,8 \frac{M}{c^2} \cdot 6,46 \text{ м}}{(6,06 \frac{M}{c})^2} = 3,45$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_M}{\varepsilon_M} = \frac{3,6 - 3,45}{3,6} \cdot 100\% = 4,1\%.$$

Коэффициент местного сопротивления при повороте трубы на 180° может измениться, согласно справочным данным, до значений $\varepsilon_M = 3,6$.

Выводы: экспериментальные значения коэффициента местного гидравлического сопротивления для колена (поворот на 180°) в пределах 4% совпадает с табличными данными. Для гидравлических величин такое расхождение можно считать удовлетворительным.

Лабораторная работа №4

Определение коэффициента гидравлического трения

Цели работы:

- изучение способов определения коэффициента гидравлического трения;
- определение коэффициента гидравлического трения стального трубопровода.

Краткие теоретические сведения

При движении жидкостей по трубам вследствие трения возникают силы гидравлических сопротивлений, на преодоление которых затрачивается часть энергии, переносимой жидкостью.

Наиболее общей формулой для определения потерь напора на трение по длине трубопровода, как при ламинарном, так и турбулентном режимах движения является формула Вейсбаха-Дарси:

$$h_{л} = \frac{\lambda_{тр} \cdot L}{d} \frac{u^2}{2g} \quad (4-1)$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент гидравлического трения или коэффициент Дарси; L, d – длина и диаметр участка трубы, на котором определяются потери напора $h_{л}$ (линейные); u – средняя скорость течения жидкости. Для определения $h_{л}$ в трубах произвольного поперечного сечения в формулу (4-1) вместо d подставляют гидравлический диаметр D ($D = \frac{d}{4}$).

Исследованиями установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок $\left(\frac{\Delta_s}{d}\right)$, где Δ_s – абсолютная величина так называемой эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости. Определение $\lambda_{тр}$ находится в тесной связи с воззрениями на структуру турбулентного потока, в соответствии с которыми считают, что турбулентный поток состоит из турбулентного ядра и приграничного ламинарного слоя, расположенного у стенок трубы. Для турбулентного течения характерно перемешивание жидкости, пульсации скоростей и давлений. Если с помощью особо чувствительного прибора-самописца измерять пульсации, например, скорости по времени в фиксированной точке потока, то получим картину, подобную показанной на рисунке 4.1. Скорость беспорядочно колеблется около некоторого осредненного по времени значения $U_{оср}$, которое в данном случае остается постоянным. Характер линий тока в трубе в данный момент времени отличается большим разнообразием (рисунок 4.2). При турбулентном режиме движения жидкости в трубах эпюра распределения скоростей имеет вид, показанный на рисунке 4.3. В тонком при стенном слое толщиной δ жидкость течет в ламинарном режиме, а остальные слои текут в турбулентном режиме, и называются турбулентным ядром. Таким образом, строго говоря, турбулентного движения в чистом виде не существует. Оно сопровождается ламинарным движением у стенок, хотя слой $\delta_{пл}$ с ламинарным режимом весьма мал

по сравнению с турбулентным ядром. Толщина приграничного ламинарного слоя $\delta_{пл} = \frac{30 \cdot d}{Re \cdot \sqrt{\lambda}}$.

При $\delta_{пл} > \Delta$ труба является гидравлически гладкой, где Δ – аб-солютная шероховатость стенок трубы.

При $\delta_{пл} < \Delta$ (т. е. неровности стенки выступают за пределы ламинарного слоя) – труба является гидравлически шероховатой.

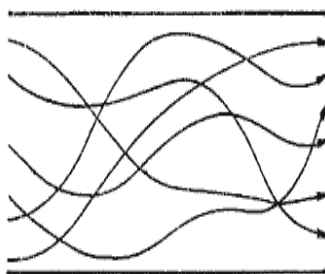
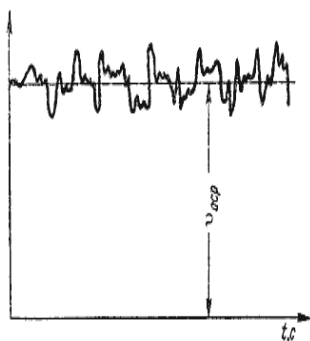


Рисунок 4.1 Пульсации скорости Рисунок 4.2 Линии тока

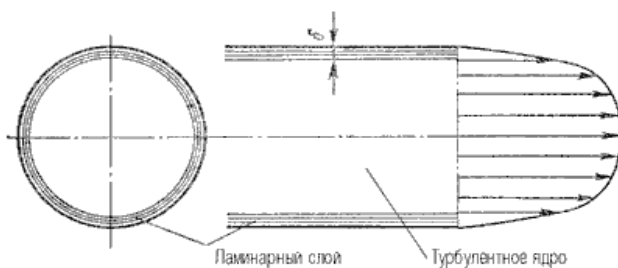


Рисунок 4.3. Модель турбулентного режима движения жидкости.

Таким образом, одна и та же труба в зависимости от режима течения жидкости может быть как гидравлически гладкой, так и гидравлически шероховатой.

В настоящее время существует несколько способов определения коэффициента гидравлического трения $\lambda_{тр}$. Рассмотрим их.

Первый способ. В соответствии с этим способом $\lambda_{тр}$ определяется экспериментальным путем. Обозначим определяемый таким образом коэффициент гидравлического трения λ_3 . Из уравнения (4.1) следует:

$$\lambda_3 = \frac{h_l \cdot 2g \cdot d}{L \cdot u^2}, \quad (4-2)$$

где h_l и u определяются на основе экспериментальных данных. Для горизонтального трубопровода постоянного сечения на участке между любыми двумя сечениями 1 и 2:

$$h_l = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} = H_1 - H_2, \quad (4-3)$$

где $H_1 = \frac{P_1}{\rho g}$ и $H_2 = \frac{P_2}{\rho g}$ – пьезометрические напоры соответственно в начале и в конце исследуемого трубопровода.

Второй способ. В соответствии с этим способом все возможные режимы течения жидкости разбиваются на пять зон сопротивления. Для каждой зоны рекомендована одна или несколько формул, на основе которых вычисляется значение $\lambda_{тр}$. Для выбора зоны, а следовательно, и формулы для вычисления $\lambda_{тр}$ необходимо знать значения Re , d , Δ_3 . Определяемый ниже коэффициент гидравлического трения в соответствии со вторым способом обозначен λ_p (расчётный).

Зоны, их границы и формулы, используемые для вычисления $\lambda_{тр}$, следующие.

Зона 1 – вязкого сопротивления; движение ламинарное;

$$Re < 2320. \quad \lambda_{тр} = \frac{64}{Re}. \quad (4-4)$$

Зона 2 – турбулентного течения жидкости в переходной области; $2320 < Re < 4000$. Для вычисления коэффициента гидравлического трения в этой зоне используется формула Френкеля:

$$\lambda_{тр} = \frac{2,7}{Re^{0,53}}. \quad (4-5)$$

Зона 3 – гидравлически гладких труб. $4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_3}$. Для вычисления $\lambda_{тр}$ в этой зоне пользуются формулой Блазиуса:

$$\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4-6) \text{ или формулой Конакова: } \lambda_{тр} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$$

Зона 4 – до квадратичного сопротивления, переходная от зоны гидравлически гладких труб к зоне квадратичного сопротивления; $10 \frac{d}{\Delta_3} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_3}$. Расчет $\lambda_{тр}$ в этой зоне выполняют по формуле Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4-8)$$

Зона 5 – квадратичного сопротивления (гидравлически шероховатых труб), $Re > 560 \frac{d}{\Delta_3}$

Для расчета $\lambda_{тр}$ в этой зоне широко применяется формула Шифринсона:

$$\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25}. \quad (4-9)$$

Примечание: если шероховатость стенок трубы неоднородная, а разнородная, что имеет место в технических трубах, используемых на практике, то осреднённую шероховатость называют эквивалентной. Для этих труб Кольбрук в 1938 г. предложил формулу:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,5}{Re} \frac{1}{\sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_3}{3,7d} \right). \quad (4-10)$$

Таким образом, в первых трех зонах $\lambda_{тр}$ зависит только от числа Рейнольдса, т. е. $\lambda_{тр} = f(Re)$, в четвертой зоне $\lambda_{тр}$ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е. $\lambda_{тр} = f(Re, \frac{\Delta_3}{d})$, а в пятой зоне $\lambda_{тр}$ зависит только от относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е.

$$\lambda_{тр} = f\left(\frac{\Delta_3}{d}\right).$$

Следует отметить, что пять зон гидравлического сопротивления – это максимальные числа упомянутых и приводимых в учебной и научной литературе зон. Чаще всего, при решении прикладных инженерных задач выделяется меньшее число зон (две или три). Так, например, при решении задач в области машиностроительной гидравлики часто выделяют две зоны.

Первая соответствует ламинарному режиму течения ($Re < 2320$), для которого $\lambda_{тр}$ вычисляют по формуле (4.5), а вторая – турбулентному режиму течения ($Re > 2320$), для которого значения $\lambda_{тр}$ определяют по формуле Блазиуса (4-6). Движение маловязких сред, например таких, как вода, происходит чаще всего в 3-ей, 4-ой и 5-ой зонах. Все пять зон можно представить в виде таблицы (4.1).

Примечание: кроме рассмотренных выше, существуют и другие способы определения $\lambda_{тр}$, например, графические. На рисунке 4.4 представлена номограмма Кольбурка-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения. Если известны число Рейнольдса, эквивалентная шероховатость и диаметр трубопровода, то на пересечении перпендикуляра (число Рейнольдса) и кривой ($\frac{\Delta z}{d}$) находится точка. Опущенный из неё перпендикуляр на ось λ даст значение коэффициента гидравлического трения (коэффициента линейных потерь). Характерные значения Δz , (в мм) для труб из различных материалов приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.1. Формулы для определения коэффициента гидравлического сопротивления

Режим движения		Число Рейнольдса	Определение λ
Ламинарный		$Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$ или $\lambda = \frac{75}{Re}$
Переходный		$2300 < Re < 4000$	<i>Проектирование трубопроводов не рекомендуется</i>
Турбулентный	1-я область	$4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$ (ф-ла Блазиуса) $\lambda_r = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}$ (ф-ла Конова)
	2-я область	$10 \frac{d}{\Delta_s} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альпшуля)
	3-я область	$Re > 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альпшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$ (ф-ла Никурадзе)

Таблица 4.2.

Материал труб	Эквивалентная шероховатость
Стекло	0...0,001
Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0...0,002
Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,02...0,05
Стальные трубы (новые)	0,03...0,1
Чугунные асфальтированные трубы	0,1...0,2
Чугунные трубы	0,2...1,0
Резиновый шланг	0,01 ..0,03
Канализационные трубы из полипропилена не менее	0,01
Керамические трубы	0,8 .. 1,0
Бетонированные каналы	8 .. 9

Выполнение работы.

1. Перед выполнением работы просмотреть раздел «Изучить установку» в лабораторной работе № 1.

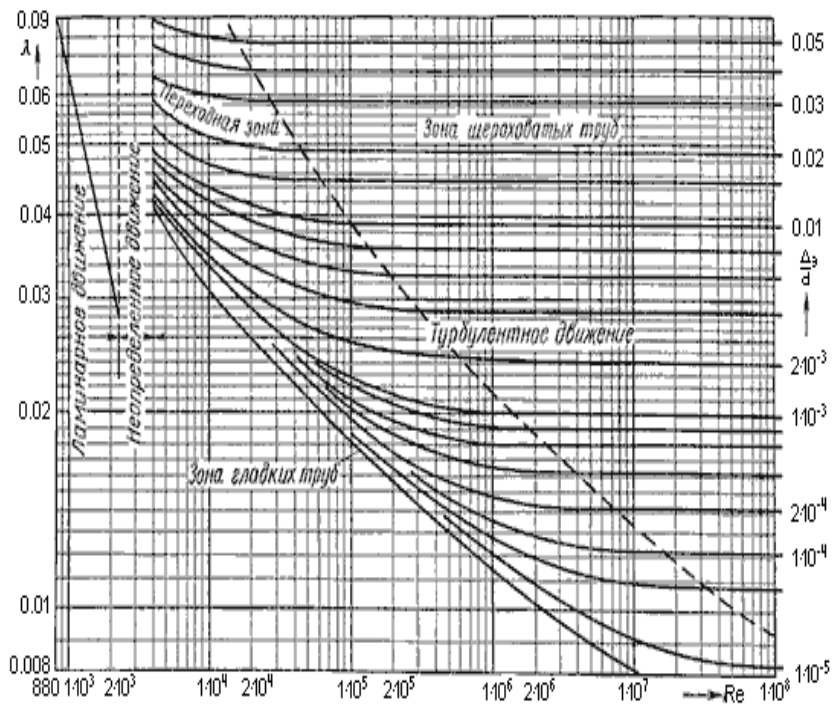


Рисунок 4.4. Номограмма Кольбрука-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения.

2. Провести измерения.

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод II (см. рис. 1.9). Схема данного трубопровода представлена на рисунке 4.5. Размеры на схеме указаны в мм. Внутренний диаметр трубопровода 8 мм.

а) До включения стенда необходимо:

- открыть вентиль В5 (подключить исследуемый трубопровод к насосу);
- открыть вентили В6 и В7 и подключить сечения 6–6 и 7–7 соответственно к датчикам D_1 и D_2 (все остальные вентили на стенде должны быть закрыты).

Таблица 4.1.Результаты эксперимента и расчётов

Номер опыта	Показ. манометров, МПа p		h_n – потери напора, м	V – объем жидкости, проходящей через расходомер, $m^3 \cdot 10^{-3}$	τ – время прохождения объема, с	T – температура рабочей жидкости, $^{\circ}C$	$Q = V / \tau$ – расход, m^3/c	u – средняя скорость, м/с	Re – число Рейнольдса	Коэфф-т гидравлич. трения	
	p_6	p_7								λ_{Σ}	λ_p
1											
2											

б) Затем необходимо включить питание стенда («СЕТЬ») и насос Н (кнопка «Пуск») и дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

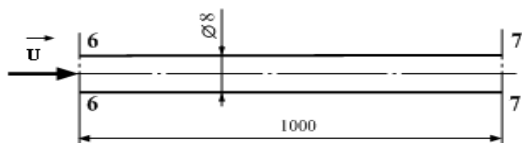


Рисунок 4.5. Схема исследуемого трубопровода

в) При различных расходах провести 2 опыта. Расход изменять путем прикрытия вентиля В5.

В каждом опыте необходимо измерять:

– давления p_6 (D_1 , сеч. 6–6) и p_7 (D_2 , сеч. 7–7);

- время τ прохождения через расходомер объема жидкости (принять $V = 10^{-2} \text{ м}^3 = 10 \text{ л}$);
- температуру воды T , °С. Результаты измерения занести в таблицу 4.1.

3. *Обработка результатов. Пример проведения расчётов*

Потери напора на участке между сечениями 6–6 и 7–7 трубопровода (потери по длине): $h_{л} = \frac{P_6}{\rho g} - \frac{P_7}{\rho g} = H_6 - H_7$, (4-3)

или $h_{л} = \frac{P_6 - P_7}{\rho \cdot g}$, где ρ – плотность воды. Данные по плотности можно взять из таблицы 1.2 (в лабораторной работе № 1).

Давления P_6 и P_7 необходимо подставлять в формулу в Паскалях.

Расход жидкости в трубопроводе: $Q = Q_v = \frac{V}{\tau}$.

Средняя скорость жидкости в трубопроводе: $u = \frac{Q}{S}$,

где S – площадь сечения трубопровода (внутренний диаметр трубопровода $d = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 8 \text{ мм}$).

Число Рейнольдса : $Re = \frac{\rho \cdot u_i \cdot d_i}{\eta} = \frac{u_i \cdot d_i}{\chi}$

Если данные по плотности и динамической вязкости брать из табл.1.2, то коэффициент кинематической вязкости $\chi = \frac{\eta}{\rho}$ можно не рассчитывать. Его можно использовать в том случае, если имеются справочные данные по зависимости χ от температуры. Коэффициент гидравлического трения $\lambda_{тр}$, определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле :

$$\lambda_{тр} = \frac{h_{л} \cdot 2g \cdot d}{L \cdot u^2}$$

Для определения коэффициента гидравлического трения расчетным путем (обозначен λ_p) необходимо для каждого опыта установить, в какой зоне гидравлического сопротивления происходит течение жидкости.

Для определения зоны гидравлического сопротивления необходимо использовать рассчитанные численные значения Re (из таблицы 4.1).

После выполнения всех расчетов необходимо сравнить полученные результаты (значения экспериментальных и рассчитанных значений коэффициента гидравлического трения) и сделать выводы.

Расчёты.

В эксперименте получены следующие значения измеряемых величин:

Объём $V = 10$ л., время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 32$ с., температура жидкости $t^0 = 20^0\text{C}$. Диаметр трубопровода $d=8$ мм, длина участка $L_{6-7} = 1000$ мм. Показания датчиков давления: $P_6 = 270$ КПа, $P_7 = 190$ КПа.

Находим:

а) расход жидкости:

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{32 \text{ с}} = 0,31 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

б) площадь сечения трубопровода:

$$S_6 = S_7 = 3,14 \cdot \frac{(8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3)^2}{4} = 0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

в) скорость движения жидкости через сечения $S_6 = S_7$:

$$u_6 = u_7 = \frac{Q}{S_6} = \frac{0,31 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,50 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 6,2 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

г) число Рейнольдса (данные по плотности и динамической вязкости взяты из таблицы 1.2. При 20^0C значения плотности $\rho = 998,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, вязкости $\eta = 10,08 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

$$Re = \frac{\rho \cdot u_6 \cdot d}{\eta} = \frac{998,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 6,2 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{10,08 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 49100.$$

д) Экспериментальное значение коэффициента гидравлического трения на участке между сечениями 6 и 7:

$$\lambda_{\text{тр } \varnothing} = \frac{h_{\text{л}} \cdot 2g \cdot d}{L \cdot u^2}. \quad \text{Здесь } h_{\text{л}} = \frac{P_6}{\rho g} - \frac{P_7}{\rho g} = H_6 - H_7,$$

где $H_6 = \frac{P_6}{\rho g}$ и $H_7 = \frac{P_7}{\rho g}$ – пьезометрические напоры соответственно в начале и в конце исследуемого трубопровода.

$$\lambda_{тр \text{ э}} = \frac{(\frac{P_6}{\rho g} - \frac{P_7}{\rho g}) \cdot 2g \cdot d}{L \cdot u^2} = \frac{(\frac{P_6}{\rho} - \frac{P_7}{\rho}) \cdot 2 \cdot d}{L \cdot u^2} \cdot$$

$$\lambda_{тр \text{ э}} = \frac{\left(\frac{270 \cdot 10^3 \text{ Па}}{998,3 \frac{\text{ кг}}{\text{ м}^3}} - \frac{190 \cdot 10^3 \text{ Па}}{998,3 \frac{\text{ кг}}{\text{ м}^3}} \right) \cdot 2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{1 \text{ м} \cdot (6,2 \frac{\text{ м}}{\text{ с}})^2} = 0,033.$$

е) Для определения коэффициента гидравлического трения расчетным путем (обозначен λ_p) установим, в какой зоне гидравлического сопротивления происходит течение жидкости. Для определения зоны гидравлического сопротивления необходимо использовать численное значение Re (из таблицы 4.1). В данном случае число Рейнольдса больше 4000 и течение жидкости происходит в одной из турбулентных зон. Находим область, в которой происходит течение. Для этого определим значение:

$\frac{d}{\Delta_3} = \frac{8 \text{ мм}}{0,5 \text{ мм}} = 160$. Труба стальная, её эквивалентная шероховатость лежит в интервале 0,03-0,1 (мм).

