

Киреев Б.Н.



Учебное пособие
Основы гидропривода. Гидравлические
и пневматические системы.

Лабораторно- практические занятия

Елабуга
2016

УДК 621.22 (075.8)

ББК 30.123я723

К 43

Печатается по решению Редакционно-издательского совета ЕИ
К(П)ФУ. Протокол № 10 от 29.09. 2016 г.

Рецензенты:

к.т.н., доц. кафедры ОИП ЕИ К(П)ФУ

И.С.Набиев

к.физ.мат.н., доц. Наб.Челн. ПУ

И.А.Шакиров

Киреев Б.Н.

Учебное пособие: «Основы гидропривода. Гидравлические и пневматические системы. Лабораторно- практические занятия» - Елабуга: ЕИ К(П)ФУ, 2016 - 180 с.

В первой части пособия приведены методические указания по решению типовых задач. Знакомство с методикой решения задач окажет помощь студентам при выполнении контрольных и самостоятельных заданий.

Во второй части даны рекомендации по выполнению одиннадцати лабораторных работ.

Подготовлено пособие в соответствии с рабочей программой специальности: 23.03.01 «Технология транспортных процессов», профиль «Эксплуатация транспортных средств». Полезно оно будет и студентам специальностей 44.03.05 «Педагогическое образование», профиль «Технология», 44.03.04 «Профессиональное обучение по отраслям», профиль «Транспорт».

При подготовке пособия были использованы описания стендов: «Газовая динамика», НТЦ-91 (Гидродинамика), НТЦ-36.100 (Гидравлические машины и гидроприводы), НТЦ-101 (Пневмоавтоматика) и краткие методические указания по выполнению лабораторных работ (г. Могилёв, 2012 г.; г. Челябинск, 2012 г.).

© Издательство Елабужского института К(П)ФУ, 2016 г.

© Киреев Б.Н.

Введение

При решении многих проблем в самых разнообразных отраслях промышленности часто приходится встречаться с вопросом о движении различных жидкостей и газов, а также с вопросом о силовом (механическом) их воздействии на те или другие поверхности и на обтекаемые ими твердые тела.

Изучение законов движения жидкостей и газов привело к созданию различных гидро- и пневмоустройств, широко используемых в настоящее время на практике. Наиболее широкое распространение получили гидравлические (гидронасосы, гидродвигатели) и пневматические (пневмодвигатели) машины.

В первой части пособия приведена методика решения типовых задач по основам гидравлики, гидравлическим машинам и гидроприводу. Две задачи посвящены изучению законов движения газа по трубам и каналам. Студенты дневного отделения в качестве подготовки к зачёту (экзамену) выполняют самостоятельные домашние задания. Их успешное выполнение повышает, в конечном счёте, рейтинговую оценку студента.

Во второй части пособия дана методика проведения одиннадцати лабораторных работ по экспериментальному изучению законов движения жидкостей и газов по трубам и каналам. Здесь нашёл отражение опыт автора по использованию современного учебного оборудования на лабораторных занятиях в ЕИ К(П)ФУ.

Лабораторный практикум разбит на три модуля: 1- Гидродинамика; 2-Гидравлические машины и гидроприводы; 3- Газодинамика и пневмоавтоматика.

4 лабораторные работы модуля 1 посвящены экспериментальной проверке законов гидродинамики жидкостей. Длительность работ- по 2 час.

Следующие 3 работы модуля 2 посвящены изучению устройства и снятию рабочих характеристик объёмного гидронасоса и объёмных гидродвигателей (гидроцилиндра и гидромото-

ра). Длительность работ- по 4 час каждая.

В модуле 3 работа № 8 посвящена экспериментальной проверке законов газодинамики. Девятая работа связана с изучением пневмоустройств (пневмофильтры, пневмораспределители, пневмоклапаны, пневмоцилиндры и т.п.) и их использованию на практике. Десятая и одиннадцатая работы знакомят с использованием простого микроконтроллера в пневмоавтоматике.

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

Количество выполняемых студентами лабораторных работ 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 так же их связь с некоторыми внесистемными единицами.

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

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

Часть I. Методические указания по решению типовых задач

Расчёты проводятся с использованием единиц измерения системы СИ. В отдельных случаях используются внесистемные единицы. В большинстве задач решения снабжены рисунками и подробными пояснениями.

Цель:

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

Задание 1. Прежде чем приступить к изучению методики решения задач, необходимо изучить лекционный материал по данной тематике.

Задание 2. Изучить методику решения типовых задач, используя приведенные ниже примеры.

Задание 3. Использовать данную методику при выполнении самостоятельной (контрольной) работы. Варианты работ приведены на стр. 39.

Основы гидравлики

Тема 1: « Физические свойства жидкостей»

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

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. При постоянной скорости движения $F_{\text{рез}} = m \cdot a = 0$, так как ускорение равно нулю.

$$F_{\text{рез}} = F_T - F_{\text{выт}} - F_c = m \cdot a = 0 \quad (1) \quad \text{Отсюда} \quad F_c = F_T - F_{\text{выт}} \quad (2)$$

Сила сопротивления определяется по формуле Стокса:

$$F_c = 6\pi \cdot r \cdot \eta \cdot u = 3\pi \cdot d \cdot \eta \cdot u. \quad (3)$$

Вес шарика определяется по формуле:

$$F_T = mg = \rho_{\text{ш}} \cdot V \cdot g. \text{ Объём шара } V = \frac{4}{3} \pi r^3; \quad r = \frac{d}{2}; \quad r^3 = \frac{d^3}{8}. \text{ С учётом этого } F_T = \rho_{\text{ш}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g. \quad (4)$$

Выталкивающая сила равна весу вытесненной жидкости:

$$F_{\text{выт}} = \rho_{\text{ж}} \cdot V \cdot g = \rho_{\text{ж}} \cdot \left(\frac{\pi}{6} d^3\right) \cdot g \quad (5)$$

Подставляем в формулу (2) значения сил из (3), (4) и (5), получаем:

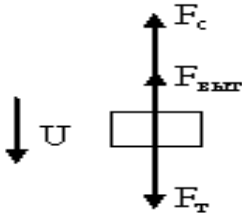


Рис. 1 к задаче 1. Схема сил, действующих на падающее равномерно тело в жидкости.

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

Из формулы (6) находим значение динамической вязкости воды:

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

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

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 воды при комнатной температуре равны соответственно

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

Задача 2. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого $H=10$ 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 Н без учёта сжимаемости воды:

$$P = \rho g H = 1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 10^4 \text{ м} = 10,04 \cdot 10^7 \text{ Па} = 100,4 \text{ МПа.}$$

Модуль объёмной упругости $k = - \frac{\Delta P}{\Delta V} \cdot v$. Сжимаемость жид-

кости: $\beta_p = \frac{1}{k} = - \frac{dV}{V_0} \cdot \frac{1}{dP}$. Заменяя значения бесконечно малых

изменений dV на значения конечных изменений объёма ΔV , находим значения сжимаемости: $\beta_p = 1/k = - \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta P}$.

$\beta_p = \frac{1}{k} = \frac{1}{2020 \text{ МПа}} = 4,95 \cdot 10^{-10} \left(\frac{1}{\text{Па}} \right)$. Конечное значение объёма

$V = V_0 \cdot (1 - \beta_p \cdot \Delta p)$. По определению удельного объёма $v = \frac{V}{m}$.

Следовательно, при давлении P :

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \cdot \Delta p} = \frac{1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1 - 4,95 \cdot 10^{-10} \frac{1}{\text{Па}} \cdot 100,4 \cdot 10^6 \text{ Па}};$$

$$\rho = \frac{1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{1 - 0,05} = 1079 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Ответ: значения плотности морской воды на глубине 5 км

$$\rho = 1079 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Тема 2: «Основы гидростатики»

Задача 3. Определить показание мановакуумметра $P_{\text{мв}}$, если к штоку поршня приложена сила $F = 0,5 \text{ кН}$, его диаметр $d = 78 \text{ мм}$, высота $H = 1,5 \text{ м}$, 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:

$P_c = P_0 + \rho g H$. Давление в воздухе над поверхностью жидкости

$P_0 = P_{\text{атм}} + P_{\text{мв}}$. Давление справа, со стороны поршня $P_c = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}$.

Давление в жидкости в любой её точке одинаково со всех сторон.

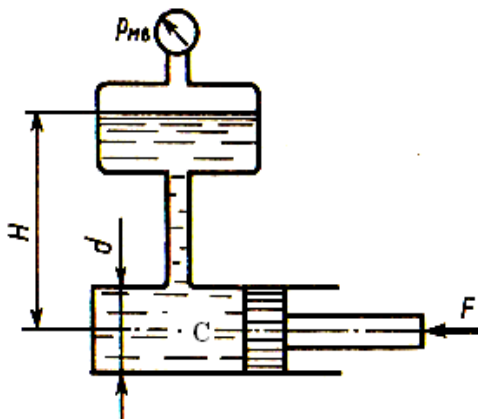


Рис. 2 к задаче 3.

Следовательно: $P_0 + \rho gH = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}$. $P_{\text{атм}} + P_{\text{МВ}} + \rho gH = P_{\text{атм}} + \frac{F}{S}$.