Выбираем $\Delta_3 = 0,05 \text{ мм}$. Расчёты показывают, что это 4-ая зона:

$$Re < 560 \frac{d}{\Delta_3}; \quad 49100 < 89600.$$

Для этой зоны можно использовать уравнение Альтшуля:

$$\lambda_p = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25};$$

$$\lambda_p = 0,11 (0,0062 + 0,0014)^{0,25} = 0,11 \cdot 0,30 = 0,033.$$

ж) Расхождение экспериментальных и расчётных значений коэффициента гидравлического трения:

$$\frac{\lambda_э - \lambda_p}{\lambda_э} = \frac{0,033 - 0,033}{0,033} = 0 \cdot 100\% = 0\%$$

Выводы. Экспериментальные и расчётные данные коэффициента гидравлического трения совпадают.

Примечание: полное совпадение экспериментальных и расчётных данных при однократном измерении может быть случайным. Обычно погрешности гидравлических расчётов лежат в пределах 3-10 (%).

Лабораторная работа 5. Оценка гидравлического сопротивления цилиндрической гладкой трубы

Цель работы:

– изучение способов определения гидравлического сопротивления цилиндрической гладкой трубы при движении по ней потока воздуха.

Краткие теоретические сведения

В лабораторных работах (№№ 1-4) экспериментально изучены законы движения жидкости (воды) по цилиндрическим трубам. Как показывают результаты эксперимента, основные законы движения: закон сохранения массы; закон сохранения полной механической энергии и закон неразрывности потока жидкости достаточно хорошо выполняются при изменениях температуры и давления, обычно наблюдаемых на практике при движении жидкости в трубопроводах.

В жидкости силы внутреннего давления (определяемые силами межмолекулярного взаимодействия) составляют примерно 10^3 МПа (10^4 атм), а сжимаемость составляет $10^{-5} \frac{1}{\text{МПа}}$, поэтому внешние силы в десятки или сотни МПа (обычно используемые на практике при перемещении жидкости по трубопроводам) не могут существенно изменить объём жидкости (или её плотность). Тем более, на величину плотности влияет только изменение давления вдоль трубопровода из-за потерь на гидравлическое трение. Поэтому плотность жидкости по всей длине трубопровода принято считать величиной постоянной. Как и вязкость жидкости, плотность зависит от температуры и при точных расчётах необходимо эту зависимость учитывать.

Для двух сечений трубопровода, диаметром d , расположенных на расстоянии L , основной закон (закон сохранения и превращения механической энергии) для движущейся жидкости, называемый законом Бернулли, имеет следующий вид:

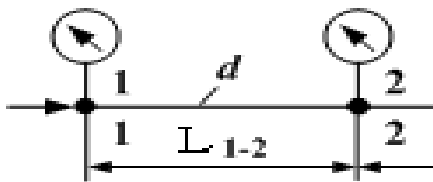


Рисунок 5.1 Схематическое изображение участка трубопровода

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{1cp})^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{2cp})^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (5-1)$$

Избыточные давления P_1 и P_2 измеряются с помощью манометров (в МПа или КПа). Слагаемые z_1 и z_2 имеют физический смысл удельной энергии тяготения (энергии, делённой на вес жидкости $\frac{W}{mg}$), их называют так же геометрическими, или геодезическими напорами. Слагаемые $\frac{P_1}{\rho \cdot g}$ и $\frac{P_2}{\rho \cdot g}$ (удельные энергии давления) называют пьезометрическими (статическими) напорами. Слагаемые $\frac{\alpha \cdot (u_{1cp})^2}{2 \cdot g}$ и $\frac{\alpha \cdot (u_{2cp})^2}{2 \cdot g}$ (удельные кинетические энергии) получили название скоростных напоров. Коэффициент α - коэффициент Кориолиса. Принято считать коэффициент Кориолиса α при $Re < 2320$ равным 2, а при $Re > 2320$ $\alpha \approx 1$.

Последнее слагаемое h_{1-2} - удельная механическая энергия, потерянная на участке между сечениями, в результате действия сил сопротивления. Она переходит в тепловую и считается в механике жидкости потерянной.

Массовым расходом называют изменение массы жидкости при её движении по трубе за единицу времени:

$$Q_m = \frac{m}{\tau} \quad (5-2)$$

Согласно закону сохранения массы вещества, если нет отбора (утечки) жидкости на участке трубы между выбранными

сечениями, то массовый расход не меняется при движении вдоль трубы. Но масса жидкости $m = \rho \cdot V$. Следовательно

$$Q_m = \frac{m}{\tau} = \frac{\rho \cdot V}{\tau} = \rho \cdot \frac{V}{\tau} = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot u \cdot S. \quad (5-3)$$

Это означает, что объёмный расход жидкости Q_v также не меняется от сечения к сечению, а его легко измерить на практике с помощью расходомеров. Из уравнения постоянства объёмного расхода $Q_v = \frac{V}{\tau} = u \cdot S$ можно рассчитать среднюю скорость движения жидкости на участке между двумя любыми сечениями трубы.

Потери напора складываются из двух видов потерь, линейных и местных. Для нахождения линейных потерь используют уравнение Дарси:

$$h_{л} = \frac{\lambda_{тр} \cdot L}{d} \cdot \frac{\alpha \cdot (u_{ср})^2}{2 \cdot g} \quad (5-4)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda_{тр}$ можно найти, используя формулы, приведенные в лабораторной работе 4. Коэффициент Кориолиса определяется по числу Рейнольдса

(для i -го сечения): $Re = \frac{\rho \cdot u_i \cdot d_i}{\eta} \quad (5-5)$

Для нахождения местных потерь используют уравнение Вейсбаха:

$$h_m = \varepsilon_m \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (5-6)$$

Коэффициент местных потерь ε_m для конкретных видов местных сопротивлений выбирают из справочных таблиц.

В **газах** силы взаимодействия между молекулами значительно меньше, чем в жидкостях, поэтому плотность газов примерно в 10^3 раз меньше, чем в жидкостях. Силы внешнего давления, вызывающие движение газов по трубам и каналам, значительно сильнее влияют на изменение объёма газа, а следовательно и на его плотность. Изменение давления по длине трубы вследствие действия сил сопротивления движению,

приводит к изменению плотности газа в разных сечениях трубы. При небольших изменениях температур и давлений, как показывает эксперимент, газы (идеальные газы) подчиняются уравнению состояния Клапейрона-Менделеева:

$$P \cdot V = \frac{m}{\mu} \cdot R \cdot T \quad (5-7)$$

Здесь $T^{\circ}K = t^{\circ}C + 273,15 = (t^{\circ} + 273)^{\circ}K$ – абсолютная температура газа ; универсальная газовая постоянная

$R = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$ и молярная масса μ . Для воздуха

$$\mu = 29 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

$$\text{Плотность газа } \rho = \frac{m}{V}. \text{ Отсюда следует : } \rho = \frac{P \cdot \mu}{R \cdot T} \quad (5-8)$$

Из уравнения (5-8) следует важный вывод: при движении газа по трубам и каналам его плотность зависит как от давления (которое понижается вдоль трубы из-за действия сил сопротивления) , так и от изменения температуры.

При расчётах характеристик движущегося газа используют значения массового расхода:

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot u \cdot S \quad (5-9)$$

Если процессы движения газа по трубам и каналам происходят достаточно быстро, их принято считать адиабатными (происходящими без теплообмена с окружающей средой). Основным показателем здесь является показатель адиабаты κ . Для воздуха $\kappa = 1,4$.

Для адиабатных процессов связь давления, плотности и температуры имеет следующий вид:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (8-10) \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (5-10)$$

В общем случае движения газа по расположенной горизонтально трубе без учёта теплообмена (адиабатный

процесс) и без учёта действия сил трения уравнение движения (Бернулли-Сен-Венана) имеет следующий вид:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (5-11)$$

В отличие от аналогичного уравнения движения идеальной несжимаемой жидкости:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (5-12)$$

значение удельной энергии давления для газов ($\frac{P}{\rho \cdot g}$) оказывается в несколько раз выше (для воздуха $\frac{\kappa}{\kappa-1} = \frac{1,4}{1,4-1} = 3,5$). Это связано с тем, что в потенциальную энергию газа кроме энергии давления входит ещё и внутренняя энергия. Иногда принято говорить, что к пьезометрическому напору в газах ($\frac{P}{\rho \cdot g}$) добавляется «температурный напор».

Для движущегося газа одной из важнейших характеристик является скорость звука. Для неподвижного воздуха при нормальных условиях она составляет примерно $c_0 = 340 \frac{M}{c}$. Законы движения газа резко отличаются при разных соотношениях скорости газа и скорости звука: $M = \frac{u}{c}$ (5-13)

Число M называют числом Маха. Движение при скоростях с $M < 1$ называют дозвуковыми, а при $M > 1$ – сверхзвуковыми.

При адиабатном торможении газа его кинетическая энергия переходит в потенциальную, при этом давление, плотность и температура возрастают и в случае полной остановки потока достигают максимальных значений T^* , P^* , ρ^* . Без вывода запишем формулы изменения параметров газа вдоль струйки в зависимости от скорости:

$$p(\lambda) = \frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5-14)$$

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right) \quad \varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

Их называют газодинамическими функциями и находят из таблицы 5.1.

При ускорении газового потока и одновременном уменьшении скорости звука наступает момент, когда эти скорости сравниваются, при этом достигается критическая скорость

$$C_{кр} = c_0 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}} \quad (5-15). \quad \text{Отношение} \quad \lambda = \frac{u}{C_{кр}} \quad (5-16)$$

называют безразмерной скоростью (коэффициент скорости). Её значение приведено в первом столбце таблицы. В последнем столбце приведены значения числа Маха. При достижении критической скорости дозвуковой режим движения переходит в сверхзвуковой. Знаменатель в формуле (5-16) величина постоянная вдоль струйки газа, в то время как в формуле (8-13) для числа Маха, знаменатель-переменное число. При скорости газового потока

$$u = C_{кр} \quad \lambda = M = 1. \quad (5-17)$$

Газодинамические функции используют при расчётах движения

газов без трения и теплообмена, например при истечении из сопла в пустоту (движение реактивной струи газа из ракетного двигателя или пара на лопатки турбин и т.п.).

Эксперимент и расчёты показывают, что до числа Маха $M = 0,2$ и примерно такому же значению λ , (что соответствует

Табл.5.1. Газодинамические функции для воздуха ($\kappa=1,4$)

λ	τ	π	ε	q	M
0,00	1,0000	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
0,05	0,9996	0,9986	0,9990	0,0788	0,0457
0,10	0,9983	0,9942	0,9959	0,1571	0,0914
0,15	0,9963	0,9870	0,9907	0,2344	0,1372
0,20	0,9933	0,9768	0,9834	0,3102	0,1830
0,25	0,9896	0,9640	0,9742	0,3842	0,2290
0,30	0,9850	0,9485	0,9630	0,4557	0,2760
0,35	0,9796	0,9303	0,9497	0,5243	0,3228
0,40	0,9733	0,9097	0,9346	0,5897	0,3701
0,45	0,9663	0,8868	0,9178	0,6515	0,4179
0,50	0,9583	0,8616	0,8991	0,7091	0,4663
0,55	0,9496	0,8344	0,8787	0,7623	0,5152
0,60	0,9400	0,8053	0,8567	0,8109	0,5649
0,65	0,9296	0,7745	0,8332	0,8543	0,6154
0,70	0,9183	0,7422	0,8082	0,8924	0,6668
0,75	0,9063	0,7086	0,7819	0,9250	0,7192
0,80	0,8933	0,6738	0,7543	0,9518	0,7727
0,85	0,8796	0,6382	0,7256	0,9729	0,8274
0,90	0,8650	0,6019	0,6959	0,9879	0,8833
0,95	0,8496	0,5653	0,6653	0,9970	0,9409
1,00	0,8333	0,5283	0,6340	1,0000	1,0000
1,05	0,8163	0,4913	0,6019	0,9969	1,0609
1,10	0,7983	0,4546	0,5694	0,9880	1,1239
1,15	0,7796	0,4184	0,5366	0,9735	1,1890
1,20	0,7600	0,3827	0,5035	0,9531	1,2566
1,25	0,7396	0,3479	0,4704	0,9275	1,3268
1,30	0,7183	0,3142	0,4374	0,8969	1,4002
1,35	0,6962	0,2816	0,4045	0,8614	1,4769
1,40	0,6733	0,2505	0,3720	0,8216	1,5575
1,45	0,6496	0,2209	0,3401	0,7778	1,6423
1,50	0,6250	0,1930	0,3088	0,7397	1,7321
1,55	0,5996	0,1669	0,2784	0,6807	1,8273
1,60	0,5733	0,1427	0,2489	0,6282	1,9290
1,65	0,5463	0,1205	0,2205	0,5740	2,0380

скорости воздуха в трубе примерно $60-70 \frac{м}{с}$) сжимаемость газа приводит к поправкам изменения плотности и давления торможения не более чем на 2%. Поэтому газ в подобных случаях можно считать несжимаемым и для расчётов его параметров использовать уравнения для несжимаемой жидкости.

Одномерное течение газа с трением и теплообменом

В длинных газопроводах без тепловой изоляции температуру газа можно считать постоянной и равной температуре окружающей среды.

Для изотермического процесса справедливо соотношение:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad (5-18)$$

Вдоль трубопровода давление и плотность уменьшаются, а скорость, согласно уравнению для массового расхода: $Q_m = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot u \cdot S$ возрастает. Для труб круглого диаметра при небольших изменениях давления можно использовать приближённую формулу для расчёта массового расхода на всём протяжении трубы:

$$Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_{cp} \cdot u_{cp} \quad (5-19)$$

Обозначим коэффициент гидравлического трения $\lambda_{тр}$. Как показали опыты Фресселя, при небольших значениях числа Маха (до 0,3) при изотермическом течении газа он остаётся величиной постоянной вдоль трубы. В действительности $\lambda_{тр}$ зависит и от числа Маха, и от числа Рейнольдса, и от эквивалентной шероховатости трубы. Но число Рейнольдса постоянно вдоль потока одного и того же сечения при постоянной температуре, так как постоянно произведение $\rho \cdot u = \text{const}$ (массовый расход не меняется) и постоянна динамическая вязкость $\eta = f(T) = \text{const}$:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d \cdot \eta} = \text{const} \quad (5-20).$$

Следовательно, коэффициент гидравлического трения для газов $\lambda_{тр}$ можно находить, используя формулы гидродинамики. Так, при турбулентном движении газа, когда $10 \frac{d}{\Delta_3} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_3}$ (5-21) расчет $\lambda_{тр}$ в этой зоне выполняют по

формуле Альтшуля: $\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$. (5-22)

Потери давления на трение между сечениями трубопровода приближённо можно рассчитать, используя формулу:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L}{d} \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}}^2}{2} \quad (5-23)$$

Выполнение работы.

1. Изучить установку.

Лабораторный стенд «Газовая динамика» (далее – стенд), предназначен для проведения практических и лабораторных работ, обеспечивающих изучение основных законов движения газовых потоков в каналах различной конфигурации и площади поперечного сечения. Используется в курсе «Механика жидкости и газа».

Стенд обеспечивает изучение:

- основных уравнений механики жидкостей и газов;
- основных законов движения потока в каналах, дросселях, клапанах;
- законов движения потока в условиях местных сопротивлений
- особенностей работы нагнетателей, сопел и диффузоров, смесителей, эжекторов;
- гидравлических сопротивлений систем снижения шума;
- измерительной аппаратуры и методов измерения.

Рабочее тело (атмосферный воздух), нагнетаемое воздуходувкой, размещенной с обратной стороны установки (рис. 5.1), подается в распределительный трубопровод 2. Установка содержит четыре продувочных линии, управление которыми осуществляется при помощи заслонок 5.

Первая линия продувки содержит гладкостенную продувочную трубу 3, продувочный гофр 4 и модель клапанного комплекта механизма газораспределения поршневого двигателя внутреннего сгорания 8. Вторая линия продувки включает в себя пластинчатый дроссель 6 и автомобильный глушитель шума 7. В

состав третьей линии продувки входит сопло 11, эжектор 10 и дозвуковой диффузор 9. Четвертая линия представляет собой газо-жидкостный смеситель 12 с емкостью для сбора жидкости.

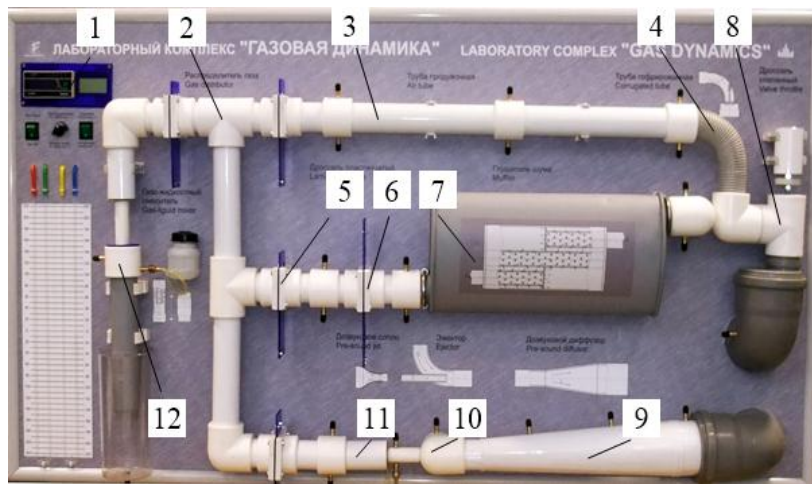


Рисунок 5.2. Лабораторный стенд «Газовая динамика»

- 1 – Панель управления стендом и регистрации измеряемых параметров;
- 2 – Распределитель;
- 3 – Продувочная труба;
- 4 – Продувочный гофр;
- 5 – Воздушная заслонка;
- 6 – Пластиновый дроссель;
- 7 – Глушитель шума;
- 8 – Клапанный модуль;
- 9 – Диффузор;
- 10 – Эжектор;
- 11 – Сопло;

12 – Газо-жидкостный смеситель

Для контроля температуры и давления газового потока в каналах, полостях и продувочных модулях размещены приемники давления и датчики температуры с индикацией параметров на панели управления стендом. Применение воздуходувки с регулируемой частотой вращения колеса нагнетателя обеспечивает возможность плавной регулировки расхода воздуха в каналах, трубопроводах и продувочных модулях лабораторной установки.

Отвод рабочего тела осуществляется при помощи отводящих трубопроводов с обратной стороны стенда.

В соответствии с комплектом поставки стенда и составом монтируемой измерительной аппаратуры, лабораторный стенд обеспечивает проведение следующих лабораторных работ:

1. Гидравлическое сопротивление цилиндрической гладкой и гофрированной трубы;
2. Гидравлическое сопротивление клапанного и пластинчатого дросселя. Определение эффективного проходного сечения клапана;
3. Гидравлические потери при внезапном изменении геометрических характеристик потока;
4. Определение степени повышения давления и коэффициента сопротивления дозвукового диффузора;
5. Определение гидравлических характеристик и коэффициента расхода дозвукового сопла;
6. Определение коэффициента эжекции газового эжектора;
7. Определение расхода жидкости и воздуха газо-жидкостного смесителя;
8. Гидравлические потери в системе снижения шума двигателя внутреннего сгорания;

9. Определение степени повышения давления и технической работы центробежного нагнетателя;
10. Оценка полной температуры потока. Определение теплообмена через стенки газового тракта.

2. Провести измерения.

Схема исследуемого трубопровода (продувочного модуля) приведена на рис.5.3. Атмосферный воздух, нагнетаемый компрессором, проходит через распределительный модуль и перетекает в продувочную трубу. В сечениях 1, 2 и 3 продувочной трубы расположены приемники полного (P) и статического (P_0) давления воздуха. Регистрация давлений выполняется с использованием жидкостных дифференциальных манометров.

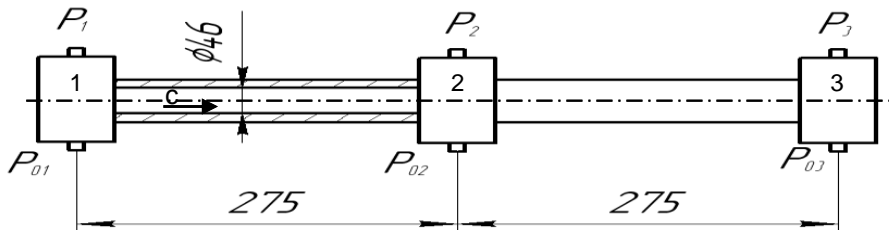


Рисунок 5.3. Схема продувочного модуля (трубы) с тремя сечениями.

А) Запустить воздухоудувку и определить несколько скоростных режимов испытаний;

Б) На различных режимах работы воздухоудувки оценить показания манометров при замере полного и статического давлений; данные занести в табл.5.2. Отключить установку.

В) Оценить скорость потока u в 3-х различных сечениях, используя определение полного напора: полный (гидродинамический) напор складывается из пьезо-

метрического (статического) $P_{ст}$ и скоростного $P_{дин}$:

$$P_1 = P_{1ст} + P_{1дин}; \quad P_2 = P_{2ст} + P_{2дин} \quad (8-24) \quad P_{дин} = \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (5-25)$$

Отсюда $u = \sqrt{\frac{2 \cdot (P - P_{ст})}{\rho}}$ (5-26) Данные занести в табл.

5.3. Г) Рассчитать газодинамическую функцию $\pi(\lambda) = \frac{P_{ст}^a}{P_a}$ (5-27),

а затем, используя формулы (5-14)-(5-16), найти коэффициент скорости λ и скорость газа в данном сечении u . Сравнить полученные данные с экспериментом. Сделать выводы о режиме течения газа. Данные занести в табл.5.4

Д) Используя формулу (5-19) оценить значения массового расхода воздуха в первом сечении. Полученные данные использовать для нахождения числа Рейнольдса (ф-ла 5-20).

Е) Определить область турбулентного течения газа, подобрать ф-лу и провести расчёт коэффициента гидравлического трения $\lambda_{тр.}$. Полученные данные занести в табл.5.4.

Ж) Провести приближённую оценку потерь давления на трения используя соотношение (5-23). Полученные данные занести в табл.5.3.

Таблица 5.2. Данные эксперимента по измерению избыточного давления

№ п/п	$h_{1ст},$ м	$h_1,$ м	$h_{2ст},$ м	$h_2,$ м	$h_{3ст},$ м	$h_3,$ м
1						
2						
№ п/п	$P_{1ст},$ Па	$P_1,$ Па	$P_{2ст},$ Па	$P_2,$ Па	$P_{3ст},$ Па	$P_3,$ Па
1						

2						
---	--	--	--	--	--	--

Табл. 5.3. Рассчитанные значения скорости движения воздуха в трубе и потерь давления на трение.

№ п/п	$u_1, \frac{м}{с}$	$u_2, \frac{м}{с}$	$u_3, \frac{м}{с}$	Δp_{1-2}	Δp_{2-3}
1					
2					

Таблица 5.4. Рассчитанные значения газодинамической функции $\pi(\lambda)$, коэффициента скорости λ и значений скорости $u_{г}$ на основе таблиц газодинамических функций для воздуха.

№ сеч.	$\pi(\lambda)$	λ	$u_{г}, \frac{м}{с}$	Re	$\lambda_{тр}$	$Q_m, \frac{кг}{с}$
1						
2						
3						

3. Обработка результатов. Пример проведения расчётов.

В эксперименте получены следующие значения высот водяного столба дифференциального манометра: $h_{1ст} = 0,17$ м; $h_1 = 0,190$ м; $h_{2ст} = 0,153$ м; $h_2 = 0,190$ м; $h_{3ст} = 0,145$ м; $h_3 = 0,170$ м. Температура $t^0_1 = 31^0C$; $t^0_2 = 30^0C$; $t^0_3 = 29^0C$. Комнатная температура $t^0_к = 28^0C$.

Согласно справочным данным, плотность воздуха при данных температурах меняется от $1,169 \frac{кг}{м^3}$ до $1,161 \frac{кг}{м^3}$. Расхождение составляет 0,7%, поэтому для расчётов можно использовать значение плотности воздуха $\rho = 1,17 \frac{кг}{м^3}$.

Использование значения плотности при 20⁰С $\rho = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (рекомендуется в Инструкции по использованию стенда) даёт ошибку в 3%, поэтому при данных температурах мы используем значение $\rho = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

При небольших изменениях абсолютного давления в потоке воздуха, получаемых в данной работе, значения плотности воздуха согласно уравнению Менделеева-Клапейрона $\rho = \frac{\mu \cdot P_{\text{ст}}}{R \cdot T}$ (5-28) изменяются всего на 0,3%, что позволяет считать плотность воздуха в данном эксперименте величиной постоянной.

Примечание: эксперименты по изучению термодинамических процессов показывают, что при небольших изменениях давления уравнение Менделеева-Клапейрона хорошо описывает поведение реального воздуха.

Расчёты.

а) Находим значения статического и полного давлений, используя измеренные значения высот водяного столба в дифференциальном манометре (плотность воды при комнатной температуре 28⁰С $\rho_{\text{ж}} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$):

$$P_{1\text{ст}} = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_{1\text{ст}} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,17 \text{ м} = 1660 \text{ Па}$$

$$P_1 = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_1 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,19 \text{ м} = 1855 \text{ Па}$$

$$P_{2\text{ст}} = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_{2\text{ст}} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,153 \text{ м} = 1490 \text{ Па}$$

$$P_2 = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_2 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,19 \text{ м} = 1855 \text{ Па}$$

$$P_{3\text{ст}} = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_{3\text{ст}} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,145 \text{ м} = 1415 \text{ Па}$$

$$P_3 = \rho_{\text{ж}} \cdot g \cdot h_3 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,170 \text{ м} = 1660 \text{ Па}.$$

б) Находим значение скорости движения воздуха в сечениях 1,2,3 (ф-ла 5-26):

$$u_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_{1\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 195 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 18,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_{2\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 365 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 25,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$u_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_3 - P_{3\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 245 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

в) Находим значение газодинамической функции (ф-ла 5-27):

$$\pi_1(\lambda) = \frac{P_{1\text{ст}}^a}{P_1^a} = \frac{101,66 \text{ КПа}}{101,855 \text{ КПа}} = 0,9980$$

Примечание: для нахождения абсолютных значений давлений необходимо к избыточному давлению прибавить атмосферное давление. В технических расчётах его значение равно 100 КПа.

$$\pi_2(\lambda) = \frac{P_{2\text{ст}}^a}{P_2^a} = \frac{101,49 \text{ КПа}}{101,855 \text{ КПа}} = 0,9964$$

$$\pi_3(\lambda) = \frac{P_{3\text{ст}}^a}{P_3^a} = \frac{101,415 \text{ КПа}}{101,660 \text{ КПа}} = 0,9976$$

г) Используя ф-лу (5-14), находим коэффициент скорости λ .

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\text{При } \kappa=1,4 \quad \lambda = \sqrt{\frac{1-\pi(\lambda)^{0,286}}{0,1667}} \quad \lambda_1 = \sqrt{\frac{1-(0,9980)^{0,286}}{0,1667}}$$

=

$$= \sqrt{0,00343} = 0,0586; \quad \lambda_2 = \sqrt{\frac{1-(0,9964)^{0,286}}{0,1667}} =$$

$$= \sqrt{0,00618} = 0,0786; \quad \lambda_3 = \sqrt{\frac{1-(0,9976)^{0,286}}{0,1667}} =$$

$$= \sqrt{0,00412} = 0,0642.$$

д) Согласно справочным данным скорость звука в покоем воздухе при 20°C равна $C_0=340 \frac{\text{M}}{\text{c}}$, а при 30°C $C_0=349 \frac{\text{M}}{\text{c}}$. Формула (5-15) позволяет оценить критическую скорость в потоке воздуха:

$$C_{\text{кр}} = C_0 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}} = 349 \frac{\text{M}}{\text{c}} \sqrt{\frac{2}{1,4+1}} = 319 \frac{\text{M}}{\text{c}}.$$

Оценим скорость воздуха, используя значение коэффициента скорости $\lambda = \frac{u}{C_{\text{кр}}}$.

$$u_1 = \lambda_1 \cdot C_{\text{кр}} = 0,0586 \cdot 319 \frac{\text{M}}{\text{c}} = 18,7 \frac{\text{M}}{\text{c}};$$

$$u_2 = \lambda_2 \cdot C_{\text{кр}} = 0,0786 \cdot 319 \frac{\text{M}}{\text{c}} = 25,1 \frac{\text{M}}{\text{c}};$$

$$u_3 = \lambda_3 \cdot C_{кр} = 0,0642 \cdot 319 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Совпадение рассчитанных данных скорости воздуха с помощью газодинамических функций и экспериментальных данных вполне удовлетворительное, что позволяет сделать вывод о адиабатном режиме движения газа.

е) Массовый расход газа по длине трубопровода является величиной неизменной. В общем случае его расчёт является достаточно сложной задачей. В рассматриваемом случае приближённо его можно найти, используя соотношение

$$(5-19): \quad Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_{ср} \cdot u_{ср}; \quad \rho_{ср} = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$u_{ср} = \frac{u_1 + u_2 + u_3}{3}; \quad u_{ср} = \frac{18,7 \frac{\text{м}}{\text{с}} + 25,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} + 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}}{3} = 21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$Q_m = \frac{3,14 \cdot (0,046 \text{ м})^2}{4} \cdot 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0,042 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

ж) Для нахождения потерь давления на трение используем формулы (5-20) - (5-23). Вначале определяем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d \cdot \eta};$$

при температуре 30°C $\eta = 1,86 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}$

$$Re = \frac{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 0,046 \text{ м}}{1,86 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 6,19 \cdot 10^4 = 61900.$$

Согласно данным гидродинамики, это число Рейнольдса соответствует турбулентному движению газа. Для нахождения коэффициента гидравлического трения газа $\lambda_{тр}$ прежде всего необходимо найти область турбулентного движения, в которой находится данное число Рейнольдса.

Определяем соотношение $\frac{d}{\Delta_9}$. Для стальной трубы (см. табл. в лабораторной работе 4) подбираем значение эквивалентной шероховатости $\Delta_9 = 0,1 \text{ мм}$.

$$\frac{d}{\Delta_9} = \frac{46 \text{ мм}}{0,1 \text{ мм}} = 460.$$

Следовательно, эта область движения соответствует формуле:

$$10 \frac{d}{\Delta_3} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_3} \quad 10 \cdot 460 < 61900 < 560 \cdot 460;$$

$4600 < 61900 < 257600$. Для этой области расчёт $\lambda_{тр}$ рекомендуется проводить по ф-ле Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1 \text{ мм}}{46 \text{ мм}} + \frac{68}{61900} \right)^{0,25};$$

$$\lambda_{тр} = 0,11 (32,73 \cdot 10^{-4})^{0,25} = 0,11 \cdot 0,239 = 0,026.$$

Определим потери давления на трение:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda_{тр} \cdot L}{d} \frac{\rho_{ср} \cdot u_{ср}^2}{2}$$

Потери давления на трение по всей длине трубопровода (между сечениями 1-3):

$$\Delta P_{тр} = \frac{0,026 \cdot 0,55 \text{ м}}{0,046 \text{ м}} \frac{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot (21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2} = 83 \text{ Па}$$

Полученные приближённые данные потерь давления на трение составляют примерно 5% от первоначального (избыточного) давления.

Выводы: использования уравнения Бернулли для реальной жидкости к расчётам движения газа в трубах и каналах позволяет рассчитать некоторые характеристики для потока газа при его движении по гладкой цилиндрической трубе с удовлетворительной точностью.

Модуль 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод.

Фундаментальные научные разработки по механике жидкостей, начало которым было положено ещё в глубокой древности Архимедом, привели к созданию гидравлических систем, играющих особо важную роль в современной технике. К ним относятся гидронасосы, гидродвигатели, гидравлические приводы. В качестве исполнительных устройств их используют в станках и автоматических линиях, в системах управления самолётом и автомобилем, в различных манипуляторах, роботах и т.д.

Гидравлические машины - устройства, предназначенные для перемещения жидкости, преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию, а также передачи механической энергии от одного механизма к другому или преобразования различных видов движений и скоростей посредством жидкости.

Соответственно гидравлические машины подразделяются на два основных класса: *гидронасосы, гидродвигатели*.

Гидронасос - гидравлическая машина, в которой механическая энергия, приложенная к выходному валу, преобразуется в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости. В гидронасосах рабочий орган отдаёт энергию протекающей жидкости.

Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром (гидроцилиндром)*.

В гидравлических двигателях рабочий орган получает энергию от протекающей жидкости. К таким двигателям относят и *гидротурбины*. Многие гидродвигатели *обратимы*, т.е. могут работать как *гидронасосы*.

Широкое распространение на практике получили системы, включающие гидронасосы и гидродвигатели. В их состав также входят *средства управления (гидроаппараты)* и короткие трубопроводы (*гидролинии*). Эти системы получили название *гидроприводов*.

Устройства управления служат для управления изменением или поддержанием на нужном уровне давления и расхода, а также изменением направления движения потока рабочей жидкости. К ним относятся такие устройства, как:

гидрораспределители - для изменения направления движения потока рабочей жидкости, нужной последовательности включения в работу гидродвигателей, реверсирования движения их выходных звеньев и т. д.;

регуляторы давления (предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны) - для регулирования давления рабочей жидкости;

регуляторы расхода (делители и сумматоры потоков, дроссели и регуляторы потока, направляющие клапаны);

гидравлические усилители мощности сигналов управления.

К *вспомогательным устройствам* обычно относят так называемые *кондиционеры рабочей жидкости* (фильтры, теплообменные аппараты и др.), *гидравлические реле давления, гидроемкости, уплотнители, обеспечивающие герметизацию системы, и др.*

В данном лабораторном практикуме экспериментально исследуются рабочие характеристики *шестерённого насоса, аксиально-поршневого гидромотора и гидроцилиндра.*

В гидравлическую схему для исследования гидродвигателей входят основные элементы *объёмного гидропривода*: масляный бак, объёмный гидронасос, гидродвигатель, гидролинии и гидроаппаратура (гидрораспределители, гидродроссели, регуляторы расхода, предохранительные клапаны), а также фильтр.

Экспериментальное определение рабочих характеристик гидромашин позволит студентам получить навыки работы с ними, понять устройство и принцип действия различной гидроаппаратуры, читать и чертить гидравлические схемы.

Лабораторная работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих характеристик шестерённого насоса

Цели работы:

- изучение основных теоретических положений по исследованию характеристик объемных насосов;
- ознакомление со стендом для испытания гидросистем и снятие на нём характеристик шестерённого насоса.

Краткие теоретические сведения.

В объемных насосах подача жидкости осуществляется вследствие её вытеснения из рабочей камеры, объём которой изменяется. Рабочая камера попеременно соединяется с зонами всасывания и нагнетания.

Рабочая камера шестеренного насоса - впадина между двумя соседними зубьями. Количество рабочих камер равно общему количеству зубьев двух шестерен.

При вращении ведущей шестерни, закрепленной на валу насоса, и зацепляющейся с ней ведомой шестерни, свободно вращающейся на оси в направлениях, показанных стрелками, впадины между зубьями (рабочие камеры) заполняются жидкостью в зоне, связанной со входом насоса. Далее рабочие камеры, по мере вращения шестерен, переносятся вдоль внутренней поверхности корпуса насоса в зону, связанную с выходом насоса. В эту зону жидкость вытесняется входящим во впадину зубом сопряженной шестерни (см. рис.6.1).

При изготовлении насосов, эксплуатации, ремонте и т.п. необходимо снимать их технические характеристики. Определяют графическую зависимость производительности Q ; полезной мощности $N_{п}$; мощности на валу N ; полного КПД η ; объемного КПД η_0 от давления в нагнетательной линии. Из рисунка 6.2 следует, что действительная подача (производительность) насоса (т.е. объём, подаваемый в единицу времени в нагнетательную линию) и давление связаны на начальном участке линейной зависимостью. Уменьшение подачи приводит к увеличению давления.

Идеальная (*теоретическая*) подача насоса $Q_{ид}$ от давления не зависит и определяется из соотношения:

$$Q_{ид} = V_0 \cdot n. \quad (6-1)$$

Здесь V_0 - рабочий объём насоса (m^3), n –число оборотов в единицу времени (за сек). На графике P - Q её можно изобразить прямой линией 1. Такая подача существует при нулевом давлении на выходе насоса (точка А). Из рисунка (6-3) следует, что при отсутствии объёмных

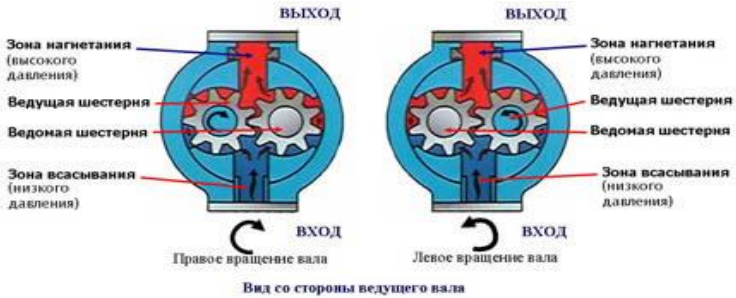


Рисунок 6. 1.Устройство шестерённного насоса с внешним зацеплением зубьев.

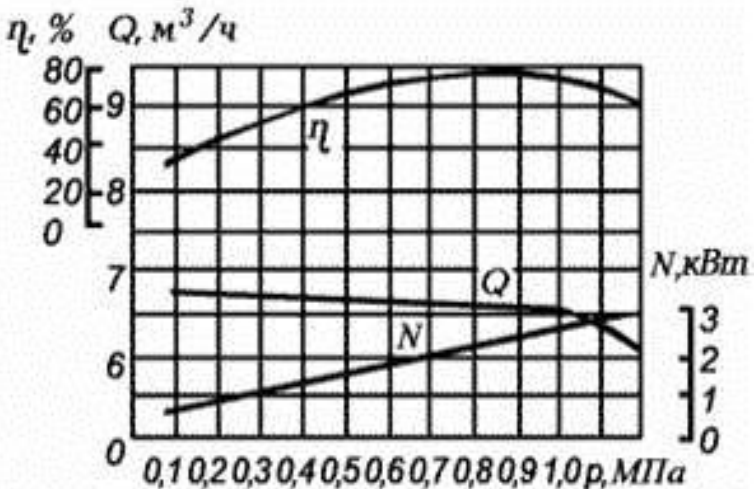


Рисунок 6.2. Примерный вид зависимостей производительности Q (подачи), мощности N и к.п.д η шестерённного насоса от давления P .