Отсюда находим: $P_{\text{МВ}} = \frac{F}{S} - \rho gH$.

$$P_{\text{МВ}} = \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 10^3 \text{ Н}}{3,14 \cdot (0,078 \text{ м})^2} - 800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 1,5 \text{ м};$$

$$P_{\text{МВ}} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ Па} - 0,12 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,93 \cdot 10^5 \text{ Па} = 93 \text{ кПа}.$$

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

Задача 4. 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 и D 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: $P_A = \rho_v g h_1 + P_{атм} + \rho_{рт} g h_2$. Манометрическое

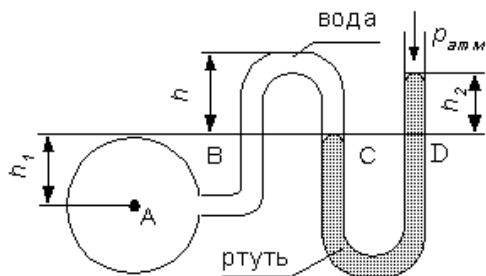


Рис. 3 к задаче 4.

давление (в данном случае это избыточное давление) равно разности абсолютного и атмосферного давлений. Следовательно $P_A^M = (10^3 \frac{кг}{м^3} \cdot 0,5 м + 13,6 \cdot 10^3 \frac{кг}{м^3} \cdot 0,30 м) \cdot 9,8 \frac{м}{с^2} = 44,9 \cdot 10^3 Па$.

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

Тема 3: «Основы гидродинамики»

Задача 5. 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 $L = 1 м$, диаметр трубы $d = 20 мм$, а расход жидкости, протекающей по трубе $Q = 0,54 \frac{л}{с}$.

Решение:

Запишем уравнение Бернулли в общем виде для потока реальной жидкости и выразим из него потери на участке:

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

Коэффициенты Кориолиса можно взять равными 1, так как о них в условиях задачи нет сведений. Определить их, используя число

Рейнольдса, так же нельзя, так как не указана жидкость и нет данных по её плотности и вязкости. Условно принимаем

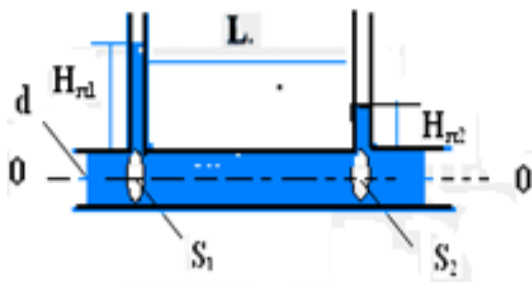


Рис. 4 к задаче 5.

движение жидкости турбулентным, что чаще всего и бывает на практике. Для такого вида движения коэффициенты Кориолиса равны 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. Их разность тоже равна нулю. С учётом сказанного уравнение Бернулли принимает вид:

$$(H_{п1} - H_{п2}) = h_{1-2}$$

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, полные потери равны линейным потерям напора.

Согласно формуле Дарси: $h_{л} = \lambda_{тр} \cdot \left(\frac{L}{d}\right) \cdot \frac{u^2}{2g}$ 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:

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

Скорость движения жидкости в трубе находим через расход жидкости:

$$U = \frac{Q}{S}; \quad S = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = \frac{3,14}{4} \cdot (0,02 \text{ м})^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Подставляем значения и находим скорость:

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

Находим коэффициент линейных потерь:

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

Ответ: коэффициент линейных потерь на участке трубы составляет $\lambda = 0,04$.

Задача 6. 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 $\eta = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$).

Решение:

Запишем уравнение Бернулли в общем виде для потока реальной жидкости и из него выразим потери напора:

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

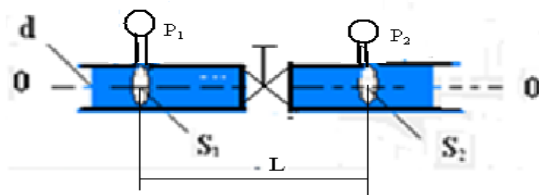


Рис. 5 к задаче 6 .

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:

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

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

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 и их разность также равна нулю. С учетом сказанного, уравнение для потерь напора принимает вид:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho g} = h^l + h^m. \quad \text{Согласно Дарси: } h_l = \lambda \cdot \left(\frac{L}{d}\right) \cdot \frac{u^2}{2g};$$

$h_m = \varepsilon \cdot \frac{u^2}{2g}$; Следовательно, в данном случае:

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

коэффициент линейных потерь:

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

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

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

Примечание: если в условиях задачи задана разность пьезометрических напоров H (м) $= \frac{(P_1 - P_2)}{\rho \cdot g}$, то коэффициент гидравлического трения удобнее рассчитывать как:

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

Ответ: коэффициент линейных потерь на участке трубы между сечениями 1 и 2 составляет $\lambda = 0,035$.

Задача 7. По трубе диаметром 5,06 см течёт вода со скоростью $U = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Принимая плотность жидкости равной $\rho = 1 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$, 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:

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

$$Re = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 1 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 5,06 \cdot 10^{-2} \text{ м}}{10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 5,06 \cdot 10^4 \quad \text{Получим}$$

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. Для нахождения коэффициента Дарси (коэффициента линейных потерь) в интервале $4000 < Re < 10^5$ используем формулу Блазиуса:

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

Ответ: $Re = 5,06 \cdot 10^4$; $\lambda = 0,02$.

Тема 4 : «Основы газодинамики»

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 двигается 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 $S = const$) при установившемся движении газа. Тогда в соответствии с уравнением неразрывности потока газа массовый расход газа вдоль газопровода является величиной постоянной $Q_m = const$. 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, не-

большие перепады давления). Это допущение не приведет к серьезным 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 одинаковыми 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:

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

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

Отметим, что в последнем выражении все величины, входящие в правую часть равенства, являются величинами постоянными, отсюда: $Re = \text{const}$. По этой причине для определения величины потерь напора можно воспользоваться обычным уравнением Бернулли. Для горизонтальной трубы одинакового диаметра линейные потери определяются как:

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

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

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

$h_{\lambda} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2g}$. В качестве скорости (u^2) берут среднюю скорость $u = \frac{u_1 + u_2}{2}$. Коэффициент линейных потерь (движение турбулентное, $Re \geq 4000$) можно определить по формуле Альтшуля: $\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta \varepsilon}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$ или Блазиуса (для гидравлически гладких труб) $\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$. Эквивалентную шероховатость берут из таблиц для жидкости.

Задача 8. 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 9. Определить потери давления на участке прямого газопровода длиной 100 м и диаметром 1020 мм, если массовый расход газа (азота) составляет $Q_m = 180 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, а плотность газа уменьшилась с $\rho_1 = 45 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ до $\rho_2 = 25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Труба

шероховатая, эквивалентная шероховатость составляет $\Delta_3 = 0,1$ мм (новая стальная труба). Коэффициент динамической вязкости (для азота) при нормальных условиях принять равным $\eta = 17,8 \cdot 10^{-6}$ Па · с. Для определения коэффициента линейных потерь $\lambda_{тр}$ использовать формулу для жидкости.

Решение.

Для определения потерь давления используем уравнение Бернулли для трубы одинакового диаметра и уравнение Дарси для линейных потерь напора:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho_{ср} \cdot g} = h_{\lambda} \quad \text{и} \quad h_{\lambda} = \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2g}.$$

Определим средние значения плотности и скорости по длине газопровода:

$$\rho_{ср} = \frac{45 + 25}{2} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} = 35 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad u = \frac{4,9 + 8,8}{2} \frac{\text{м}}{\text{с}} = 6,85 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{4 \cdot Q_m}{\eta \cdot \pi \cdot d} = \frac{4 \cdot 180 \frac{\text{кг}}{\text{с}}}{17,8 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \cdot 3,14 \cdot 1,020 \text{ м}} = 12,6 \cdot 10^6$$

Так как число Рейнольдса больше $560 \frac{d}{\Delta_3}$ ($5,7 \cdot 10^6$), то

для нахождения коэффициента гидравлического трения используем формулу Альтшуля в виде:

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

$$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,1 \text{ мм}}{1020 \text{ мм}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,98 \cdot 10^{-4})^{0,25} = 0,011.$$

Находим падение давления на данном участке газопровода:

$$P_1 - P_2 = \rho_{ср} \cdot \lambda_{тр} \cdot \frac{L \cdot u^2}{d \cdot 2} = 35 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 0,011 \cdot \frac{100 \text{ м} \cdot (6,85 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{1,02 \text{ м} \cdot 2} = 886 \text{ Па}.$$

**Тема 5. «Истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке.
Расчёт простого водопровода»**

Задача 10. Из открытого резервуара, в котором поддерживается постоянный уровень, по стальному трубопроводу (эквивалентная шероховатость Δ_3) 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).

Пусть $d_1 = d_3 = 15$ мм, $d_2 = 20$ мм, длины всех трёх участков одинаковы и равны $L_1 = L_2 = L_3 = 1$ м. Расход жидкости принимаем равным $Q = 30 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$. Эквивалентную шероховатость труб принимаем равной $\Delta_3 = 0,1$ мм

Решение.

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

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

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:
 $u_1 \cdot S_1 = u_5 \cdot S_5$; $u_5 = u_4 \cdot 5$ $u_1 \cdot (D^2) = u_5 \cdot (d_5^2)$ следует, что скорость жидкости на первом участке 1-2 гораздо меньше скорости на участке 4-5 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 расчё-

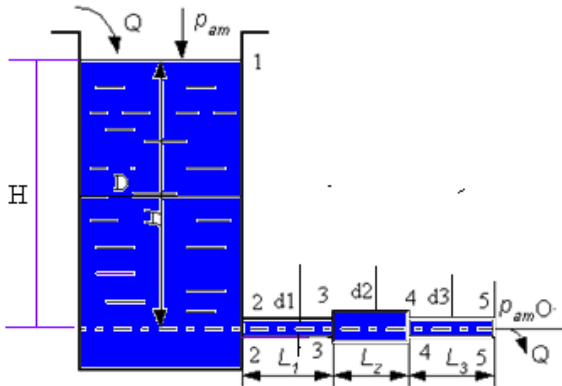


Рис.6 к задаче 10.

тах 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:

$$H = \alpha_5 \cdot \left[\frac{(u_5)^2}{2 \cdot g} \right] + h_{1-5} \quad \text{Величина напора в}$$

резервуаре идёт на создание скоростного напора и на преодоление всех потерь напора, чтобы донести нужный расход (задаваемый расход) до конца трубопровода. Коэффициент Кориолиса $\alpha_5 = 1$ для турбулентного течения и $\alpha_5 = 2$ для ламинарного течения. Чтобы определить вид движения жидкости, рассчитаем число Рейнольдса, для участка 4-5.

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} ; \text{ при температуре } 20^\circ\text{C}$$

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

Скорость на участке 4-5: $u_5 = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi d_3^2}$;

$$u_5 = \frac{0,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot 4}{3,14 (0,015 \text{ м})^2} = 2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\text{Re}_{4-5} = \text{Re}_{2-3} = \frac{10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}}{10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}} = 42460.$$

(15 мм = 0,015 м = 1,5 · 10⁻² м) Это турбулентный режим движения, α₅=1. На участке 3-4 значение скорости

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

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

Это так же турбулентный режим течения жидкости.

Полные потери напора на участке 1-5 (h₁₋₅) 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

$$h_2^M = \varepsilon_2 \cdot \frac{u_2^2}{2g}; \quad h_3^M = \varepsilon_3 \cdot \frac{u_3^2}{2g}; \quad h_4^M = \varepsilon_4 \cdot \frac{u_4^2}{2g}.$$

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_3). 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

$$\frac{S_4}{S_3} = 0,56 \quad \varepsilon_4 = 0,22.$$

Значения скорости на участке 2-3 и 4-5 одинаковы и равны: $u_5 = u_{2-3} = u_{4-5} = 2,83 \frac{M}{c}$. 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:

$$\lambda_{2-3} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d_2} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 (0,0067 + 0,0016)^{0,25} = 0,033$$

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

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

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

Находим линейные потери напора на всех трёх участках:

$$h_{2-3}^{\text{л}} = h_{4-5}^{\text{л}} = \lambda_{2\text{тр}} \cdot \left(\frac{L_{2-3}}{d_2} \right) \cdot \frac{u_2^2}{2g};$$

$$h_{2-3}^{\text{л}} = 0,03 \cdot \left(\frac{1 \text{ м}}{0,015 \text{ м}} \right) \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \right] = 0,82 \text{ м.}$$

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

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

Находим местные потери:

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

$$h_3^{\text{м}} = \varepsilon_3 \cdot \frac{u_3^2}{2g} = 0,19 \cdot \left[\frac{(2,83 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}} \right] = 0,08 \text{ м.}$$

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

Полные потери напора на участке 1-5:

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

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

Величина напора в резервуаре:

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

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 $[z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_1)^2}{2 \cdot g}]$ называется напором в первом сечении. Он всегда больше, чем напор во втором сечении $[z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_2)^2}{2 \cdot g}]$ на величину потерь h_{1-2} .

Следовательно, чтобы найти напор во втором сечении, надо из значений напора в сечении 1 вычесть потери напора.

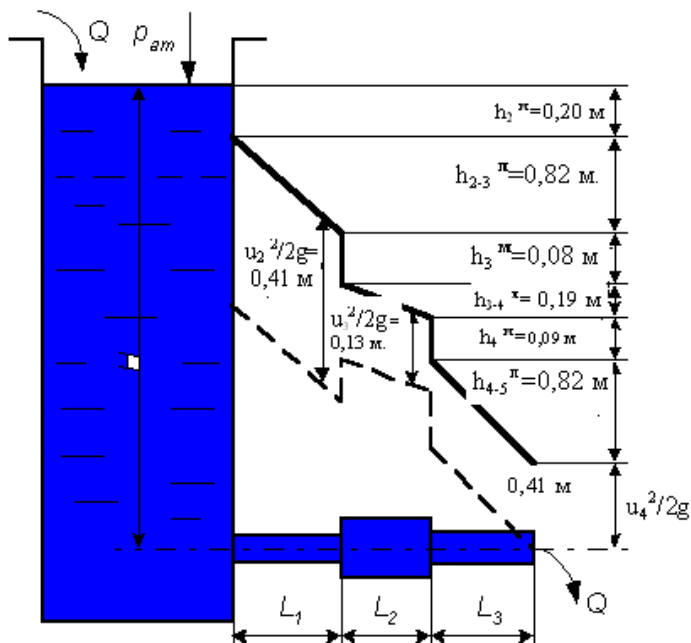


Рис. 7. Примерное изображение напорных линий (полного и пьезометрического напоров).

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) $h_2^м = 0,20$ м . При движении жидкости по трубе на участке между сечениями (2-2) и (3-3) в виде линей-

ных потерь напора теряется $h_{2-3}^{\text{л}}=0,82$ м. Местные потери напора в сечении (3-3) равны $h_3^{\text{м}}=0,08$ м.

Линейные потери на участке (3-4) составляют $h_{3-4}^{\text{л}}=0,19$ м. Местные потери в сечении (4-4) $h_4^{\text{м}}=0,09$ м. Линейные потери на участке (4-5) $h_{4-5}^{\text{л}}=0,82$ 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) скоростной 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.

Тема 6. «Гидронасосы. Гидродвигатели. Гидропривод»

Задача 11. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса $P_2=0,35$ МПа, вакуум перед входом в насос $h_{\text{вак}}= 294$ мм.рт.ст.; подача насоса $Q=6,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, крутящий момент на валу насоса

$M=41$ Н·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):

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

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

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

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

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

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

Задача 12. 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 шибера поворотного двигателя с учётом потерь определяют по формуле:

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

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

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

Момент на валу поворотного двигателя:

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

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

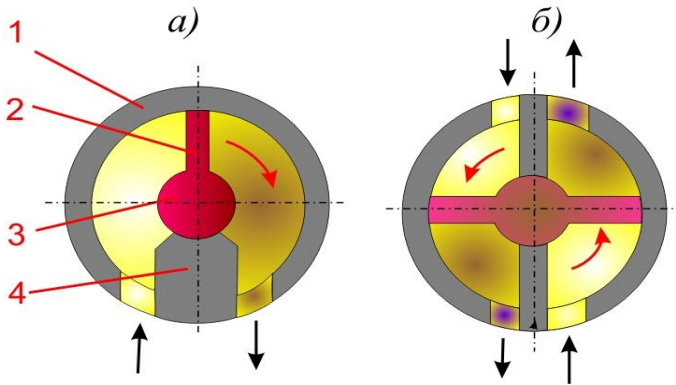


Рис. 8 к задаче 11. Шиберные (поворотные) гидродвигатели:
 а) одношиберный; б) двухшиберный

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

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

МПа.

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

Задача 13. 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 $l_s=100d$. $D=100 \text{ мм}$, площадью штока пренебречь. Вязкость масла

$\chi = 1 \text{ Ст}$; плотность $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$\chi = 1..$

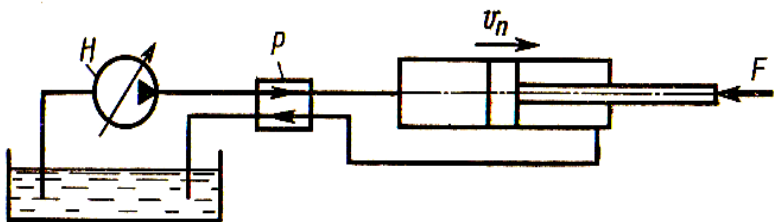


Рис. 9 к задаче 12.

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 $P_{\text{пот}}$: $P_n = \Delta P + P_{\text{пот}}$.

Для поршневого гидроцилиндра $F \cdot v_p = \Delta P \cdot S$, где S - площадь поршня. Находим ΔP .

Площадь поршня $S = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$.

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

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:

$$h_{\text{пот}^{\text{л}}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{U^2}{2g}; \quad h_p = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l_3}{d} \cdot \frac{U^2}{2g};$$

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.

Расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр, определяем из соотношения:

$$Q = v_n \cdot S_n = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \frac{3,14}{4} (0,01 \text{ м})^2 = 0,785 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}}\right).$$

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

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

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

$\lambda_{\text{тр}}$ используем формулу Пуайзеля:

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

Находим давление, развиваемое насосом на выходе:

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

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

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

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

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

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

Ответ: $P_n = 2,1 \text{ МПа}$.

Задания для самостоятельной работы и контрольные задания

Задача 1. Определить коэффициент динамической и кинематической вязкости воды, если шарик диаметром d , плотность которого $\rho_{ш}$, падает в жидкости с постоянной скоростью u . Плотность жидкости $\rho_{ж}$

Вар.	d, мм	$\rho_{ш}$, $10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	u, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\rho_{ж}$, $10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
0	1,0	1,2	0,57	0,77
1	1,2	1,8	0,68	1,03
2	1,7	1,5	0,52	1,26
3	1,3	1,4	2,20	0,80
4	1,6	1,9	0,90	0,91
5	2,2	2,0	0,96	0,88
6	1,8	1,6	0,80	0,77
7	2,0	1,3	0,70	0,84
8	2,4	2,2	1,10	0,86
9	1,5	2,3	1,42	0,90

Задача 2. Определить избыточное давление на дне океана, глубина которого H , приняв плотность морской воды ρ_0 и считая ее несжимаемой. Определить плотность воды на той же глубине с учетом сжимаемости и приняв модуль объемной упругости равным K .

Вар.	H, км	к, МПа	$\rho_0, 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
0	1,2	2040	1,037
1	2,8	2080	1,033
2	1,7	2022	1,026
3	4,4	2140	1,028
4	5,8	2010	1,032
5	6,0	2090	1,036
6	7,6	2032	1,027
7	8,1	2051	1,034
8	9,2	2048	1,029
9	10,4	2042	1,040

Задача 3. Определить показание мановакуумметра p_{mv} , если к штоку поршня приложена сила F , его диаметр d , высота H , плотность жидкости ρ .

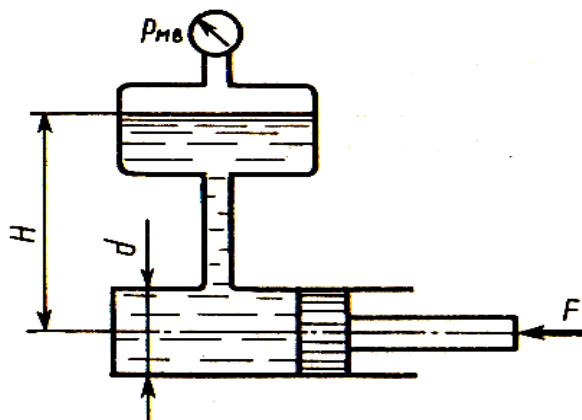


Рис. к задаче 3.

Вар.	d, мм	H, м	F, кН	$\rho_{ж}, 10^3 \frac{кг}{м^3}$
0	100	1,2	0,27	0,77
1	110	1,8	0,38	1,03
2	78	1,5	0,22	1,26
3	65	1,4	0,20	0,80
4	69	1,9	0,46	0,91
5	78	2,0	0,26	0,88
6	80	1,6	0,32	0,77
7	120	1,3	0,50	0,84
8	68	2,2	0,48	0,86
9	84	1,7	0,42	0,90

Задача 4. 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.

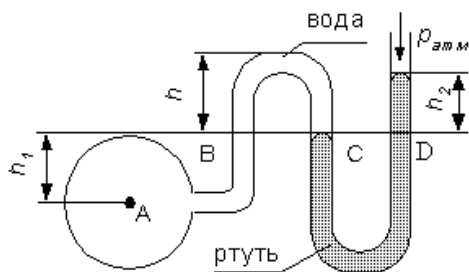


Рис. к задаче 4.

+

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 5. 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 .

+

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

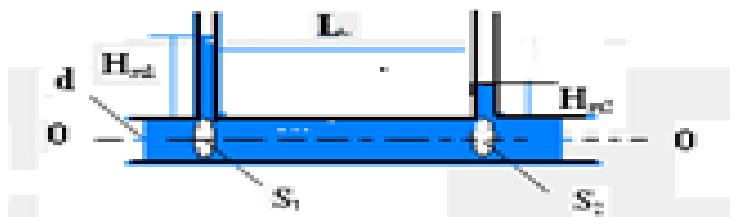


Рис. к задаче 5.

Задача 6. В горизонтально расположенной трубе диаметром d , на расстоянии L друг от друга расположены два пьезометра, между которыми находится кран, имеющий коэффициент местного сопротивления ε . Определить коэффициент линейных потерь, если разность пьезометрических напоров равна $H = (H_1 - H_2) = (P_1 - P_2)/\rho g$, а расход жидкости в трубе составляет

Вариант	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H, \text{ см}$	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
$L, \text{ м}$	1,1	0,6	0,2	1,2	0,3	0,25	0,4	0,94	0,80	0,42
$d, \text{ мм}$	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

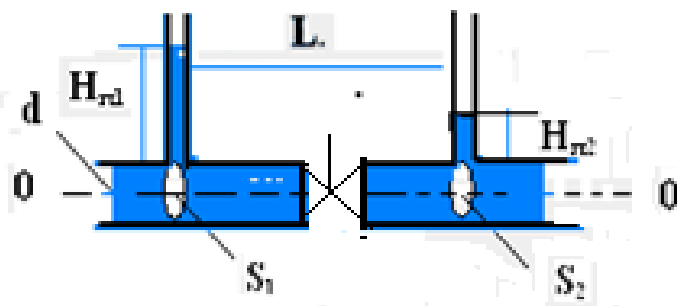


Рис. к задаче 6.

Q. (Применение уравнения Бернулли обязательно).

Задача 7. 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

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

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

Задача 8. 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 9. Определить потери давления на участке прямого газопровода длиной L и диаметром d , если массовый расход газа (азота) составляет Q_m , а плотность газа уменьшилась с ρ_1 до ρ_2 . Труба шероховатая, эквивалентная шероховатость составляет Δ_s . Коэффициент динамической вязкости (для газа) при нормальных условиях принять равным η . Для определения коэффициента линейных потерь $\lambda_{тр}$ использовать формулу для жидкости.

Вар.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_m, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	155	160	125	150	135	145	140	120	130	165
$L, \text{м}$	100	200	75	90	85	115	125	135	150	180
$d, \text{мм}$	320	500	790	1000	250	790	500	320	180	25045
$\rho_1, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	45	35	25	30	20	40	50	60	55	65
$\rho_2, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	25	20	10	15	5	25	35	30	20	35
$\Delta_s, \text{мм}$	0,04	0,05	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,05
$\eta, \text{Па} \cdot \text{с}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,9 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$

Задача 10. 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.

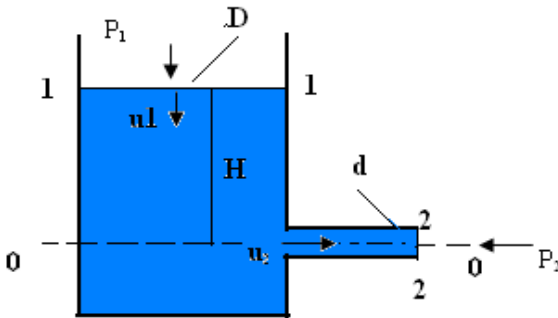


Рис. к задаче 10 .

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
$U, \frac{M}{C}$	3,1	3,2	4,1	4,3	5,0	5,2	3,8	2,9	4,0	3,6

Задача 11. При испытании насоса получены следующие данные: избыточное давление на выходе из насоса P_2 , вакуум перед входом в насос $P_{\text{вак}}$, подача насоса Q , крутящий момент на валу насоса M , частота вращения вала насоса n . 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
$P_2, \text{МПа}$	0,5	0,4	0,6	0,7	0,45	0,55	0,62	0,53	0,49	0,58
$P_{\text{вас}}, \text{КПа}$	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
$M_{\text{н.м}}$	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 12. Двухкамерный гидродвигатель поворотного дви-

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

жения должен создавать момент на валу, равный M , при (угловой) скорости поворота ω . Размеры гидродвигателя: внутренний диаметр D , d (мм), ширина лопастей b , объёмный кпд η_0 , механический кпд $\eta_{\text{мех}}$. Определить требуемое давление насоса и необходимую подачу.

Задача 13. Определить давление, создаваемое насосом, и его подачу, если преодолеваемая сила вдоль штока равна F , а

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
$\nu_{\text{дв}}$, $\frac{\text{М}}{\text{с}}$	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_1	$90 \cdot d$	$91 \cdot d$	$92 \cdot d$	$93 \cdot d$	$89 \cdot d$	$90 \cdot d$	$88 \cdot d$	$90 \cdot d$	$92 \cdot d$	$94 \cdot d$
ν , с/л	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

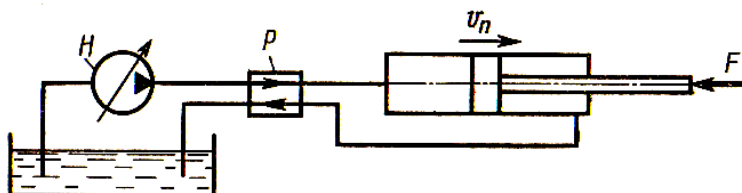


Рис. к задаче 13.