потерь давление, создаваемое насосом, не оказывает влияния на величину подачи $Q_{ид}$. Но в насосах существуют утечки жидкости и действительная подача меньше теоретической на величину утечек:

$$Q = Q_{ид} - Q_y. \quad (6-2)$$

Величина утечек Q_y зависит от давления насоса (разность давлений на выходе и входе насоса).

Так как по определению объёмный КПД насоса $\eta_0 = Q / Q_{ид}$, то его значения можно найти, измеряя действительную подачу, число оборотов вала насоса и рассчитывая теоретическую подачу (ф-ла 5-1):

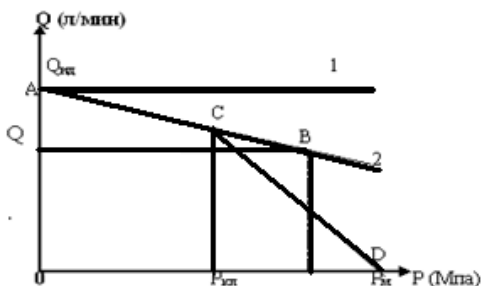


Рисунок 6.3. Графическая зависимость подачи от давления насоса.

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{Q}{Q + Q_y} = \frac{Q}{V_0 \cdot n} \quad (6-3)$$

При движении жидкости через рабочую камеру часть механической энергии привода насоса преобразуется в кинетическую энергию и потенциальную энергию давления (создаётся напор).

Напор насоса (удельная энергия, полученная жидкостью при прохождении через рабочую камеру) и давление связаны соотношением $P = \rho \cdot g \cdot H$. При нулевой подаче давление будет максимальным.

Если известно давление P_m , для которого найден объёмный КПД, можно найти точку на диаграмме, соответствующую этому давлению и подаче, и провести через неё линию АВ (линия 2).

При такой характеристике подача незначительно зависит от давления. В реальных гидросистемах существуют потери напора, как местные, так и линейные, и на их преодоление затрачивается энергия. Чем больше потери, тем большее давление развивает насос на выходе. Создаваемое насосом давление может расти практически неограниченно, до разрушения насоса или трубопровода. Поэтому на практике в нагнетательную линию насоса ставят клапаны давления (напорные, редукционные и др.). Клапан настраивают на определённое давление, при достижении которого часть жидкости будет уходить в бак, снижая давление в системе.

Изменение подачи жидкости в гидрочастотную систему можно осуществить и с помощью специальных регуляторов расхода.

При срабатывании клапана давления часть жидкости уходит через него в бак и характеристика как бы «переламывается» в точке С. Линия CD в этом случае уже изображает зависимость подачи *насосной установки* от давления. Из неё следует, что подачу можно существенно изменить при небольшом изменении давления. При давлении P_m (полное открытие клапана) подача жидкости в нагнетательную линию полностью прекращается ($Q = 0$).

Регулятор расхода изменяет подачу, но в отличие от первого случая, вся жидкость поступает в систему. Этот способ изменения подачи более экономичен, но требует применения регулируемых насосов, которые более сложны в изготовлении, а следовательно, и дороже.

В данной работе экспериментально определяются:

- действительная подача нерегулируемого шестерённого насоса с помощью расходомера и электронного счётчика;
- число оборотов вала насоса;

- давление на входе и выходе насоса;
- мощность, потребляемая из сети.

Это позволяет рассчитать *идеальную подачу*, *действительную подачу* (измерения проводятся для нескольких значений подачи) и построить зависимость подачи от давления графически (линия 1 и линия 2).

Полезная мощность (мощность, сообщаемая насосом жидкости) определяется соотношением:

$$N_{\text{п}} = \Delta P \cdot Q \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (6-4)$$

где ΔP – разность давлений на входе и выходе насоса (МПа). В случае использования вакуумметра на входе, разность давлений заменяется на сумму.

Производительность (подача) насоса находится с помощью расходомера (измеряет объём) и электронного счётчика (размерность $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$, можно так же использовать и внесистемную единицу $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$):

$$Q = \frac{V}{\tau} \quad (6-5)$$

Потребляемая мощность на валу насоса N находится по формуле:

$$N = M \cdot \omega \quad (6-6)$$

Здесь M – крутящий момент на валу насоса, ω – угловая скорость вращения ($\omega = 2\pi n$, где n – число оборотов за единицу времени).

Примечание: действительный крутящий момент на валу насоса в данной работе не находится.

Рабочий объём рассматриваемого насоса V_0 остаётся постоянным у не регулируемых насосов. Число оборотов, определяемое по тахометру в данной работе, надо делить на 2.

$$n = \frac{n_{\text{изм}}}{2} \quad (6-7)$$

Полный к.п.д. насоса, который учитывает все потери, определяется формулой:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{м}} \quad (6-8)$$

Объёмный к.п.д. (учитывает потери мощности в насосе из за утечек жидкости Q_y через зазоры) находится по зависимости

(см. ф-лу 6-3):
$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + Q_y}$$

Гидравлический к.п.д.:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H + h} \quad (6-9)$$

где h – потери напора в насосе, учитывает потери мощности в насосе на преодоление линейных и местных потерь. У шестерённых насосов потери малы и $\eta_{\text{г}} = 1$.

Механический к.п.д.:

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N - N_{\text{м}}}{N} \quad (6-10)$$

учитывает механические потери мощности в насосе (в подшипниках, уплотнениях, в механизме насоса и др.).

Мощность, потребляемая из сети электродвигателем, приводящим насос в действие, определяется по ваттметру, $N_{\text{эд}}$. Передаваемая на вал насоса (полная мощность N) зависит от к.п.д. двигателя:

$$N = N_{\text{эд}} \eta_{\text{эд}}$$

К.п.д. насосной установки в этом случае :

$$\eta_{\text{н.у.}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.у.}}} \quad (6-11)$$

Здесь мощность насосной установки $N_{\text{н.у.}}$ является мощностью, потребляемой из сети электродвигателем. Её значение определяется по шкале ваттметра (*цена деления - 25 вт*).

Выполнение работы.

1.Изучить установку.

На рис. 6.4 дан общий вид стенда, на котором проводится изучение характеристик гидравлических машин и объёмного гидропривода (лабораторные работы №№ 6-8).

Краткое описание стенда.

- Стенд предназначен для экспериментальных исследований:
- шестеренного нерегулируемого гидронасоса;
 - аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора;
 - гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком;
 - гидропривода с поступательным движением выходного звена;
 - гидропривода с вращательным движением выходного звена;
 - гидропривода с двух- и трехлинейным регуляторами расхода.

Основными исследуемыми гидромашинами являются шестеренный насос Н1, гидромотор М и гидроцилиндр Ц1. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора). Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос Н3 и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (гидроклапан КП2 при проведении испытаний работает в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра). К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда (кроме названных выше устройств) относятся вентиль В1, предохранительный клапан КП1, регуляторы расходов РР1 и РР2, установленные соответственно в линии управления гидромотором М и цилиндром Ц1, регулируемый дроссель ДР1, а также гидрораспределители Р1, Р2 и Р3. Вентиль В1 предназначен для изменения гидравлического сопротивления на всасывании насоса Н1 (используется при определении кавитационных характеристик насоса). Регулируемый дроссель ДР1 используется при определении рабочих характеристик насоса Н1.

Для привода насосов Н1 и Н2 на стенде установлены два электродвигателя М1 и М2. В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

- 1) Гидроцилиндр (ГЦ 63.200.16.000): диаметр цилиндра 63 мм, ход штока – 200 мм, диаметр штока – 25 мм;
- 2) Гидромотор (Г15-21Р): рабочий объем $V_{\text{ом}} = 11,2 \text{ см}^3$; номинальный расход $Q = 10,8 \text{ л/мин}$; номинальное давление $P = 6,3 \text{ МПа}$; номинальная потребляемая мощность $N = 0,96 \text{ кВт}$; номинальный момент на выходном валу $M = 9,4 \text{ Н·м}$; полный к.п.д – 0,87, объемный к.п.д – 0,91;



Рисунок 6.4. Общий вид стенда 36.100 «Гидравлические машины и гидроприводы»

Характеристики устройств:

- 3) Насос (НШ10-3): рабочий объем $V_{\text{он}} = 10 \text{ см}^3$, объемный к.п.д – 0,92, полный к.п.д – 0,8.

На рисунке 6.5 представлена гидравлическая схема экспериментальной установки по изучению характеристик шестерённого насоса (часть общей гидравлической схемы стенда). Шестерённый насос Н1 приводится в движение электродвигателем М. Тахометр ТХ1 позволяет определить число оборотов на валу насоса. К входу насоса подключен вакуумметр МВ, к выходу – манометр МН1. Перепускной клапан КП1 предохраняет насос от перегрузок. При давлении, выше критического, клапан открывается, часть жидкости уходит в бак Б1, давление падает и клапан закрывается. Жидкость (масло) поступает из бака в насос через вентиль В1 (он полностью открыт) и через фильтр Ф (фильтр включает перепускной клапан) подаётся в гидрораспределитель Р1 (включено первое положение), проходит через гидрораспределитель Р3 (включено первое положение), затем через гидродроссель ДР1, расходомер РА и сливается в бак.

Гидродроссель должен быть открыт полностью.

Примечание: насосы не должны включаться в гидролинии при закрытых гидрораспределителях и гидродросселях! Они могут выйти из строя.

2. Провести измерения

а) Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра (пн1). Тумблер 1 в положении “ВКЛ1.”, тумблер 3 в положении “ВКЛ.”, тумблер 2 в положении “ВЫКЛ.”, вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт.

Внимание! Перед включением установки маховик управления регулируемым дросселем ДР1 повернут до упора по часовой стрелке (максимальное проходное сечение дросселя).

Опыты проводятся при различных настройках регулируемого дросселя ДР1.

При выполнении данной лабораторной работы включается только электродвигатель М1. В каждом опыте необходимо измерять:

- давления по приборам МВ и МН1;
- частоту вращения вала насоса $n_{н1}$ (для определения частоты вращения в об/с необходимо показание тахометра $n_{н1}$ делить на 2);
- мощность, подводимую к электродвигателю М1 (по киловатметру, 1 деление = 25 Вт);

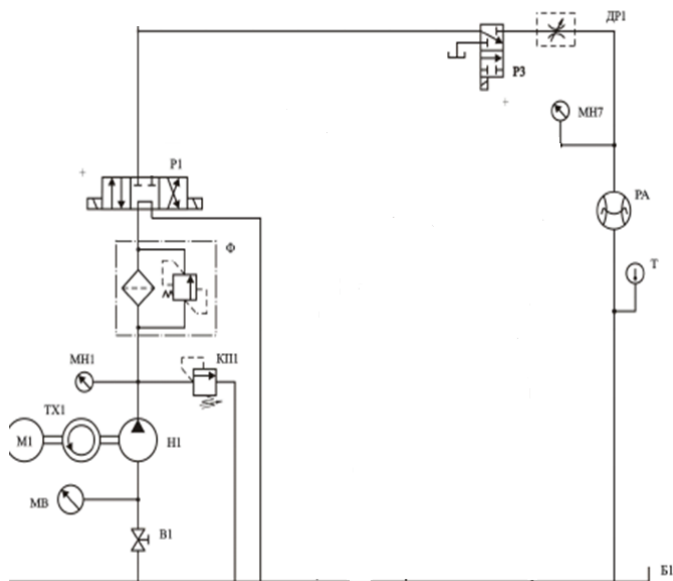


Рисунок 6.5. Гидравлическая схема установки

Таблица 6.1. Данные эксперимента.

N, n/n	Давление Рм, МПа	Давление Рв, КПа	Показания счётчика V л	Время t, с	Число оборотов вала насоса, n	Показания ваттметра N, кВт
1						
2						
3						

– расход (подачу) с помощью расходомера РА и электронного секундомера, тумблер SA3 в положении “РУЧН.”.

б) Снять три показания указанных приборов. Данные занести в таблицу 6.1.

в) Провести расчёты по формулам (6-1)-(6-5); (6-7); (6-11). Данные занести в таблицу 6.2.

Таблица 6.2

N п/п	Давление насоса Р, МПа	Производи- тельность насоса Q, м ³ /с.	Полезная мощность насоса N _п , кВт	Объёмный к. д. л. η _о	кпд нас. уста нов ки
1					
2					
3					

г) По данным таблицы 6.2 строятся характеристики насоса:

$$Q_{\text{ид}} = f(p); N_{\text{п}} = f(p); \eta_0 = f(p).$$

Примерный вид характеристик показан на рисунке 6.6.

3. **Обработка результатов. Пример проведения расчётов**

В эксперименте получены следующие значения измеряемых величин:

Опыт 1.

Объём $V = 20$ л.

Время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 96$ с.

Температура жидкости $T = 20^{\circ}\text{C}$.

Показания датчиков давления:

$$P_{\text{м}} = 1,4 \text{ МПа}, P_{\text{в}} = - 30 \text{ КПа}.$$

Показания тахометра $n = 50 \left(\frac{1}{\text{с}}\right)$.

Показания ваттметра $N = 1250$ Вт (60 дел. $\times 25 \frac{\text{Вт}}{\text{дел}}$).

Опыт 2.

Объём $V = 10$ л.

Время прохождения жидкости по трубопроводу $\tau = 68$ с.

Температура жидкости $T = 22^{\circ}\text{C}$.

Показания датчиков давления:

$$P_{\text{м}} = 4,8 \text{ МПа}, P_{\text{в}} = - 26 \text{ КПа}.$$

Показания тахометра $n = 48 \frac{1}{\text{с}}$.

Показания ваттметра $N = 2200$ Вт (88 дел. $\times 25 \frac{\text{Вт}}{\text{дел}}$).

Расчёты.

Опыт 1. Находим:

а) подачу (расход) масла в трубопроводе

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{96 \text{ с}} = 0,21 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

б) идеальную подачу

$$Q_{\text{ид}} = V_0 \cdot n = (10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3) \cdot 25 \frac{1}{\text{с}} = 0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

в) объёмный КПД насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{\text{ид}}} = \frac{0,21 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}} = 0,84;$$

полезную мощность, сообщаемую насосом жидкости:

$$N_{\text{п}} = \Delta P \cdot Q_{\text{вт}} = [1,4 \text{ МПа} - (-30 \text{ КПа})] \cdot 0,21 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$N_{\text{п}} = (1430 \cdot 0,21 \cdot 10^{-3}) \text{ Вт} = 300 \text{ Вт};$$

д) к.п.д. насосной установки :

$$\eta_{\text{н.у.}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.у.}}} = \frac{300 \text{ Вт}}{1500 \text{ Вт}} = 0,20.$$

Опыт 2. Находим:

а) подачу $Q = \frac{V}{\tau} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{68 \text{ с}} = 0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$

б) идеальную подачу:

$$Q_{\text{ид}} = V_0 \cdot n = (10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3) \cdot 25 \frac{1}{\text{с}} = 0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

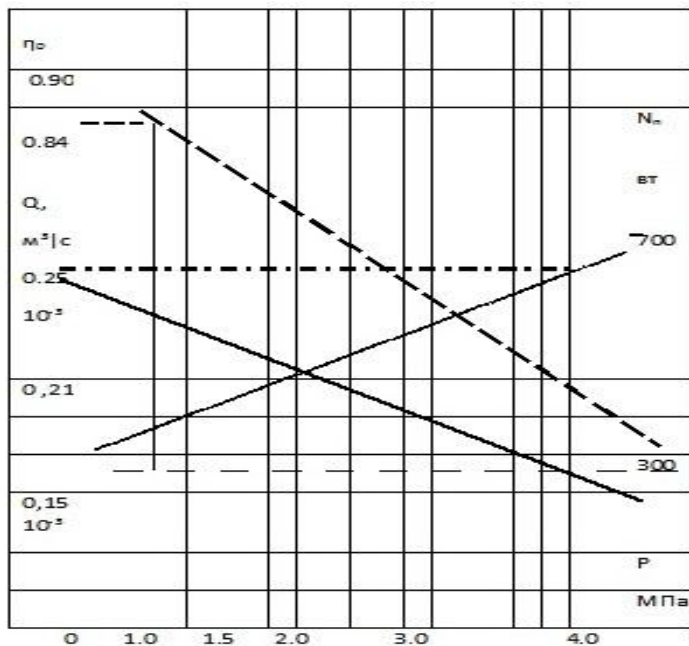


Рисунок 6.6. Примерный вид зависимостей характеристик насоса от давления. Линии дают вид зависимостей:

— — — $\eta_0 = f(P)$, $N_n = f(P)$ — · — · — $Q_{ид} = f(P)$ — $Q = f(P)$
 в) объёмный КПД насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}} = 0,60;$$

полезную мощность, сообщаемую насосом жидкости:

$$N_n = \Delta P \cdot Q_{вт} = [4,8 \text{ МПа} - (- 26 \text{ КПа})] \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 723 \text{ Вт.}$$

д) к.п.д насосной установки :

$$\eta_{н.у.} = \frac{N_n}{N_{н.у.}} = \frac{723 \text{ Вт}}{2200 \text{ Вт}} = 0,33.$$

Выводы: (сделать выводы о связи подачи, идеальной подачи, полезной мощности и кпд насоса от давления насоса)

Лабораторная работа №7. Исследование характеристик объемного гидропривода с поступательным движением выходного звена.

Цели работы:

- изучение устройства регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования);
- экспериментальное определение характеристик гидропривода.

Краткие теоретические сведения.

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию выходного звена. Гидроцилиндры работают при высоких давлениях (до 32 МПа), их изготавливают одностороннего и двухстороннего действия, с односторонним и двухсторонним штоком и телескопические.

Использование гидроцилиндров разнообразное. Их применяют для механических, сборочных мастерских и в ремонтных цехах. Очень часто применяют как источник усилия в штампах, рамных прессах или других механизмах, которые требуют высоких толкающих и тяговых усилий. Существуют два вида гидроцилиндров: *силовые* и *моментные*. В свою очередь *силовые* цилиндры делятся на те, которые используются односторонне, и двустороннего действия.

Силовые гидроцилиндры применяют в различных сферах деятельности: гражданском строительстве, кораблестроении, мостостроении. Преимуществами этих гидроцилиндров является наличие у основания корпуса резьбового отверстия, которое надежно позволяет использовать сам гидроцилиндр. Благодаря этой резьбе гидравлический цилиндр служит как привод для различного оборудования. Очень большой выбор моделей гидроцилиндров по его величине и развиваемому усилию. При больших нагрузках на шток, благодаря эластичным уплотнителям и прочным опорно-направляемым кольцам, создается стабильная работа гидроцилиндра. Благодаря присутствию плавающей опоры ком-

пенсируются большие нагрузки на шток, что является защитой от искривления. Специальные гидроцилиндры изготавливаются на заказ по соответствующим заданным параметрам. Самыми главными критериями при выборе силового гидроцилиндра являются диаметр штока, внутренний диаметр, рабочее давление и ход поршня. Особо рекомендуется учитывать такие параметры, как заделку штока и соответственно диаметр подводящего отверстия условного прохода.

Изготавливаются силовые гидроцилиндры из высококачественных хромированных труб с использованием таких же уплотнителей.

Гидроцилиндры прямолинейного действия.

Для привода рабочих органов мобильных машин наиболее широко применяют поршневые гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком (рис.7.1). Основой конструкции является гильза 2, представляющая собой трубу с тщательно обработанной внутренней поверхностью. Внутри гильзы перемещается поршень 6, имеющий резиновые манжетные уплотнения 5, которые предотвращают перетекание жидкости из полостей цилиндра, разделенных поршнем. Усилие от поршня передает шток 3, имеющий полированную поверхность. Для его направления служит грундбукса 8. С двух сторон гильзы укреплены крышки с отверстиями для подвода и отвода рабочей жидкости. Уплотнение между штоком и крышкой состоит из двух манжет, одна из которых предотвращает утечки жидкости из цилиндра, а другая служит грязесъемником 1. Проушина 7 служит для подвижного закрепления гидроцилиндра. На нарезанную часть штока крепится проушина или деталь, соединяющая гидроцилиндр с подвижным механизмом.

У нормализованных цилиндров, применяющихся в строительных машинах, диаметр штока составляет в среднем $0,5 D$, ход поршня не превосходит $10D$. При бóльшей величине хода и давлениях, превышающих 20 МПа, шток следует проверять на устойчивость от действия продольной силы. Для уменьшения

потерь давления диаметры проходных отверстий в крышках цилиндра для подвода рабочей жидкости назначают из расчета, чтобы скорость жидкости составляла в среднем 5 м/с, но не выше 8 м/с. Ход поршня ограничивается крышками цилиндра. Жесткий удар поршня о крышку в гидроцилиндрах строительных машин предотвращают *демпферы (тормозные устройства)*. Принцип действия большинства из них основан на запираании небольшого объема жидкости и преобразования энергии движущихся масс в механическую энергию жидкости. Из запертого объема жидкость вытесняется через каналы малого сечения. На рис.6.2 представлены типичные схемы демпферных устройств.

Пружинный демпфер (рис.7.2, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода. *Демпфер с ложным штоком* (рис.7.2, б) представляет собой короткий ложный шток 1 и выточку 2 в крышке цилиндра. Ложный шток может иметь коническую или цилиндрическую форму. В конце хода поршня жидкость запирается ложным штоком в выточке крышки цилиндра и вытесняется оттуда через узкую кольцевую щель. Если ложный шток выполнен в виде конуса, то эта щель уменьшается по мере достижения поршнем конца своего хода. При этом сопротивление движению жидкости возрастает, а инерция, ускорение и скорость движения поршня уменьшаются.

Регулируемый демпфер с отверстием (рис.7.2, в) по принципу действия аналогичен демпферу с ложным штоком. Конструктивное отличие заключается в том, что запираемая в выточке крышки цилиндра жидкость вытесняется через канал 1 малого сечения, в котором установлена игла 2 для регулирования проходного сечения отверстия.

Гидравлический демпфер (рис.7.2, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть пре-

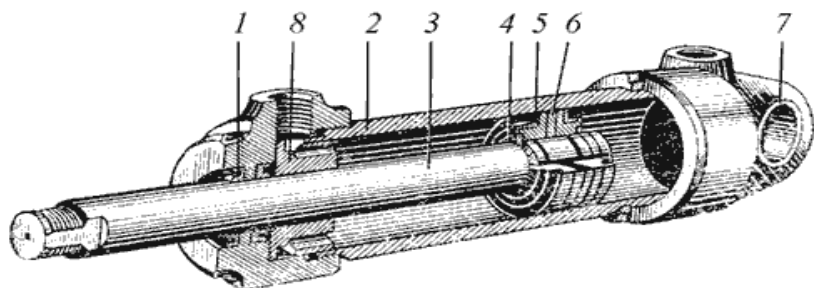


Рисунок 7.1. Гидроцилиндр:

1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - проушина; 8 – грундбукса

Таблица 7.1

Гидроцилиндр	Конструктивное исполнение	Условное обозначение
Одностороннего действия	без указания способа возврата штока	
	с возвратом штока пружиной	
	плунжерный	
	телескопический	
Двухстороннего действия	с односторонним штоком	
	с двухсторонним штоком	
	телескопический	
С торможением	с постоянным торможением в конце хода с одной стороны	
	с постоянным торможением в конце хода с двух сторон	
	с регулируемым торможением в конце хода с одной стороны	
	с регулируемым торможением в конце хода с двух сторон	

дусмотрено устройство выточки. В гидравлическом демпфере в конце хода поршня стакан 1 упирается в крышку цилиндра, а жидкость вытесняется из полости 2 через кольцевой зазор между стаканом 1 и поршнем 3. Пружина 4 возвращает стакан в исходное положение при холостом ходе поршня.

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S . Рассмотрим поршневой гидроцилиндр с односторонним штоком (рис.7.3). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

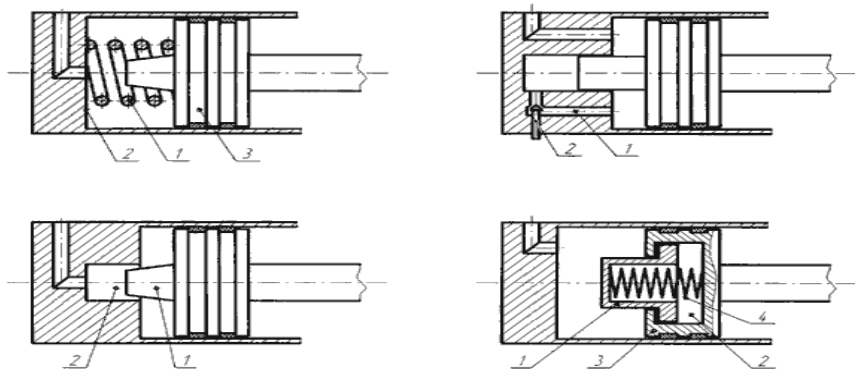


Рисунок 7.2. Принципиальные схемы демпферов: а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком; в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер.

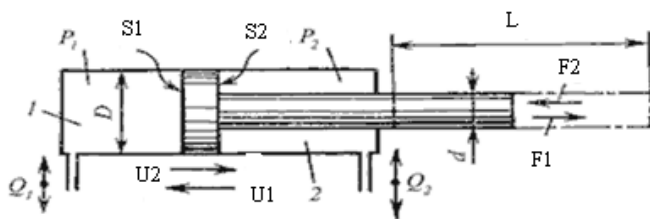


Рисунок 7.3. Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

- усилие на поршне или штоке:

$$F = \Delta P \cdot S \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (7-1)$$

где $\eta_{\text{тр}} = 0,9 \dots 0,98$ - коэффициент, учитывающий потери на трение; ΔP - перепад давлений на гидроцилиндре $\Delta P = P_1 - P_2$, S - эффективная площадь S_1 или S_2 ;

- площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (7-2)$$

- скорости перемещения поршня (записаны в двух вариантах, т.к. расходы жидкости до гидроцилиндра и после него разные:

$$U_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D^2} \cdot \eta_0 \quad \text{и} \quad U_2 = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \cdot \eta_0 \quad (7-3)$$

Расход жидкости и скорость движения поршня связаны соотношением:

$$Q = \frac{u_n \cdot S_n}{\eta_0} \quad (7-4)$$

Объёмный к.п.д. η_0 для гидроцилиндра можно приближённо считать равным единице, как и гидравлический к.п.д., так как объёмные и гидравлические потери в нём малы.

Полный к.п.д. гидроцилиндра определяется значением механического к.п.д. (0.85- 0.90 для большинства конструкций).

Выполнение работы

1. Изучить установку

В работе используется гидроцилиндр ГЦ 63.200 с ходом штока 200 мм, диаметром цилиндра 63 мм и диаметром штока 25 мм. Схема гидравлическая дана на рисунке 7.4.

2. Провести измерения

а) Включить питание стенда. Тумблер Р1 установить в положение “ВКЛ1.”, тумблер Р3 в положение “ВЫКЛ.”

б) Включить электродвигатель М2 и установить с помощью клапана КП2 давление в поршневой полости гидроцилиндра Ц2 (по манометру МН5), равное 2 МПа.

в) Включить электродвигатель М1 и секундомер и при различных настройках регулятора расхода РР2 провести 3 – 5 опы-

тов. При проведении каждого опыта тумблер Р2 переключать в положение “ВКЛ1.” При этом шток нижнего цилиндра Ц1 будет выдвигаться, то есть будет происходить рабочий ход, в течение которого следует выполнить все необходимые измерения. Втягивание штока цилиндра Ц1 (холостой ход) обеспечивается при установке Р2 в положение “ВКЛ2.” Первый опыт целесообразно начинать при минимальной скорости выдвигания штока цилиндра Ц1, что достигается поворотом маховика управления регулятором расхода РР2 против часовой стрелки.

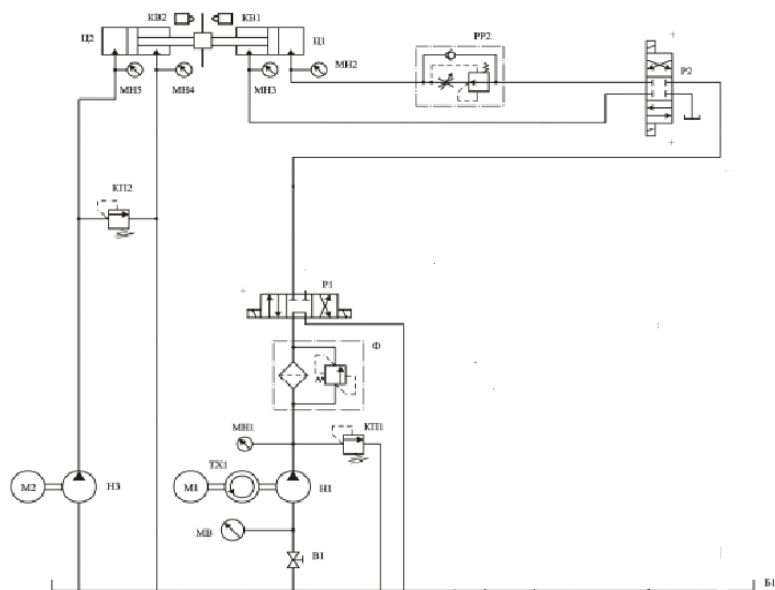


Рисунок 7.4. Схема гидравлическая для исследования характеристик объёмного гидропривода.

г) Во время проведения каждого опыта необходимо измерять:

- давления по приборам МН1, МН4 и МН5;

– время выдвижения штока цилиндра Ц1 (для измерения времени необходимо тумблер SA3 переключить в положение “АВТ” и включить питание секундомера);

– мощность на входе электродвигателя М1 (по киловаттметру, 1 деление = 25 Вт).

Перед каждым измерением времени необходимо нажимать кнопку “Сброс” и сбрасывать показание электронного табло секундомера.

д) Данные занести в таблицу 7.1.

е) После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электродвигателей М1 и М2 и стенда.

Таблица 7.1. Данные эксперимента.

N п/п	P1 МПа	P4 МПа	P5 МПа	Время t, сек	Ход штока L м	Показания ваттметра N, кВт
1						
2						
3						

ж) Провести расчёты:

- скорости выдвижения штока гидроцилиндра Ц1, используя данные по времени выдвижения штока τ и ходу штока L

$$U_{шт} = L/\tau; \quad (7-5)$$

- полезной мощности на штоке цилиндра Ц1, используя значения нагрузки $F = \Delta P \cdot S$ ($\Delta P = P_5 - P_4$; S-площадь поршня) и значения скорости движения штока $U_{шт}$:

$$N_{\text{п}} = F \cdot U_{\text{шт}} ; \quad (7-6)$$

- к.п.д гидропривода:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} ; \quad (7-7)$$

- расхода жидкости $Q_1 = U_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}}$. $U_{\text{п}} = U_{\text{шт}}$. (7-8)

з) Рассчитанные данные занести в таблицу 7.3

Таблица 7.3. Рассчитанные характеристики гидропривода

N, п/п	$U_{\text{шт}},$ $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	S, 10^{-3}м^2	N, вт	η	Q, $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$
1					
2					
3					

3. Обработка результатов. Пример проведения расчётов

В эксперименте получены значения:

$P_1 = 4,9$ Мпа, $P_4 = 0,1$ Мпа, $P_5 = 2,0$ Мпа, $\tau = 16$ с, $L = 10$ см,
 $N = 1800$ вт.

Расчёты. Находим:

а) площадь поршня гидроцилиндра Ц2

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{(63 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 3,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

скорость выдвигания штока гидроцилиндра Ц1 (используем данные по времени выдвигания штока τ и ходу штока L)

$$U_{\text{шт}} = \frac{L}{\tau} = \frac{0,1 \text{ м}}{16 \text{ с}} = 0,0063 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

в) полезную мощность на штоке цилиндра Ц1 (используем значения нагрузки $F = \Delta P \cdot S$; $\Delta P = P_5 - P_4$; S-площадь поршня) и значения скорости движения штока $U_{\text{шт}}$

$$N_{\text{п}} = F \cdot U_{\text{шт}} = \Delta P \cdot S \cdot U_{\text{шт}} = (P_5 - P_4) \cdot S \cdot U_{\text{шт}} ;$$

$$N_{\text{п}} = (2,0 - 0,1) \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 3,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot 0,00632 \text{ м/с} = 37,5 \text{ вт};$$

г) к.п.д гидропривода

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} = \frac{37 \text{ Вт}}{1800 \text{ Вт}} = 0,021 \cdot 100\% = 2,1 \%;$$

д) расход жидкости

$$Q_1 = U_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} = 0,00632 \text{ м/с} \cdot 3,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 = 19,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 1,18 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Выводы: (на основе эксперимента установить зависимость полезной мощности гидропривода от скорости движения поршня и расхода жидкости).

Лабораторная работа №8. Изучение устройства и определение характеристик аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора.

Цели работы:

- изучение устройства аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора;
- изучение основных технических показателей гидромотора;
- изучение методики и экспериментальное определение характеристик гидромотора.

Краткие теоретические сведения.

Гидродвигатель - машина, в которой энергия потока рабочей жидкости преобразуется в энергию движения выходного звена. Если выходное звено получает вращательное движение, то такой гидродвигатель называют *гидромотором*, если поступательное, то *силовым цилиндром*. Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

Рабочий объем гидромашины в насосе - это объем жидкости, вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе - объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашины изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим гидромашины с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным - *регулируемые*. Гидромоторы типа Г15-Р относятся к группе гидромоторов ак-

сиально-поршневого типа и предназначены для бесступенчатого регулирования скоростей, а также для работы в следящих приводах и в системах, где требуются реверсивные, частые включения, автоматическое и дистанционное управление. Так, например, в гидроприводах самоходных машин наиболее часто применяют реверсивные по направлению вращения аксиально-поршневые и радиально-поршневые гидромоторы с нерегулируемым и реже - с регулируемым рабочим объемом, обеспечивающие бесступенчатое изменение частоты вращения исполнительных механизмов с минимальными потерями энергии.

Гидромоторы, используемые при большой частоте вращения, условно называют средне- или высокооборотными (низкомомментными). Гидромоторы, предназначенные для создания большого крутящего момента при малой угловой скорости, принято условно называть высоко моментными.

Гидролиния (магистраль) - это трубопровод, по которому транспортируется рабочая жидкость. Различают магистрали всасывающие, напорные, сливные и дренажные.

Объемные потери и объемный к.п.д гидромотора. При работе машины в режиме гидромотора в приемную его полость поступает жидкость под давлением от насоса. Объемные потери в гидромоторе сводятся в основном к утечкам жидкости через зазоры между сопрягаемыми элементами. Это приводит к тому, что подводимый объем жидкости за единицу времени – расход $Q = Q_{г.м.}$ - превышает теоретическое (идеальное) значение $Q_{т.}$. Поэтому объемный к.п.д гидромотора:

$$\eta_0 = \frac{Q_{т.}}{Q} = \frac{Q_{т.}}{Q_{т.} + Q_y} \quad (8-1)$$

где Q_y - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Теоретический (идеальный) расход-расход жидкости, необходимый для поворота вала двигателя на 1 оборот:

$$Q_{ид} = Q_{т.} = V_0 \cdot n_m \quad (8-2)$$

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Факти-

ческая (полезная) мощность, развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений ΔP :

$$N_{п.г.м.} = M_{г.м.} \cdot \omega_{г.м.}; \quad \omega_{г.м.} = 2\pi \cdot n_m \quad (8-3)$$

n_m - частота вращения гидромотора, $M_{г.м.}$ - вращательный момент, создаваемый внешней нагрузкой на валу гидромотора. Произведение $\Delta P \cdot Q_{г.м.} = N_{г.м.}$ (8-4) называют потребляемой (из гидравлической системы) мощностью.

КПД гидромотора:

$$\eta_{г.м.} = \frac{M_{г.м.} \cdot \omega_{г.м.}}{\Delta P \cdot Q_{г.м.}} \cdot \eta_{г.м.} = \frac{N_{п.г.м.}}{N_{г.м.}} = \frac{M_{г.м.} \cdot \omega_{г.м.}}{\Delta P \cdot Q_{г.м.}} = \eta_0 \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{г.} \quad (8-5)$$

(гидравлический КПД $\eta_{г.} = 1$). Используя приведенные выше формулы можно получить выражение для механического КПД гидромотора: $\eta_{мех} = \frac{2\pi \cdot M_{г.м.}}{V_{0г.м.} \cdot \Delta P_{г.м.}}$ (8-6)

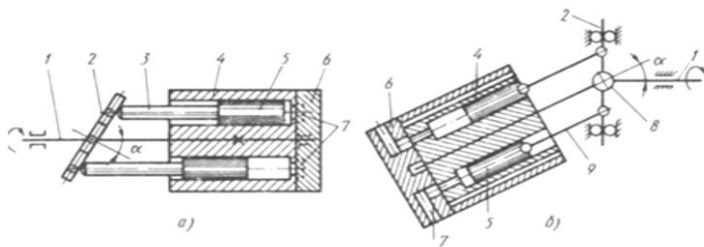


Рисунок 8.1. Принципиальные схемы аксиально-поршневых гидромашин: а) с наклонным диском, б) с наклонным блоком. 1-ведущий вал; 2-диск; 3-шток; 4-блок цилиндров; 5-поршень; 6-гидрораспределитель; 7- пазы; 8-шарнир; 9-шатун.

В объемных гидроприводах наряду с шестеренными широко используют роторные аксиально-поршневые насосы и гидромоторы. Кинематической основой таких гидромашин служит кривошипно-шатунный механизм, в котором цилиндры перемещаются параллельно один другому, а поршни движутся вместе с цилиндрами и одновременно из-за вращения вала кривошипа

перемещаются относительно цилиндров. Аксиально-поршневые гидромашины (рис.8.1) выполняют по двум основным схемам: с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров.

Гидромашина с наклонным диском включает в себя блок цилиндров, ось которого совпадает с осью ведущего вала 1, а под углом α к нему расположена ось диска 2, с которым связаны штоки 3 поршней 5. Ниже рассмотрена схема работы гидромашины в режиме насоса. Ведущий вал приводит во вращение блок цилиндров. При повороте блока вокруг оси насоса на 180° поршень совершает поступательное движение, выталкивая жидкость из цилиндра. При дальнейшем повороте на 180° поршень совершает ход всасывания. Блок цилиндров своей шлифованной торцевой поверхностью плотно прилегает к тщательно обработанной поверхности неподвижного гидрораспределителя 6, в котором сделаны полукольцевые пазы 7. Один из этих пазов соединен через каналы со всасывающим трубопроводом, другой — с напорным трубопроводом. В блоке цилиндров выполнены отверстия, соединяющие каждый из цилиндров блока с гидрораспределителем.