скорость перемещения поршня равна v_n . Учесть потерю давления на трение в трубопроводе, общая длина которого l , диаметр d . Каждый канал распределителя по сопротивлению эквивалентен длине трубопровода l_0 . Диаметр поршня D , площадью штока пренебречь. Вязкость масла ν ; плотность ρ

Задача 14. Описать устройство, принцип действия и области применения гидроцилиндра.

Задача 15. Описать устройство, принцип действия и области применения гидрофилтра.

Задача 16. Описать устройство, принцип действия и области применения золотникового гидрораспределителя

Задача 17. Описать устройство, принцип действия и области применения золотникового пневмораспределителя.

Задача 18. Описать устройство, принцип действия и области применения пневмодросселя с обратным клапаном.

Задача 19. Описать устройство, принцип действия и области применения пневмоцилиндра.

Задача 20. Описать устройство, принцип действия и области применения пневмофилтра.

Контрольные задания.

Примечание: в графе «№ зач.кн.» указаны две последние цифры номера зачётной книжки студента.

№ З. кн	Номера задач и вариантов (6.1 – задача 6, вариант 1 и т.д)					№ З. кн	Номера задач и вариантов (3.2 – задача 3, вариант 2 и т.д)				
	1.1	2.1	6.1	10.1	14		1.1	3.1	7.1	11.1	15
01	1.1	2.1	6.1	10.1	14	11	1.1	3.1	7.1	11.1	15
02	1.2	2.2	6.2	10.2	16	12	1.2	3.2	7.2	11.2	17

03	1.3	2.3	6.3	10.3	18	13	1.3	3.3	7.3	11.3	19
04	1.4	2.4	6.4	10.4	20	14	1.4	3.4	7.4	11.4	9.1
05	1.5	2.5	6.5	10.5	12.1	15	1.5	3.5	7.5	11.5	9.2
06	1.6	2.6	6.6	10.6	12.2	16	1.6	3.6	7.6	11.6	9.3
07	1.7	2.7	6.7	10.7	12.3	17	1.7	3.7	7.7	11.7	9.4
08	1.8	2.8	6.8	10.8	12.4	18	1.8	3.8	7.8	11.8	9.5
09	1.9	2.9	6.9	10.9	13.1	19	1.9	3.9	7.9	11.9	9.6
10	1.0	2.0	6.0	10.0	13.2	20	1.0	3.0	7.0	11.0	9.7
21	1.1	4.1	8.1	12.1	13.3	31	1.1	5.1	9.1	13.1	9.8
22	1.2	4.2	8.2	12.2	13.4	32	1.2	5.2	9.2	13.2	9.9
23	1.3	4.3	8.3	12.3	13.5	33	1.3	5.3	9.3	13.3	9.0
24	1.4	4.4	8.4	12.4	14	34	1.4	5.4	9.4	13.4	14
25	1.5	4.5	8.5	12.5	15	35	1.5	5.5	9.5	13.5	15
26	1.6	4.6	8.6	12.6	16	36	1.6	5.6	9.6	13.6	16
27	1.7	4.7	8.7	12.7	17	37	1.7	5.7	9.7	13.7	17
28	1.8	4.8	8.8	12.8	18	38	1.8	5.8	9.8	13.8	18
29	1.9	4.9	8.9	12.9	19	39	1.9	5.9	9.9	13.9	19
30	1.0	4.0	8.0	12.0	20	40	1.0	5.0	9.0	13.0	20
41	1.1	2.1	6.1	10.1	11.1	46	1.6	2.6	6.6	10.6	14
42	1.2	2.2	6.2	10.2	11.2	47	1.7	2.7	6.7	10.7	15
43	1.3	2.3	6.3	10.3	11.3	48	1.8	2.8	6.8	10.8	16
44	1.4	2.4	6.4	10.4	11.4	49	1.9	2.9	6.9	10.9	17
45	1.5	2.5	6.5	10.5	11.5	50	1.0	2.0	6.0	10.0	18
51	1.1	3.1	7.1	11.1	13.6	61	1.1	4.1	8.1	12.1	19

52	1.2	3.2	7.2	11.2	13.7	62	1.2	4.2	8.2	12.2	20
53	1.3	3.3	7.3	11.3	13.8	63	1.3	4.3	8.3	12.3	7.1
54	1.4	3.4	7.4	11.4	13.9	64	1.4	4.4	8.4	12.4	7.2
55	1.5	3.5	7.5	11.5	13.0	65	1.5	4.5	8.5	12.5	7.3
56	1.6	3.6	7.6	11.6	13.1	66	1.6	4.6	8.6	12.6	7.4
57	1.7	3.7	7.7	11.7	13.2	67	1.7	4.7	8.7	12.7	7.5
58	1.8	3.8	7.8	11.8	13.3	68	1.8	4.8	8.8	12.8	7.6
59	1.9	3.9	7.9	11.9	13.4	69	1.9	4.9	8.9	12.9	7.7
60	1.0	3.0	7.0	11.0	13.5	70	1.0	4.0	8.0	12.0	7.8
71	1.1	2.1	6.1	10.1	8.1	81	1.1	3.1	7.1	11.1	20
72	1.2	2.2	6.2	10.2	8.2	82	1.2	3.2	7.2	11.2	19
73	1.3	2.3	6.3	10.3	8.3	83	1.3	3.3	7.3	11.3	18
74	1.4	2.4	6.4	10.4	8.4	84	1.4	3.4	7.4	11.4	17
75	1.5	2.5	6.5	10.5	8.5	85	1.5	3.5	7.5	11.5	16
76	1.6	2.6	6.6	10.6	8.6	86	1.6	3.6	7.6	11.6	15
77	1.7	2.7	6.7	10.7	8.7	87	1.7	3.7	7.7	11.7	14
78	1.8	2.8	6.8	10.8	8.8	88	1.8	3.8	7.8	11.8	5.1
79	1.9	2.9	6.9	10.9	8.9	89	1.9	3.9	7.9	11.9	5.2
80	1.0	2.0	6.0	10.0	8.0	90	1.0	3.0	7.0	11.0	5.3
91	1.1	4.1	8.1	12.1	14	96	1.6	4.6	8.6	12.6	5.4
92	1.2	4.2	8.2	12.2	15	97	1.7	4.7	8.7	12.7	5.5
93	1.3	4.3	8.3	12.3	16	98	1.8	4.8	8.8	12.8	5.6
94	1.4	4.4	8.4	12.4	17	99	1.9	4.9	8.9	12.9	5.7
95	1.5	4.5	8.5	12.5	18						

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. Гидродинамика

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 МПа = 100 КПа (точнее 0,1013 МПа= 101,3 КПа).

Давление, создаваемое в жидкости (или газе) свыше атмосферного, называется избыточным ($P_{изб}$). Если же в жидко-

сти 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 ($-P_a = -0,1$ МПа).

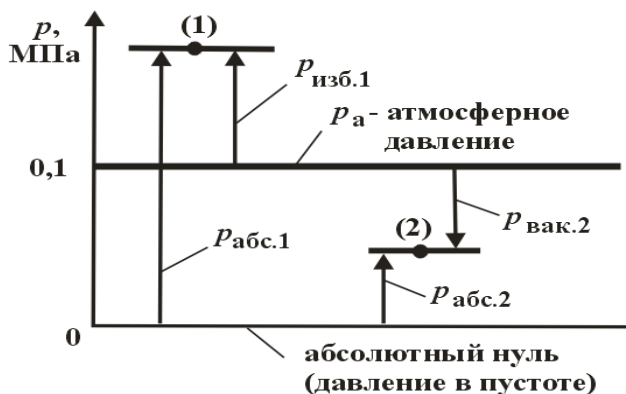


Рисунок 1.1. Виды давлений (абсолютное, атмосферное, избыточное и вакуумметрическое) и их схематическое изображение.

Общие сведения о приборах давления. Классификация приборов давления.

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

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 практикуме 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 к подложке 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-

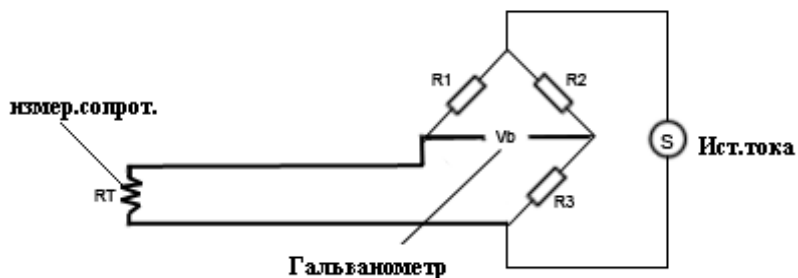


Рисунок 1.2. Мостовая схема измерения сопротивления

чувствительного элемента в электрическую цепь в тензорезисторе имеются выводные концы или контактные площадки.



Рисунок 1.3. Тензорный датчик давления ПД100.

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.).

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* ($\frac{л}{мин}$). Измерение рас-

хода 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

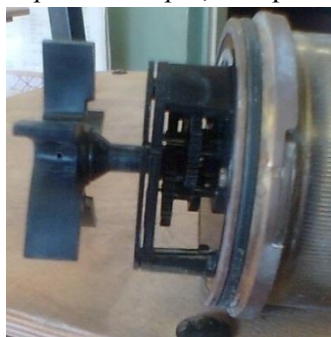


Рисунок 1.4. Крыльчатый расходомер

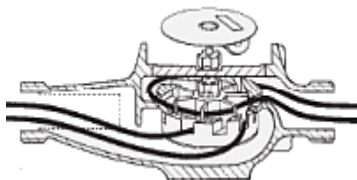


Рисунок 1.5. Рабочая часть крыльчатого расходомера

скоростные. Следует также учитывать, что расходомеры могут быть интегрирующего типа, а могут измерять мгновенное значение расхода. Принцип действия *объемных расходомеров* основан на попеременном заполнении и опорожнении рабочей (рабочих) камеры (камер). Число заполнений или опорожнений, подсчитываемое с помощью специальных устройств (механических, 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 **А** с водой, от которого отходит стеклянная труба **В** с краном **С** на конце, и

сосуда **Д** с водным раствором краски, которая может по трубке вводиться тонкой струйкой внутрь стеклянной трубы **В**.

Первый случай движения жидкости. Если немного приоткрыть кран **С** и дать возможность воде протекать в трубе с небольшой скоростью, а затем с помощью крана **Е** 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.

Турбулентным называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений. Наряду с основным продольным перемещением жидкости наблюдаются поперечные перемещения и вра-

щательные движения отдельных объемов жидкости. Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется критической $U_{кр}$.

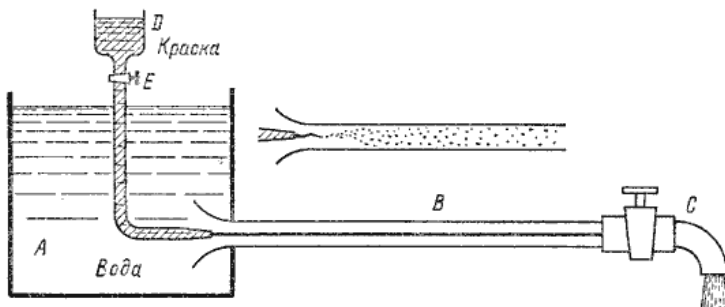


Рисунок 1.6 Схема установки Рейнольдса

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

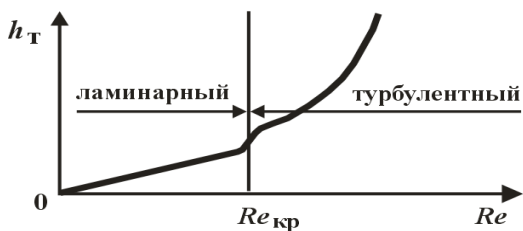


Рисунок 1.7. Зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение h_T от числа Рейнольдса Re

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 М и центробежный насос Н); гидробак Б; четыре объекта испытаний: трубопроводы I – IV; присоединительная арматура, включающая семнадцать шаровых вентилях (В1 – В17). Вентили В1, В5, В8 и В13 с бóльшим проходным сечением ($d_y = 15$ мм) предназначены 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 вентилях) 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 вентилях 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

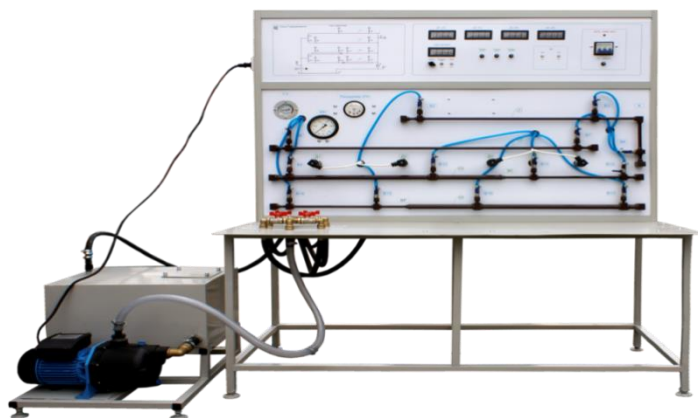


Рисунок 1.8. Общий вид стенда

На верхней панели стенда расположены схема гидравлическая принципиальная стенда, выключатель 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»).

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) потенци-

ометр «Задание» для управления секундомером в данной конструкции стенда не используется.

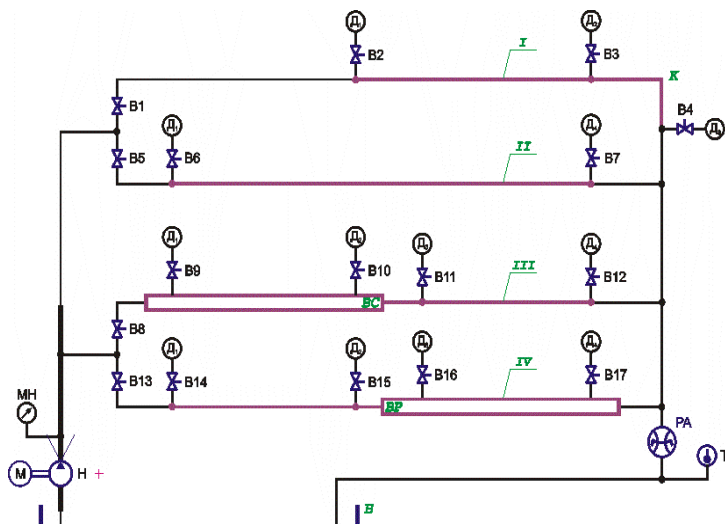


Рисунок 1.9. Схема гидравлическая принципиальная

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 жидкос-

ти через расходомер РА на слив (в бак). Следует помнить, что не допускается продолжительная работа насоса (более 5–10 с) на тупиковую сеть. **Отсутствие потока 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.

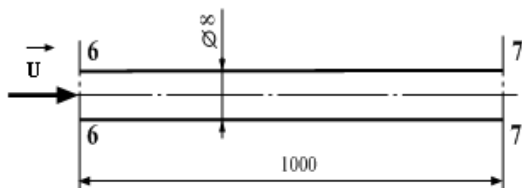


Рисунок 1.10. Исследуемый трубопровод

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 $V = 10 \text{ л}$.

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

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

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

Таблица 1.2.		
Температура T ⁰ 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	$10,08 \cdot 10^{-4}$
22	997,8	$9,88 \cdot 10^{-4}$
24	997,2	$9,61 \cdot 10^{-4}$
26	996,7	$9,38 \cdot 10^{-4}$

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, м².

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)

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

(полученные данные округляем до 100).

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

Контрольные вопросы.

1. Давление: физическая сущность; абсолютное, избыточное, вакуумметрическое давление, способы, приборы и единицы измерения.
2. Расход: физическая сущность; объемный, весовой и массовый расходы, способы, приборы и единицы измерения.
3. Режимы течения жидкости и газов, необходимость и методика их определения.
4. Влияние режима течения на потери энергии на трение по длине трубопровода.
5. Определение мощности в гидравлических системах.

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:

$$H = H_{\Gamma} + H_{\Pi} + H_{\text{ск}}. \quad (2-1)$$

Здесь $H_{\Gamma} = z$ (координата z) - называется *отметкой* или геометрической (геодезической) высотой, геометрическим напором ;

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

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

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 $z = 0$.

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).

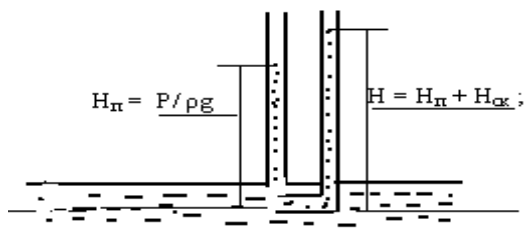


Рисунок 2.1. Измерение скоростного напора

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 урав-

нения Бернулли в конкретных случаях. Графически полный напор можно изобразить так, как показано на рисунке 2.2

В реальной жидкости часть пьезометрического напора теряется (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:

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

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_{π} , при изменении живого сечения – пьезомет-

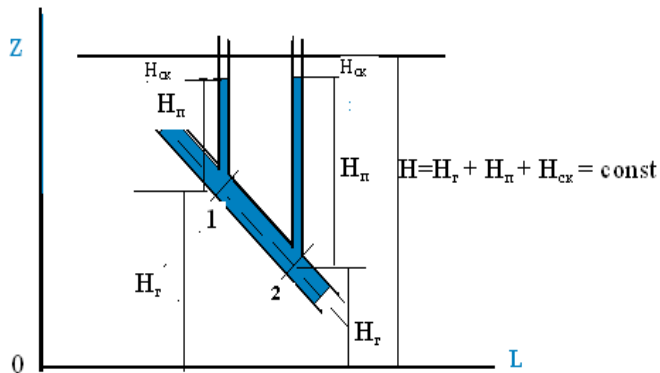


Рисунок 2.2. Графическая интерпретация уравнения Бернулли для идеальной жидкости

рический напор H_{Π} переходит в скоростной $H_{ск}$ и наоборот, и лишь переход пьезометрического H_{Π} в потерянный напор $h_{1-2} = h_{пот}$ происходит необратимо:

$$H_{Г} \leftrightarrow H_{\Pi} \leftrightarrow H_{ск}$$

$$\downarrow$$

$$h_{пот}$$

(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 *пьезометрической линией*. Наклон этой линии называется *пьезометрическим уклоном*.