Если в гидромашину через каналы подавать под давлением рабочую жидкость, то, действуя на поршни, она заставляет их совершать возвратно-поступательное движение, а они, в свою очередь, вращают диск и связанный с ним вал. Таким образом работает аксиально-поршневой гидромотор.

Принцип действия аксиально-поршневого насоса-гидромотора с наклонным блоком цилиндров заключается в следующем. Блок 4 цилиндров с поршнями 5 и шатунами 9 наклонен относительно приводного диска 2 вала 1 на некоторый угол. Блок цилиндров получает вращение от вала через универсальный шарнир 8. При вращении вала поршни 5 и связанные с ними шатуны 9 начинают совершать возвратно-поступательные движения в цилиндрах блока, который вращается вместе с валом. За время одного оборота блока каждый поршень производит всасывание и нагнетание рабочей

жидкости. Один из пазов 7 в гидрораспределителе 6 соединен со всасывающим трубо-проводом, другой — с напорным. Объемную подачу аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров можно ре-гулировать, изменяя угол наклона оси блока относительно оси вала в пределах 25° . При соосном расположении блока цилин-дров с ведущим валом поршни не перемещаются и объемная подача насоса равна нулю.

Многообразие конструкций гидравлических моторов показывает, что при выборе какого-либо типа для конкретного привода следует учитывать многие факторы. Главным из них являются величина крутящего момента на выходном валу и частота его вращения.

Зная эти значения (а они задаются заказчиком при проектировании гидравлической системы или рассчитываются, исходя из условий работы привода), можно по каталогу выбрать несколько гидромоторов различного принципа действия, но имеющих одинаковые параметры по вращающему моменту и частоте вращения. Далее следует анализировать другие факторы, такие как коэффициент полезного действия гидромашин, шумовая характеристика, весовая характеристика, способ монтажа (фланцевый или на лапах), требования к регулированию частоты вращения вала, давление, при котором могут работать выбранные двигатели. Проанализировав соответствие выбранных гидромоторов условиям работы по всем параметрам, останавливают свой выбор на конкретной модели гидромотора, наиболее полно отвечающего всем требованиям. При этом записываются рабочий объем гидромотора, его коэффициент подачи и полный коэффициент полезного действия, пределы частот вращения, момент инерции вращающихся масс.

Выбрав нужный тип гидромотора, можно теперь определить и необходимое для работы гидромотора давление жидкости P_m и его расход Q_m , используя известные формулы для вращающего момента гидромотора и расхода гидромотора Q_m .

V_0 - рабочий объем гидромотора задан, n_m - частота вращения выходного вала гидромотора и расход определяются опытным путём.

Выполнение работы.

1. Изучить установку.

Гидравлическая схема установки изображена на рис.8.2.

2. Провести измерения.

а) Включить электропитание стенда, электродвигателя М1, секундомера, тахометра (n_m). Тумблер Р1 установить в положение “ВКЛ2.”.

б) Провести 2 – 3 серии опытов при различных настройках регулятора расхода РР1, то есть при различных частотах вращения вала гидромотора (при вращении маховика регулятора расхода РР1 по часовой стрелке расход жидкости, поступающей на вход гидромотора, увеличивается). При вращении вала гидромотора вращается также и вал насоса нагрузки Н2. Полученные значения P_m и Q_m используются для дальнейших расчетов по выбору насосной станции.

В данной работе исследуются рабочие характеристики аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора модели Г15. Рабочие характеристики гидромотора Г15-21Р: рабочий объем $V_{ном} = 11,2$ см³; номинальный расход $Q_{ном} = 10,8$ л/мин; номинальное давление $P_{ном} = 6,3$ МПа; номинальная потребляемая мощность $N_{ном} = 0,96$ кВт; номинальный момент на выходном валу $M_{ном} = 9,4$ н·м; полный к.п.д – 0,87, объемный к.п.д – 0,91.

Уровень нагрузки на валу гидромотора определяется настройкой регулируемого дросселя ДР2. В каждой серии провести 2 – 3 опытов при различных настройках регулируемого дросселя ДР2 (при повороте маховика регулируемого дросселя по часовой стрелке увеличивается площадь проходного сечения дросселя и нагрузка на валу гидромотора уменьшается).

В каждом опыте необходимо измерять:
– давления по манометрам МН6, МН7 и МН8;

- частоту вращения вала гидромотора n_m (показание прибора надо делить на 2, чтобы получить об/с);
- расход жидкости на выходе гидромотора (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера СЕК, при этом тумблер SA3 должен быть установлен в положение “РУЧН”);

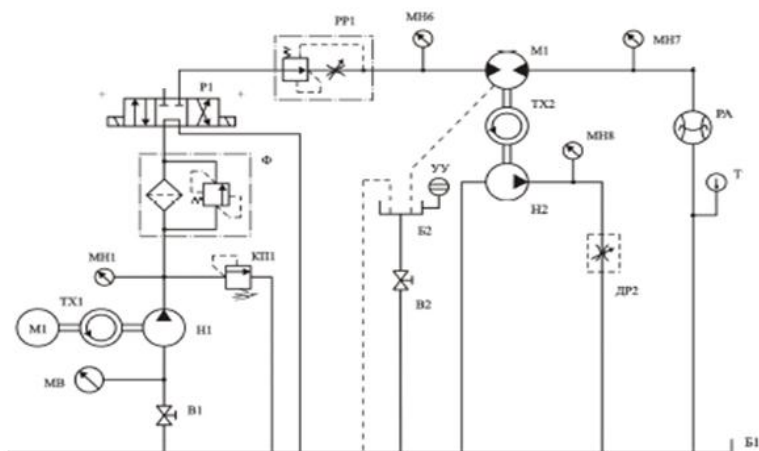


Рисунок 8.2 Гидравлическая схема установки.

- расход утечек из корпуса гидромотора (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ и электронного секундомера).

в) После выполнения всех опытов необходимо отключить электропитание тахометра, секундомера, электродвигателя М1 и стенда. Данные занести в таблицу 8.1

3. Обработка результатов. Используя данные, полученные в ходе эксперимента (табл.8.1), провести расчёты для 3-х серий

опытов:

- а) идеального расхода жидкости $Q_{ид} = Q_T = V_0 \cdot n_m$;
- б) расхода жидкости (с помощью расходомера и секундомера в ручном режиме), прошедшего через гидромотор;
- в) расхода утечек с помощью бачка 2 и секундомера;
- в) объёмного кпд гидромотора $\eta_0 = \frac{Q_T}{Q}$;
- г) давления на гидромоторе $P_m = \Delta P$ (разность давлений P_6-P_7) ;
- д) потребляемой (из гидравлической сети) мощности:
 $N_{г.м} = \Delta P \cdot Q_{г.м}$.

К сожалению, на стенде не предусмотрено измерение вращательного момента на валу гидромотора, что не позволяет найти полезную мощность и кпд гидромотора.

Полученные данные занести в таблицу 8.2

Таблица 8.1. Данные эксперимента по исследованию характеристик гидромотора.

N n/n	Давление P_m , МПа			Объём на выходе гидро- мотора V_m , л	τ , с	Число оборотов вала гидромотора n_m , об/с	Объём утечек, Q_y , $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$
	P_6	P_7	P_8				
Серия опытов 1, PP1-4/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)							
1							
2							
3							
Серия опытов 2, PP1-3/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)							
4							
5							
6							

Серия опытов 3, PP1-2/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)						
7						
8						
9						

Зная значение момента, можно было бы определить величину механического КПД гидромотора: $\eta_{\text{мех}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{ГМ}}}{V_{\text{ог.м}} \cdot \Delta P_{\text{Г.м.}}}$.

Таблица 8.2. Данные расчётов по исследованию характеристик гидромотора.

Номер опыта n/n	Q _т , $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$	Q, $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$	P _м , МПа	N _т , Вт	M _т , Н м	Объём- ный КПД, η_0
Серия опытов 1, PP1-4/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)						
1						
2						
3						
Серия опытов 2, PP1-3/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)						
4						
5						
6						
Серия опытов 3, PP1-2/4 (ДР2-4/4;3/4;2/4)						
7						
8						
9						

Выводы: (по итогам эксперимента установить, какой расход больше, на входе в гидромотор или на выходе, и объяснить, почему).

Лабораторная работа 9. Изучение программируемого микроконтроллера (ПЛК) в составе системы управления пневмоприводом.

Цель работы:

- ознакомление с конструкцией, назначением, возможностями ПЛК семейства ALPHA-2;
- ознакомление с устройствами пневмоавтоматики, установленными на стенде.

Краткие теоретические сведения.

Пневмоавтоматика (от греческого *pneuma* - дуновение, воздух) - комплекс технических средств, в которых информация представляется и передаётся в виде пневмосигналов. Пневматические устройства, принцип действия которых основан на применении в качестве рабочей среды сжатого воздуха или газа, известны со времен глубокой древности (ветряные двигатели, кузнечные меха, музыкальные автоматы и пр.).

Наиболее широкое распространение системы пневмоавтоматики получили в связи с развитием механизации и автоматизации технологических процессов в химической и нефтехимической промышленности, а также в общем машиностроении, в литейном и кузнечном производстве, в судостроении, на транспорте, в ракетно-космической технике и в ряде других производств.

Пневмосистемы наиболее эффективно работают в пожаро- и взрывоопасных производствах, в условиях агрессивных сред, характеризующихся наличием повышенной температуры, радиации, вибрации, магнитных полей и пр. Пневматические устройства просты по конструкции, надёжны в эксплуатации и обслуживании. Как правило, пневматические системы дешевле электрических и гидравлических, а по сравнению с последними не требуют замкнутого цикла использования рабочей среды.

Пневматические системы имеют и ряд недостатков, обусловленных самой рабочей средой. Это прежде всего сжимаемость воздуха, которая подчас исключает плавность движения рабочих органов исполнительных устройств, а также необходимость очистки воздуха во избежание появления конденсата, что ведет, как следствие, к образованию пробок при низких температурах и коррозии аппаратуры. Кроме того, пневматические устройства, по сравнению с электрическими, имеют меньшую скорость срабатывания, а по сравнению с гидравлическими исполнительными механизмами развивают значительно меньшие усилия.

Развитию систем пневмоавтоматики положило начало внедрения в промышленность электродвигателей трехфазного тока, разработанных в 1891 г. М.О. Доливо-Добровольским, что позволило создать компрессор - источник рабочей среды пневмосистем. На начальном этапе развитие пневмосистем шло по пути применения силового пневмопривода - сжатый воздух от компрессора по импульсным трассам поступал через управляющие устройства к пневмодвигателям поступательного, поворотного или вращательного движения, воздействуя на рабочие органы машин. Развитие современной пневмоавтоматики началось ещё в 40-е годы XX века в связи с автоматизацией производств и заменой труда человека работой машин, снабженных различными приводами, и продолжается до настоящего времени.

Устройства пневмоавтоматики можно классифицировать:

1. по функциональному назначению:

- а) системы подготовки и транспортирования воздуха (компрессоры, воздухоудувки, фильтры, импульсные трассы, ресиверы, маслораспылители и др.);
- б) системы контроля, преобразования и воспроизведения информации (датчики, преобразователи, измерительные и регистрирующие приборы);
- в) системы регулирования и управления (регуляторы, функцио-

нальные блоки, командоаппараты, распределители);

г) исполнительные устройства (пневмоцилиндры, поворотные однооборотные и многооборотные двигатели, мембранные, шланговые и сильфонные исполнительные механизмы).

Системы с повышенным давлением питания представляют собой пневмопривод и предназначены для силового воздействия на рабочие органы машин. В качестве управляющих

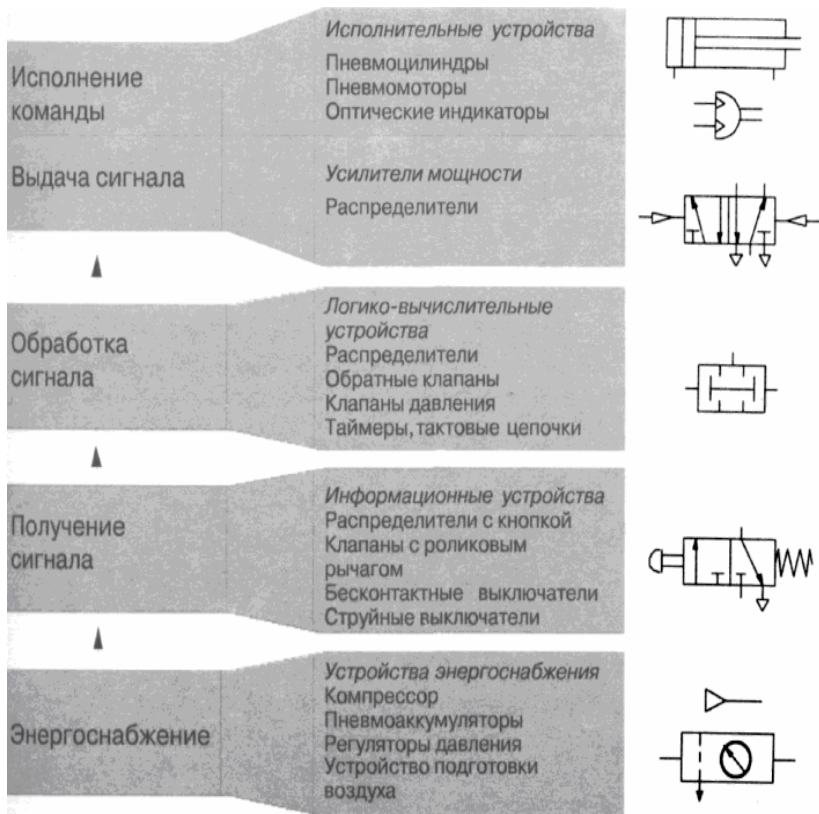


Рисунок 9.1. Схема пневматической системы управления.

устройств в таких системах в основном применяются клапанные или золотниковые распределители, а в качестве двигателей –

пневмоцилиндры поступательного действия, поворотные и многооборотные двигатели. Такие системы, наряду с системами электропривода и гидропривода, широко востребованы промышленностью.

Таким образом, в предшествующие настоящему времени годы были разработаны различные по функциональному назначению преобразователи, регуляторы, регистрирующие приборы и исполнительные механизмы, на базе которых были созданы десятки тысяч систем автоматического регулирования в различных отраслях промышленности, но особенно для производств с условиями пожаро- и взрывоопасности.

Коренной поворот в построении систем автоматического регулирования с использованием элементов пневмоавтоматики произошёл с появлением и бурным развитием микропроцессорной техники - ПЛК, интеллектуальных датчиков, систем сбора данных на базе локальных вычислительных сетей. Особая роль в этом принадлежит контроллерам, в том числе встраиваемым, барьерам искрозащиты, системам диагностики и противоаварийной защиты. Современные контроллеры (моноблочные, модульные и РС совместимые) обладают высоким быстродействием, большим объёмом памяти, встроенными многоканальными регуляторами и способны осуществлять сбор, обработку и формирование регулирующих воздействий по многим каналам. Для сбора информации от датчиков и передачи регулирующих воздействий на исполнительные механизмы, которые находятся во взрывоопасной зоне, используются пассивные и активные барьеры искрозащиты с гальванической изоляцией как входов/выходов, так и цепей питания. При этом сами контроллеры и барьеры искрозащиты располагаются во взрывобезопасной зоне, как правило, в операторском помещении. Таким образом, необходимость в пневматических регуляторах, располагаемых ранее во взрывоопасных зонах, была утрачена. Вторичные пневматические показывающие и регистрирующие приборы, которые также

располагались во взрывоопасных зонах, уступили место взрывозащищённым мониторам, рабочим станциям, безбумажным самописцам и др. аппаратуре взрывозащищённого исполнения. В результате этого сегодня основными элементами пневмоавтоматики остаются системы пневмопривода – пневматические регулирующие клапаны с мембранными исполнительными механизмами, проходные и трёхходовые пневматические запорные клапаны, поршневые исполнительные механизмы

Среди отечественных производителей пневматических клапанов отметим ПНФ "ЛГ автоматика", которая выпускает отсечные (запорные), регулирующие-отсечные и клеточные регулирующие клапаны с Ду 10.200 мм и условной пропускной способностью 0,06.630 м³/ч на условное давление 1,6.16 МПа (марки КМР, КМО, КМРО), футерованные клапаны для агрессивных сред (УИФ, МИУФ), клапаны высокого давления до 40 МПа (КВДР, КВДО), виброустойчивые угловые клапаны, регулирующие клапаны для малых расходов (ПОУ-7М, ПОУ-8М, ПОУ-9М) и др. Для взрывоопасных производств клапаны комплектуются позиционерами SIPART PS2 фирмы Siemens.

Характеристики пневмоприводов находятся в пределах: диаметр поршня 0,008...0,5 м, величина перемещения штока с поршнем до 3 м, давление питания в пределах 0,4..1,0 МПа (в отдельных случаях до 10 МПа), скорость перемещения - до 3 м/с, число циклов доходит до 10 млн.

Ввиду достижения высоких показателей надежности и безопасности исполнительные устройства пневмоавтоматики находят широкое применение при создании промышленных роботов, управляемых ПЛК с помощью электропневматических преобразователей. Кроме пневмораспределителей, важную роль играют и другие элементы пневмоустановок - пневмодроссели, формирователи импульсов, пневмореле, пневмоклапаны и др.(см. рис. 9.1). Их устройство и принцип действия достаточно хорошо описано в литературе. Использование программируемых микроконтроллеров позволяет составлять необходимые

программы для управления пневмоустановками и реализовать их на практике.

Можно привести несколько примеров использования пневматических устройств:

А) в манипуляторной технике- зажим деталей; передвижение деталей; ориентирование деталей; позиционирование деталей; распределение потоков материалов и др.

Б) в производственных операциях- упаковка; дозировка; индикация; фиксация; поворот и переворачивание; открытие и закрытие дверей; транспортировка материалов; вращение деталей; сортировка деталей; складирование деталей; тиснение и пресование деталей.

В) в технологических процессах - сверления; токарной обработки; фрезерования; пиления; доводки; формовки; контроля качества.

Выполнение работы

1. Изучить установку

В работе используется ПЛК Mitsubishi Electric ALPHA-2, подключённый к пневматической схеме.

Общий вид станда приведен на рис.9.2. Компрессор подаёт сжатый воздух в пневмоцилиндры. Пневмоустановка включает так же фильтр очистки воздуха, пневмораспределители, пневмоклапаны и др. Управляет работой схемы микроконтроллер Альфа-2. В качестве регистрирующей системы используется осциллограф с дисплеем. Схема пневмоустановки приведена на рис.9.3. На рис.9.4. приведена схема подключения контроллера к пневмоустановке.

Для ввода команд ПЛК на панели станда установлены кнопки SB1...SB4, тумблер SA2 с тремя положениями (дублирует SB1, SB2), тумблер SA1 для отключения питания входного пневмораспределителя (P1) (рис.9.4). Для контроля крайних положений штоков пневмоцилиндров на входы ПЛК заведены сигналы с магнитных датчиков положения S1...S4. Объектом управ-

ления ПЛК, как было сказано выше, является пневматическая установка, её схема приведена на рис.9.3.