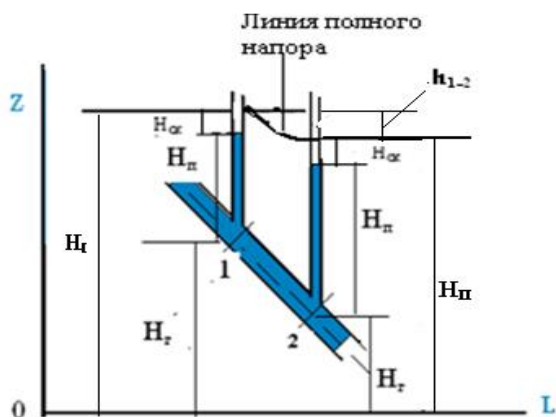


Рисунок 2.3 Графическая интерпретация уравнения Бернулли для реальной жидкости
Мощность и полный напор связаны следующим выражением:

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

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

или в общем виде:

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

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 вентиля В13.

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

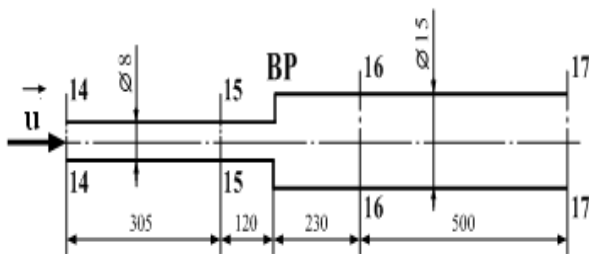


Рисунок 2.4. Схема исследуемого трубопровода

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

В каждом опыте необходимо измерять:

– давления $P_{14} - P_{17}$ по цифровым индикаторам (D_1, D_2, D_3 и D_4);

- 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).

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:

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	T – температура воды, °С	Q – расход воды, м ³ /с	w – средняя скорость, м/с	Re – число Рейнольдса	z_i – геометрический напор, м	$p_i / (\rho \cdot g)$ – пьезометрический напор, м	$\alpha \cdot v^2 / (2 \cdot g)$ – 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													

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

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

$$S_{14} = S_{15} = 3,14 \cdot \frac{(8 \cdot 10^{-3} \text{ м})^2}{4} = 0,502 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

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

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 22⁰С 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:

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

$$N_{\text{п}} = f_2(L), \quad N = f_3(L)$$

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

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

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

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

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

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

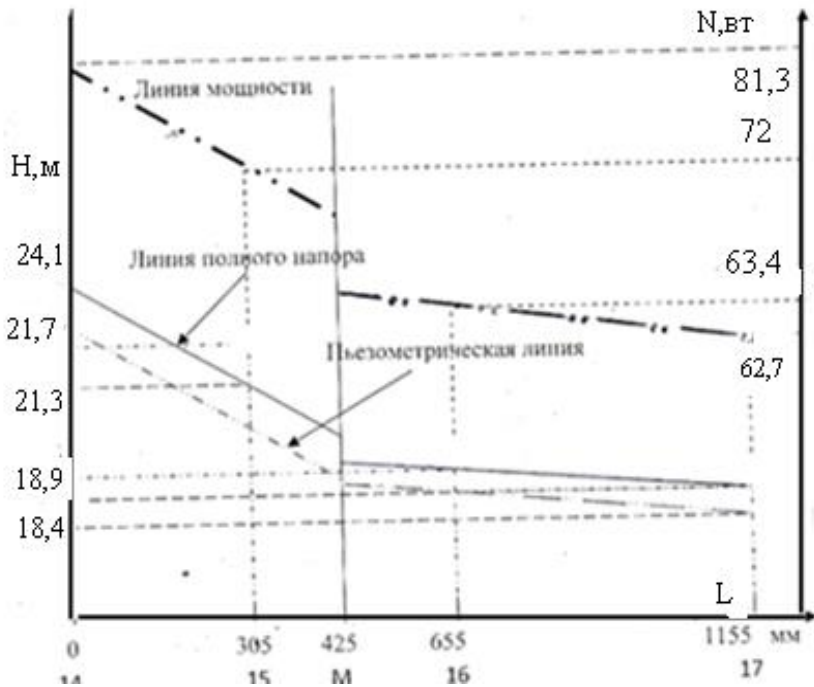


Рисунок 2.5. Графики зависимости пьезометрического, полного напоров и мощности от длины трубопровода $H = f_1(L)$,

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

Контрольные вопросы

1. Устройство лабораторного стенда.
2. Физический смысл геометрического, пьезометрического, скоростного и полного напоров, методика их экспериментального определения.
3. Назначение и физический смысл уравнения Бернулли.
4. Напорная и пьезометрическая линии: назначение, методика построения.
5. Физический смысл гидравлического и пьезометрического уклонов.
6. Связь полного напора и мощности.
7. Определение потерь напора и мощности.

Лабораторная работа № 3

Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.

Цели работы:

- изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений: 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 тру-

бы. 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 $h_{\text{расш}}$.

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

$$h_{\text{расш}} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \cdot \frac{(u_2)^2}{2 \cdot g} \quad (3-1)$$

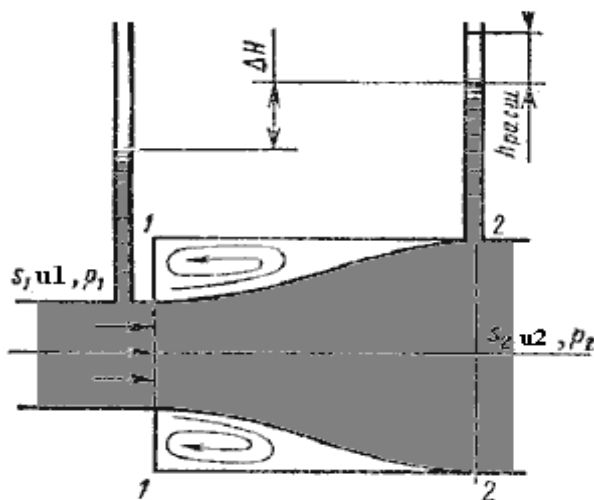


Рисунок 3.1. Внезапное расширение трубы

Здесь 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 рула

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

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 жидкости 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.

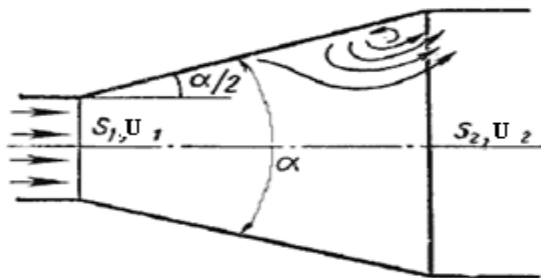


Рисунок 3.2. Диффузор

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:

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

При увеличении угла α от 0° до 6° диффузный коэффициент сопротивления $\epsilon_{\text{диф}}$ 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 потока при входе в более узкую трубу и потерями на вихреобразование, которые образуются в кольцевом пространстве вокруг суженной части потока (рисунок 3.4).

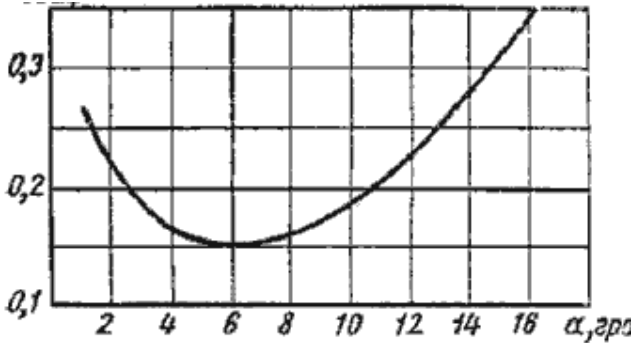


Рисунок 3.3 Зависимость $\epsilon_{\text{диф}}$ от угла α .

Полная потеря напора определится по формуле ;

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

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

$$\epsilon_{\text{суж}} = 1 - \left(\frac{s_2}{s_1}\right)^2. \quad (3-7)$$

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):

$$\epsilon_{\text{суж}} = 0,5 \left[1 - \frac{S_2}{S_1} \right] = 0,5 \left(1 - \frac{1}{n} \right), \quad (3-8)$$

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 $\epsilon_{\text{суж}} = 0,5$.

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,

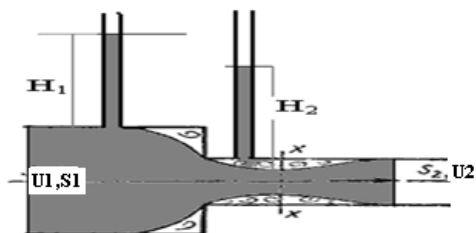


Рисунок 3.4 Внезапное сужение русла аналогичной формуле (3-6):

$$h_M = \epsilon_M \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g}. \quad (3-9)$$

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 на-

иболее 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.