При монтаже использована гибкая полиуретановая трубка 6х4мм и быстроразъемные цанговые фитинги.

На входе в пневмоустановку стоит фильтр-регулятор давления диафрагменного типа серии 170. Фильтр предназначен для удаления из сжатого воздуха твёрдых включений, а так же конденсата. Воздух протекает через тангенциально размещённые в корпусе шлицевые отверстия. Благодаря центробежным силам капли жидкости и крупные твёрдые частицы отделяются от потока воздуха и собираются в нижней части корпуса фильтра. Объём собранного конденсата не должен превышать максимально допустимого уровня, так как иначе конденсат будет снова вовлекаться в поток воздуха.



Рисунок 9.2. Общий вид стенда.

Регулятор давления предназначен для поддержания рабочего давления в системе (выходного давления) независимо от колебания давления в линии питания (входного давления) и потребляемого расхода воздуха и редукционный клапан с контрольным манометром. На корпусе фильтра-регулятора установлен регулируемый предохранительный клапан КП (0...6bar). Он обеспечивает безопасность работы компрессора и поддерживает необходимое давление питания пневмосети. Редукционный клапан КР1 с контрольным манометром поддерживает давление питания пневмосистемы на постоянном уровне, независимо от колебания давления в сети, т.е. напорной магистрали компрессора. Установленное пневмооборудование включает в себя так же различные распределители. Так распределитель P1(тип 3/2) служит для подключения схемы к ис -

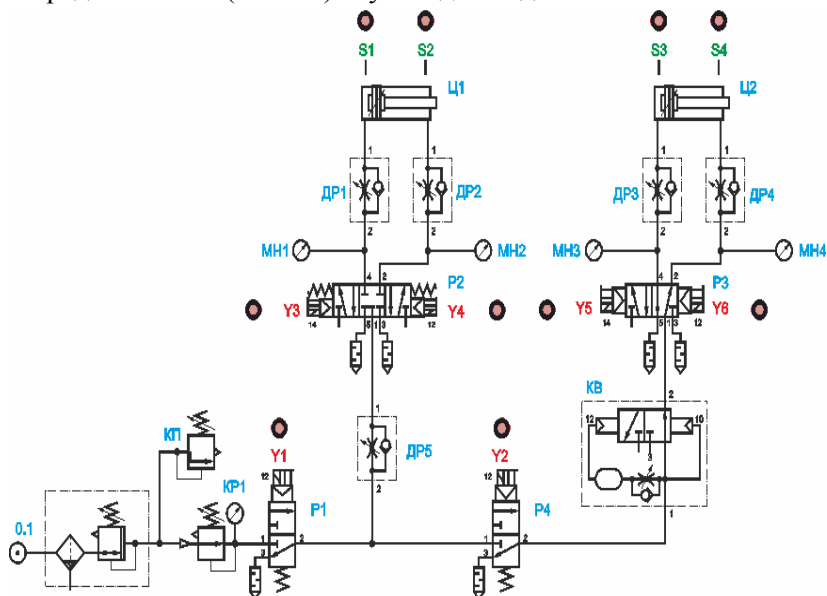


Рисунок 9.3. Схема пневмоустановки.

точнику сжатого воздуха. Через распределитель P4 сжатый воздух подаётся ко второму цилиндру. Распределитель P2 (тип 5/3) служит для управления перемещением штока первого цилиндра (Ц1); Распределители P3 (тип 5/2), P4 (тип 3/2), формирователь импульсов КВ служат для управления перемещением штока второго цилиндра (Ц2). Таймер запускается при подаче пневматического сигнала на вход 12 и «отсчитывает» время в соответствии с настройкой дросселя (см. ниже). Для «сброса» таймера после его срабатывания необходимо снять управляющий сигнал с порта 12 («сбросить в атмосферу»).

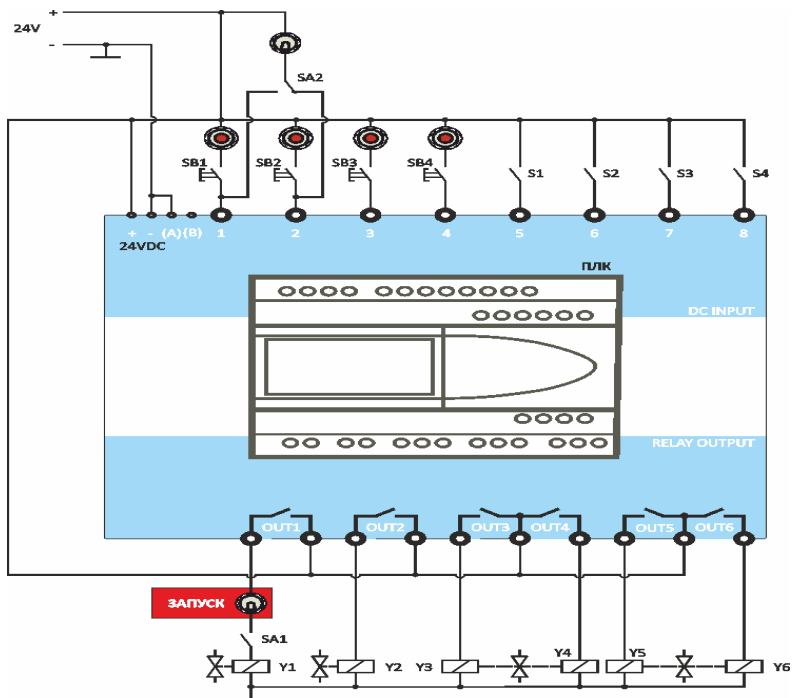


Рисунок 9.4. Схема подключения ПЛК к пневмоустановке.

Формирователь импульсов представляет собой нормально открытый таймер, запускающийся на «счёт» сразу

после подачи давления в порт 1. По истечении установленного времени сигнал на выходе исчезает. Таким образом, на выходе получается импульс определённой длительности при возможности регулировки скорости перемещения штоков с применением дрос-селей (ДР1...ДР5).



Рисунок 9.5. Схема фильтра-регулятора.

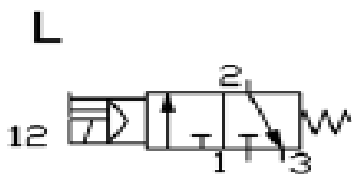


Рисунок 9.6. Пневмораспределитель 3/2 (P1)



Рисунок 9.7. Пневмораспределитель 5/2 (P2)

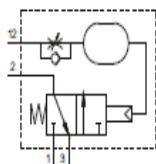
B1



Рисунок 9.8. Пневмораспределитель 5/3 (P3)

900.18.3 (0...30 секунд)

900.18.3-60 (0...60 секунд)



- 1 - вход энергоносителя
- 2 - выход энергоносителя
- 3 - сброс
- 12 - управление

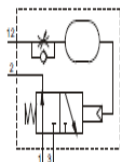


Рисунок 9.9. Пневматический таймер нормально закрытый.

Пневмораспределители 5/2 и 5/3 имеют регулируемые выхлопные дроссели по линии сброса.

900.18.4 (0...30 секунд)

900.18.4-60 (0...60 секунд)



- 1 - вход энергоносителя
- 2 - выход энергоносителя
- 3 - сброс
- 12 - управление



Рисунок 9.10. Пневматический таймер нормально открытый.

В схеме применяются пневмоцилиндры двустороннего действия с регулируемым демпфированием в обе стороны (регулируется винтами возле мест входа сжатого воздуха) и ходом штока 100мм.

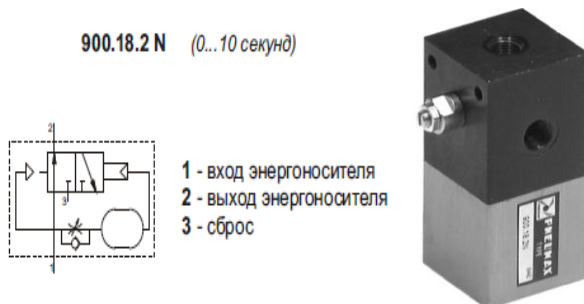


Рисунок 9.11. Формирователь импульсов КВ.

Измерительная система позволяет отслеживать состояние входов и выходов контроллера в реальном времени и снимать осциллограммы перемещения пневмоцилиндров, давлений (МН1...МН4).

Дроссель с обратным клапаном

6.01.18N



Дроссель

6.01.18/1N

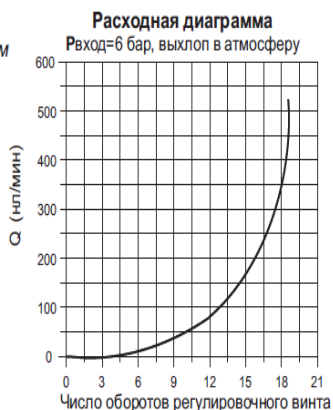


Рисунок 9.12. Дроссель (ДР1-ДР4)

Дроссель с обратным клапаном
6.01.18/4



Дроссель
6.01.18/5

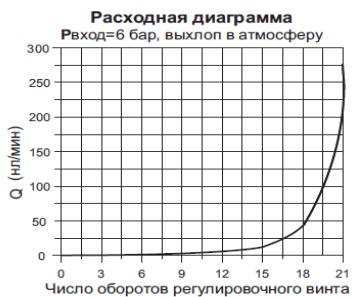


Рисунок 9.13. Дроссель тонкой настройки (ДР5)

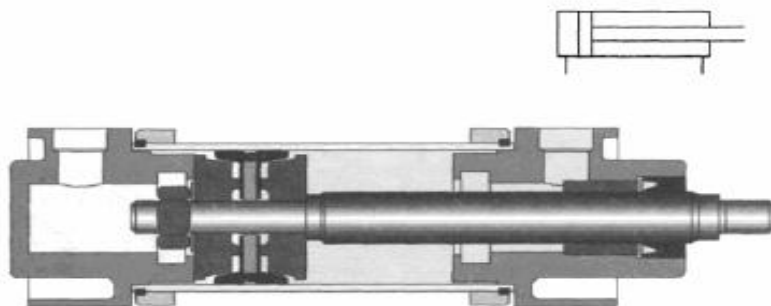


Рисунок 9.14. Пневмоцилиндр двустороннего действия.

2. Изучить устройство и принцип программирования микроконтроллера, используя «Руководство по программному обеспечению».

3. Изучить указания по работе с измерительной системой стенда, используя соответствующую Инструкцию.

В отчёте кратко пояснить принципы использования микроконтроллера при изучении пневмосхем.

Лабораторная работа 10. Составление программ для программируемого логического контроллера (ПЛК) Mitsubishi Electric ALPHA-2 с помощью среды программирования ALPCS/WIN-EU на компьютере. Запись программ в память ПЛК

Цель работы:

- инсталляция и изучение возможностей среды программирования и обмена данными с ПЛК ALPHA-2;
- запись программы в память ПЛК, запуск выполнения;
- получение навыков создания программ в среде программирования Mitsubishi Alpha Programming.

Выполнение работы.

- 1) Запустить программу **Mitsubishi Alpha Programming**.
- 2) Открыть имеющийся проект или пример программы (см. рисунок 10.2) для ПЛК Alpha-2 в Mitsubishi Alpha Programming.

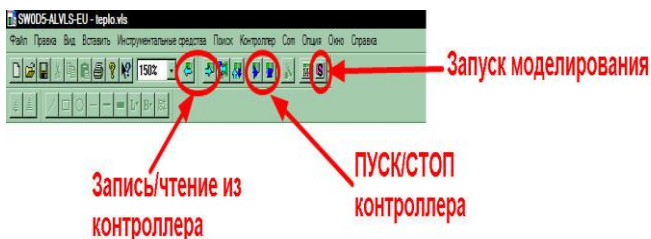


Рисунок 10.1 – Панель инструментов интерфейса программы Mitsubishi Alpha Programming

3) Убедиться, что на панели станда тумблер SA1 выключен, тумблер SA2 в среднем положении, при необходимости установить их в указанное положение.

4) Включить питание станда (три автоматических выключателя «Сеть»). Запустить моделирование (симуляцию). В окне программы, изменяя состояние входных каналов (1...8 в зависимости от конкретной программы) зафиксировать смену состояний выходов (out 001...006). См.рис.10.3.

- 5) Произвести остановку («СТОП») контроллера.
- 6) Записать программу в ПЛК. Запустить контроллер и включить мониторинг.
- 7) Включить тумблер SA1.
- 8) Нажать кратковременно кнопку SB1. Проследить за реакцией схемы.
- 9.)Нажать и удерживать поочередно кнопки SB1, SB2. Проследить за реакцией схемы.
- 10) Установить тумблер SA2 сначала в левое положение, затем в правое. Проследить за реакцией схемы.

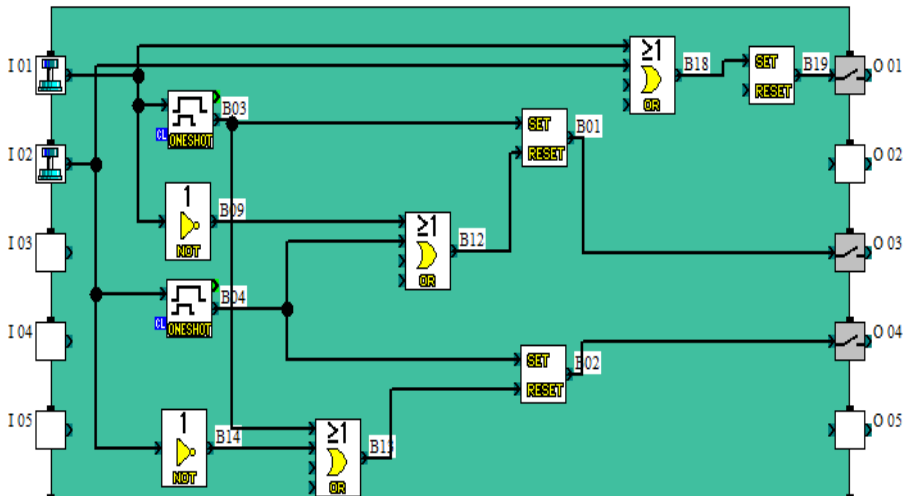


Рисунок 10.2. Область программирования

- 11) Выключить тумблер SA1, тумблер SA2 установить в среднее положение.
- 12) Произвести остановку («СТОП») контроллера.
- 13) Выключить питание (три автоматических выключателя «Сеть»).

Внесение изменений в программу ПЛК, ввод команд

- A) Запустить приложение Mitsubishi Alpha Programming на компьютере.

Б) Открыть имеющийся проект или пример программы для ПЛК Alpha-2 в Mitsubishi Alpha Programming.

В) Убедиться, что на панели станда тумблер SA1 выключен, тумблер SA2 в среднем положении, при необходимости установить их в указанное положение.

Г) Включить питание станда (три автоматических выключателя «Сеть»).

Д) Записать программу в ПЛК (программа изображена на рисунке 9.13). Запустить моделирование и мониторинг.

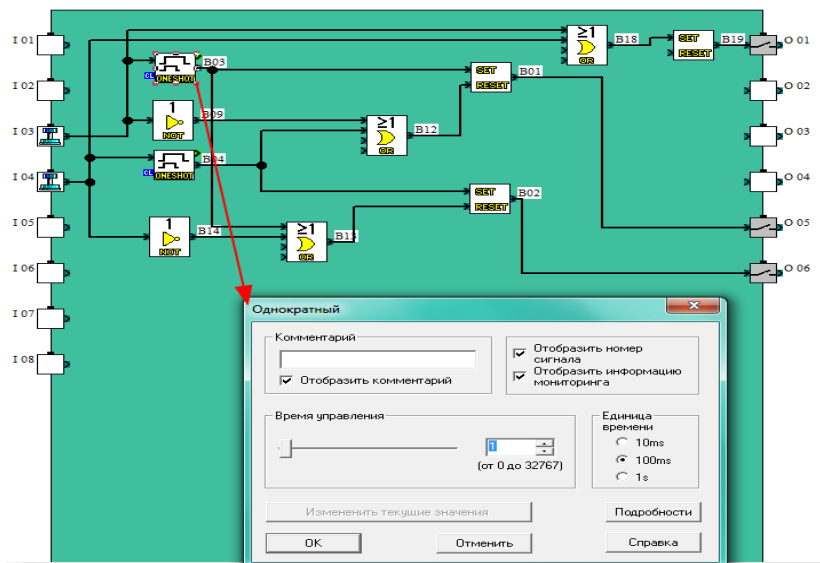


Рисунок 10.3. Изменение параметров программы

Е) В окне программы, изменяя состояние входных каналов (1...8 в зависимости от конкретной программы) зафиксировать смену состояний выходов (out 001...006).

Ж) Изучить возможности смены параметров блоков программы (для открытия свойств нужно навести указатель мыши на блок и произвести двойное нажатие ЛКМ). Произвести в программе изменения согласно рис.10.3.

3) Записать программу в ПЛК. Запустить контроллер и включить мониторинг.

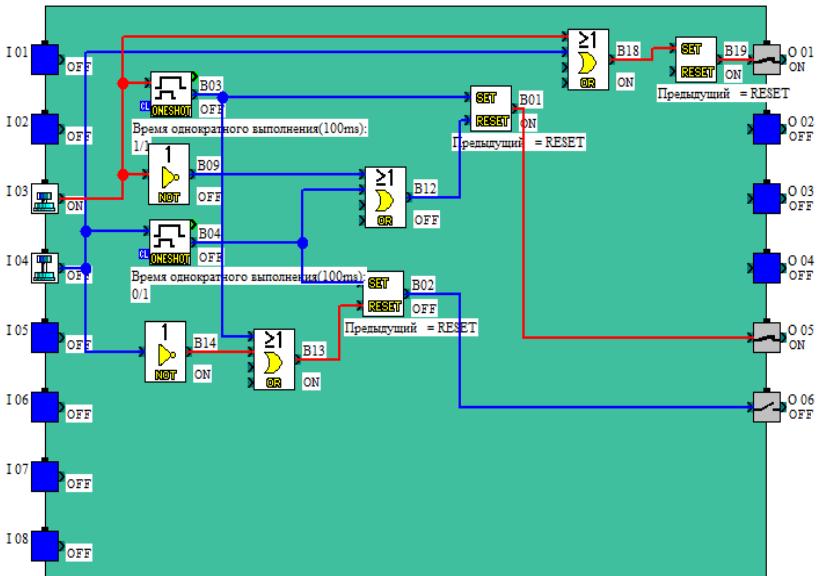


Рисунок 10.4. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in3

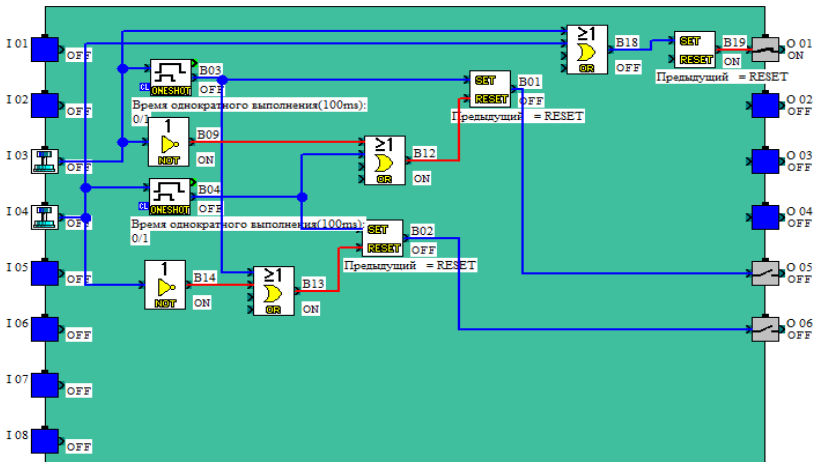


Рисунок 10.5. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in3

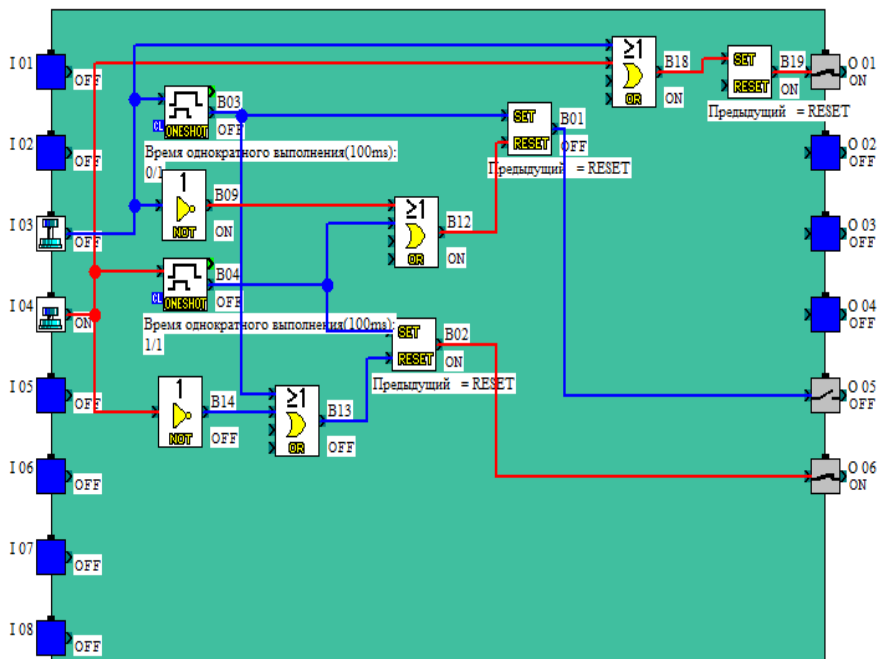


Рисунок 10.6. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in4

И) Включить тумблер SA1.

К) Нажать кнопку SB3. Проследить за реакцией схемы.

Л) Нажать и удерживать поочередно кнопки SB3, SB4. Проследить за реакцией схемы (рис. 10.4-10.6).

М) Выключить тумблер SA1. Произвести остановку («СТОП») контроллера.

Выводы.

Лабораторная работа 11. Программирование ПЛК на примере простейшего алгоритма движения штока цилиндра

Цель работы:

- отработка навыков создания программ для ПЛК;
- разработка программного обеспечения;
- контроль выполнения программы.

Выполнение работы.

1. Изучить руководства по программной и аппаратной части ПЛК Alpha-2. Ознакомится с составом оборудования ПЛК.
2. Проверить подключение компрессора к электросети и, если требуется, подключить.
3. Соединить компрессор и вводной фитинг фильтра на панели стенда пневмотрубкой.
4. Закрывать выходной вентиль компрессора, регулятор компрессора максимально открыть.
5. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
6. Перевести рычаг управления компрессором в положение «Включено».
7. Дождаться пока давление в ресивере достигнет максимального рабочего значения и компрессор отключиться.
8. Запустить приложение Mitsubishi Alpha Programming на компьютере.
9. Создать новый проект в Mitsubishi Alpha Programming.
10. Убедиться, что на панели стенда тумблер SA1 выключен, тумблер SA2 в среднем положении, при необходимости установить их в указанное положение.
11. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
12. Регуляторы Ф, КР на панели стенда максимально открыть. Регулятор дросселя ДР5 установить в положение 3, дроссели ДР1, ДР2 отрегулировать на 0,5...1.
13. Программа должна выполнять следующие функции:
 - а) при нажатии кнопки SB1 шток цилиндра Ц1 должен двигаться вверх, пока нажата SB1 (вместо SB1 можно использовать SA2).
 - б) при нажатии кнопки SB2 шток цилиндра Ц1 должен двигаться вниз, пока нажата SB2 (вместо SB2 можно использовать SA2).
14. Опираясь на описание в пункте 14 создайте программу, которая удовлетворяет поставленной задаче (см. лаб. раб. 10).

15. Записать программу в ПЛК. Запустить функционирование и мониторинг.
16. Открыть выходной вентиль компрессора.
17. Повторить пункты К. и Л, в лаб. раб. 10.
18. Описать принцип действия собранной схемы.
19. Составить алгоритм работы схемы.
20. Разработайте функциональную схему (при необходимости), в которой разделены исполнительная (силовая) часть и сигналы управления.
21. Составить логические уравнения (при необходимости), описывающие схему.
22. Внести в программу такие изменения, чтобы шток цилиндра Ц1 продолжал движение после однократного нажатия на кнопки SB1, SB2 (см. рисунок 11.1).

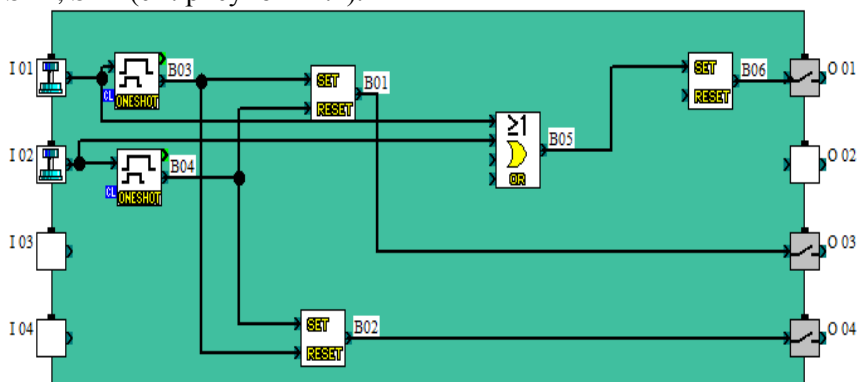


Рис.11.1.Пример программы

23. Повторить пункты 18...22.
24. Перевести рычаг управления компрессором в положение «Выключено», закрыть выходной вентиль компрессора.
25. Выключить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
26. Сбросить давление из схемы. Для этого перевести клапан снизу фильтра в положение «Ручной» и вдавить вверх.

Выводы.

Приложение 1. Обозначения физических величин и их единицы измерения

Наименование, обозначение	Единица измерения в системе СИ	Внесистемные единицы
Внутренний диаметр трубы, d	м	$см = 10^{-2} м$ $1мм = 10^{-3} м$
Диаметр цилиндра, D	м	$см = 10^{-2} м$
Масса, m	кг	$Г = 10^{-3} кг$
Объём, V	$м^3$	$л = 10^{-3} м^3$ $мл = см^3$
Плотность, ρ	$\frac{кг}{м^3}$	$\frac{Г}{см^3} = 10^{-3} \frac{кг}{м^3}$
Ускорение, a (g)	$\frac{м}{с^2}$	
Давление, P	Паскаль (Па)	$кПа = 10^3 Па$, $МПа = 10^6 Па$ $мм.рт.ст = 133,3 Па$
Коэфф. динамич. вязкости, η	Па • с	
Коэфф. кинематич. вязкости, χ	$\frac{м^2}{с}$	ст (стокс) = $10^{-4} \frac{м^2}{с}$
Работа, L	Джоуль (Дж)	$кДж = 10^3 Дж$
Работа удельная, l	$\frac{Дж}{кг}$	$\frac{к Дж}{кг} = 10^3 \frac{Дж}{кг}$
Скорость, u	$\frac{м}{с}$	
Сила, F	Н (ньютон)	$кН = 10^3 Н$

Сжимаемость, β	$\frac{1}{\text{Па}}$	
Объёмный расход, Q_v	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$\frac{\text{л}}{\text{с}} = 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$
Площадь, S	м^2	$\text{см}^2 = 10^{-4} \text{м}^2$
Массовый расход, Q_m	$\frac{\text{кг}}{\text{с}}$	
Эквивалентная шероховатость, Δ_s	м	мм = 10^{-3} м
Температура Цельсия, t°	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
Мощность, N	Вт	кВт = 10^3 Вт
Момент вращения, M	Н•м	
Число оборотов, n	$\frac{\text{об}}{\text{с}} = \frac{1}{\text{с}}$	$\frac{\text{об}}{\text{мин}} = 60 \frac{1}{\text{с}}$
Универсальная газовая постоянная, R	$\frac{\text{Дж}}{\text{кмоль град}}$	

Приложение 2. Приближённые вычисления и округления результатов расчётов.

Использование калькулятора в различных арифметических вычислениях позволяет получать числа с большим количеством десятичных знаков, что создаёт иллюзию высокой точности расчётов. Но это не так. Полученные значения физических величин, например в эксперименте, связаны с точностью используемых при измерениях приборов. Поэтому, по правилам приближённых вычислений, полученные значения необходимо округлять. При произвольных расчётах необходимо пользоваться следующими правилами округления.

1. При сложении и вычитании приближенных чисел в результате следует сохранять *столько десятичных знаков, сколько их в приближенном данном с наименьшим числом десятичных зна-*

ков.

Пример 1. Найти сумму приближенных чисел 127,42; 67,3; 0,12 и 3,03.

Решение: $127,42 + 67,3 + 0,12 + 3,03 = 197,87 = 197,9$.

В этом примере в данных число с наименьшим количеством десятичных знаков 67,3 — одна десятичная цифра 3. Следовательно, в ответе также должна остаться одна десятичная цифра. Так как вторая значащая цифра 7 больше 5, округляем ответ с избытком, до 9.

II. При умножении и делении приближенных чисел в произведении надо сохранить *столько значащих цифр*, сколько их есть в данном числе *с наименьшим количеством значащих цифр*.

Пример 2. Умножить приближенные числа 3,4 и 12,32.

Решение: $12,32 \cdot 3,4 = 41,888 = 42$.

Здесь в данных число 3,4 имеет наименьшее количество значащих цифр — 2. И в ответе должно быть две значащих цифры. 1,888 округляем с избытком до 2.

Примечание: если данные числа меньше 1, например 0,025, то число значащих цифр считается от последнего 0, т.е. две значащие цифры. Если данные имеют большое число нулей, например $16 \cdot 10^5$, то из значащих цифр берут 2 (число 16).

Пример 3: Площадь прямоугольной грядки приближенно равна 7,6 кв. м, ширина — 2,38 м. Чему равна ее длина?

Решение: длина грядки равна частному от деления 7,6 на 2,38.

Действие деления выполняют так: $\frac{7,6}{2,38} = 3,19 = 3,2$.

Частное от деления округляется с избытком.

III. При возведении приближенных чисел в степень (квадрат, куб и др.) в результате сохраняется столько значащих цифр, сколько их в основании.

Пример 4. $(2,32)^2 = 5,38 \approx 5,4$;

Пример 5. $(0,83)^3 = 0,57178 \approx 0,57$.

IV. В промежуточных результатах следует брать одной цифрой больше, чем рекомендуют предыдущие правила.

V. Если некоторые данные имеют больше десятичных знаков (при действиях первой ступени) или больше значащих цифр (при действиях II и III ступеней), чем другие, то их предварительно следует округлить, сохраняя лишь одну запасную цифру.

VI. Если данные можно брать с произвольной точностью, то для получения результата с k цифрами данные следует брать с таким числом цифр, которое дает согласно правилам (I – IV) $k + 1$ цифру в результате.

Применение вычислений способом подсчета цифр рассмотрим на обобщённом примере.

Пример 6. Найти значение $x = \frac{(a-b) \cdot c}{a+b}$, если $a \approx 9,31$, $b \approx 3,1$, $c \approx 2,33$. Знак \approx в дальнейшем использовать не будем.

Решение:

$$a - b = 9,31 - 3,1 = 6,21; \quad (a - b) \cdot c = 6,21 \cdot 2,33 \approx 14,5;$$

$$a + b = 9,31 + 3,1 = 12,4; \quad x = 14,5 : 12,4 \approx 1,1694 \approx 1,2.$$

Здесь $k = 2$, $k+1 = 3$.

Ответ. $x \approx 1,2$.

Примечание: при использовании калькулятора можно не обращать внимание на число знаков в промежуточных вычислениях, а округлять только конечный результат, учитывая приведенные выше правила. Сформулированные выше правила подсчета цифр имеют вероятностный смысл: они наиболее вероятны, хотя существуют примеры, не удовлетворяющие этим правилам. Поэтому вычисления способом подсчета цифр - самый грубый способ оценки погрешности результатов действий. Однако он очень прост и удобен, а точность таких вычислений вполне достаточна для большинства технических расчетов. Поэтому этот способ широко распространен в вычислительной практике.

Приложение 3. Оценка погрешности измерений в лабораторном практикуме.

Основными характеристиками приборов для измерения физических величин являются : предел измерения; цена деления; абсолютная погрешность измерения; класс точности. Под измерением физической величины понимают совокупность операций по применению технического средства, хранящего единицу физической величины, обеспечивающих нахождение соотношения (в явном или неявном виде) измеряемой величины с ее единицей и получение значения этой величины.

Примеры .

1. В простейшем случае, прикладывая линейку с делениями к какой-либо детали, по сути сравнивают ее размер с единицей, хранимой линейкой, и производя отсчет, получают значение величины (длины, высоты, толщины и других параметров детали).

2. С помощью измерительного прибора сравнивают размер величины, преобразованной в перемещение указателя, с единицей, хранимой шкалой этого прибора, и проводят отсчет.

Примечания.

От термина "измерение" происходит термин "измерять", которым широко пользуются на практике. Все же нередко применяются такие термины, как "мерить", "обмерять", "замерять", "промерять", не вписывающиеся в систему метро-логических терминов. Их применять не следует. Не следует также применять такие выражения, как "измерение значения" (например, мгновенного значения напряжения или его среднего квадратического значения), так как значение величины - это уже результат измерений.

В тех случаях, когда невозможно выполнить измерение (не выделена величина, как физическая, и не определена единица измерений этой величины) практикуется оценивание таких величин по условным шкалам.

Погрешность измерения — оценка отклонения измеренного значения величины от её истинного значения. Погрешность измерения является характеристикой (мерой) точности

измерения. Поскольку выяснить с абсолютной точностью истинное значение любой величины невозможно, то невозможно и указать величину отклонения измеренного значения от истинного (это отклонение принято называть ошибкой измерения). В ряде источников, например, в Большой Советской Энциклопедии, термины ошибка измерения и погрешность измерения используются как синонимы, но термин ошибка измерения не рекомендуется применять, как менее удачный. Возможно лишь оценить величину этого отклонения, например, при помощи статистических методов. На практике вместо истинного значения используют действительное значение величины x_d , то есть значение физической величины, полученное экспериментальным путем и настолько близкое к истинному значению, что в поставленной измерительной задаче может быть использовано вместо него. Такое значение, обычно вычисляется как среднестатистическое значение, полученное при статистической обработке результатов серии измерений. Это полученное значение не является точным, а лишь наиболее вероятным. Поэтому в измерениях необходимо указывать, какова их точность. Для этого вместе с полученным результатом указывается погрешность измерений. Например, запись $T=2,8\pm 0,1$ с. означает, что истинное значение величины T лежит в интервале от 2,7 с. до 2,9 с. с некоторой оговорённой вероятностью (доверительный интервал, доверительная вероятность, стандартная ошибка). В 2004 году на международном уровне был принят новый документ, диктующий условия проведения измерений и установивший новые правила сличения государственных эталонов. Понятие «погрешность» стало устаревать, вместо него было введено понятие «неопределённость измерений», однако ГОСТ Р 50.2.038-2004 допускает использовать термин погрешность для документов, использующихся в России.

Точность средства измерений — степень совпадения показаний измерительного прибора с истинным значением измеряемой величины. Чем меньше разница, тем больше

точность прибора. Точность эталона или меры характеризуется погрешностью или степенью воспроизводимости. Точность измерительного прибора, откалиброванного по эталону, всегда хуже или равна точности эталона.

В технике применяют приборы для измерения лишь с определённой заранее заданной точностью — основной погрешностью, допускаемой в нормальных условиях эксплуатации для данного прибора. Если прибор работает в условиях, отличных от нормальных, то возникает *дополнительная погрешность*, увеличивающая общую погрешность прибора. К *дополнительным погрешностям* относятся: *температурная*, вызванная отклонением температуры окружающей среды от нормальной, *установочная*, обусловленная отклонением положения прибора от нормального рабочего положения, и т. п. За нормальную температуру окружающего воздуха принимают 20 °С, за нормальное атмосферное давление 101,325 кПа. Обобщённой характеристикой средств измерения является *класс точности*, определяемый предельными значениями допускаемых основной и дополнительной погрешностей, а также другими параметрами, влияющими на точность средств измерения. Значение параметров установлено стандартами на отдельные виды средств измерений. Класс точности средств измерений характеризует их точностные свойства, но не является непосредственным показателем точности измерений, выполняемых с помощью этих средств, так как точность зависит также от метода измерений и условий их выполнения.

Измерительным приборам, пределы допускаемой основной погрешности которых заданы в виде приведённых основных (относительных) погрешностей, присваивают классы точности, выбираемые из ряда следующих чисел: (1; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0)*10ⁿ, где показатель степени n = 1; 0; -1; -2 и т. д.

В лабораторных исследованиях следует оценивать погрешность измерения тех или иных величин с учётом

погрешности (класса точности) приборов, используемых в данной установке.

Погрешность гидравлических расчётов может колебаться от 1% до 10%. В тех случаях, когда экспериментальные данные можно сравнить со справочными данными, необходимо оценить их расхождение. Описанные выше лабораторные установки позволяют проводить измерения с достаточной для учебного практикума точностью (расхождение со справочными данными не превышает 10%).

Литература

1. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод.-М.:Изд.МГТУ им.Баумана, 2012.-431 с.
2. Исаев Ю.М., Коренев В.П. Гидравлика и гидропневмопривод.- М.: Академия, 2009.-176 с.
3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Б.Б. Некрасов [и др.]; под ред.Б.Б.Некрасова.- Минск: Высшая школа, 2012. - 382 с.
5. Пневмоавтоматика. [Электронный ресурс] URL: http://yandex.ru/clck/jsreidir?from_
6. Гладышев Н.Н. Гидрогазодинамика.-Санкт-Петербург.:С.-П. технологический университет, 2012.- с.164.
7. Комина, Г. П., Прошутинский, А. О. Гидравлический расчет и проектирование газопроводов: учебное пособие по дисциплине «Газоснабжение» для студентов специальности 270109 – теплогазоснабжение и вентиляция / Г. П. Комина, А. О. Прошутинский; СПбГАСУ. – СПб., 2010. – 148 с.

У.А.Абдулгазис, Б.Н.Киреев, С.А.Седов

Механика жидкости и газа. Гидравлические машины и
гидропневмопривод.

Лабораторно - практические занятия.

Учебное пособие

В авторской редакции. Корректурa авторов.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Формат 60x84 1/16. Усл. печ. л. 12,2

Тираж 500 экз.

(Здесь указывается редакция, где публикуется пособие, и её
адрес)