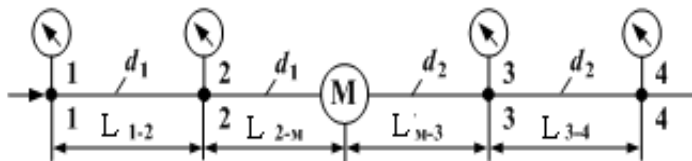


Рисунок 3.5. Схема к определению ϵ_m .

Случай 1. Рассмотрим методику экспериментального определения коэффициента местного сопротивления для наиболее сложного случая, когда диаметры трубопровода до местного сопротивления и после него различны. Местное сопротивление обозначено буквой «М». Схема приведена на рисунке 3.5.

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, $L_{2-м} = (10..50) d$. 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:

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

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:

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

Измеряя величину давления в сечениях 1-1 и 2-2, можно найти $h_{1-2} = h^{\text{л}}$, 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:

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

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:

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

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

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

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

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 $d_1 = d_2 = d$.

Для третьего местного сопротивления – колена, исследуемого в работе, методика определения местных потерь несколько проще

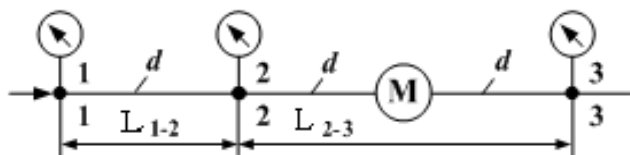


Рисунок 3.6 Схема к определению ϵ_m при $d_1 = d_2 = d$

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:

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

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

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

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

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 вентилей, 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	°С	
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	$\alpha u_2^2/2g$	м
	сеч. 3	$\alpha u_3^2/2g$	м
	сеч. 4	$\alpha u_4^2/2g$	м
Геометрические напоры:	сеч. 2	z_2	м
	сеч. 3	z_3	м
	сеч. 4	z_4	м
Пьезометрические напоры:	сеч. 2	$P_2/\rho g$	м
	сеч. 3	$P_3/\rho g$	м
	сеч. 4	$P_4/\rho g$	м
Полные напоры:	сеч. 2	H_2	м
	сеч. 3	H_3	м

Имеряемые параметры	Обозначение	Размерность	Численное значение
сеч. 4	H_4	м	
Гидравлический уклон	I	–	
Потери напора в местном сопротивлении (колене)	h_m	м	
Коэффициент местного сопротивления	ε_m	–	

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).

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

(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

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

з) Местные потери напора на участке 3-4

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

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

$$h_m = 6,46 \text{ м}.$$

и) Коэффициент местных гидравлических потерь находим из формулы Вейсбаха:

$$\varepsilon_m = \frac{2g \cdot h_m}{u^2} = \frac{2 \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 6,46 \text{ м}}{(6,06 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2} = 3,45$$

Справочные значения местного сопротивления при повороте трубопровода на 180° $\varepsilon_m = 3,6$. Находим расхождение полученных данных и справочных:

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

Выводы.

Расхождение полученного в эксперименте значения ε_m со справочными данными составляет порядка 4%, что можно считать вполне удовлетворительным для измерений на данном гидравлическом стенде.

Контрольные вопросы.

1. Дать определение местного сопротивления, назвать основные виды местных сопротивлений.
2. Объяснить причины, вызывающие потери напора в местных сопротивлениях.
3. В чем заключается методика экспериментального определения ε_m ?
4. С какой целью определяются гидравлические уклоны?
5. Какие факторы влияют на величину ε_m при ламинарном и турбулентном режимах течения?

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 $\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)$, где $\Delta_э$ – 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 харак-

терно 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 пристенном 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 – абсолютная шероховатость стенок трубы.

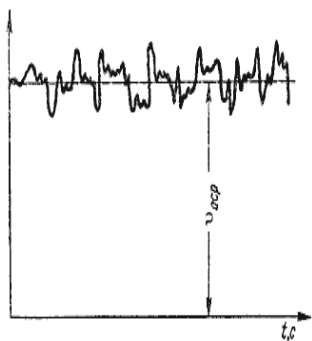


Рисунок 4.1 Пульсации скорости

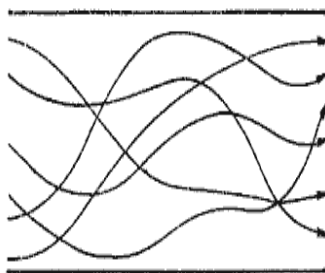


Рисунок 4.2 Линии тока

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

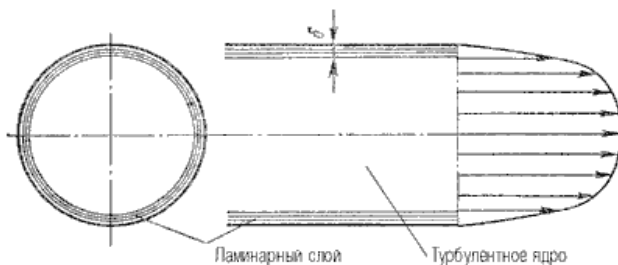


Рис. 4.3. Модель турбулентного режима движения жидкости.

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 , $\Delta_э$. 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. $4000 < Re < 10 \frac{d}{\Delta_э}$. 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; $10 \frac{d}{\Delta_э} < Re < 560 \frac{d}{\Delta_э}$. Расчет $\lambda_{тр}$ в этой зоне выполняют по

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

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

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

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

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:

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

Таким образом, в первых трех зонах $\lambda_{\text{тр}}$ зависит только от числа Рейнольдса, т. е. $\lambda_{\text{тр}} = f(\text{Re})$, в четвертой зоне $\lambda_{\text{тр}}$ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости

стенки трубопровода, т. е. $\lambda_{\text{тр}} = f\left(\text{Re}, \frac{\Delta_{\text{э}}}{d}\right)$, а в пятой зоне $\lambda_{\text{тр}}$

зависит только от относительной шероховатости стенки трубо-

провода, т. е. $\lambda_{\text{тр}} = f\left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d}\right)$.

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 ($\text{Re} < 2320$), для которого $\lambda_{\text{тр}}$ вычисляют по формуле (4.5), а вторая – турбулентному режиму течения ($\text{Re} > 2320$), для которого значения $\lambda_{\text{тр}}$ 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 $\lambda_{\text{тр}}$, например, графические. На рисунке 4.4 представлена номограмма Кольбрука-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения. Если известны число Рейнольдса, эквивалентная шероховатость и диаметр трубопровода, то на пересечении перпендикуляра (число Рейнольдса) и кривой $\left(\frac{\Delta_{\text{э}}}{d}\right)$ находится точка. Опущенный из неё перпендикуляр на ось λ даст значение коэффициента гидравлического трения (коэффициента линейных потерь).

Характерные значения $\Delta_{\text{э}}$ (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 Конакова)
	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 Альтшуля)
	3-я область $Re > 560 \frac{d}{\Delta_s}$	$\lambda_r = 0,11 \left(\frac{\Delta_s}{d} \right)^{0,25}$ (ф-ла Альтшуля) $\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \lg \left(\frac{\Delta_s}{3,71d} \right)$ (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.

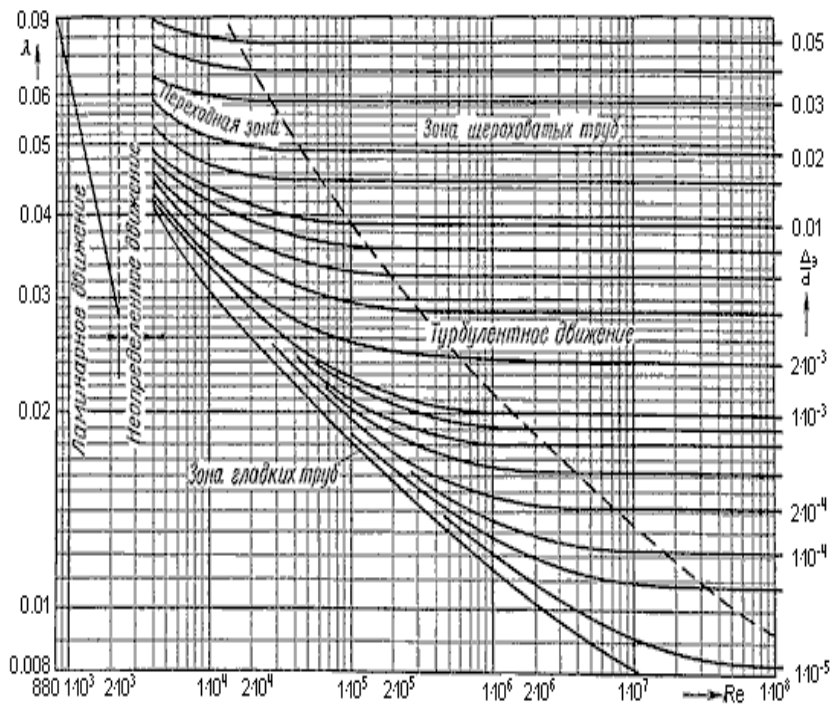


Рисунок 4.4. Номограмма Кольбука-Уайта для определения коэффициента гидравлического трения.

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								$\lambda_э$	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.

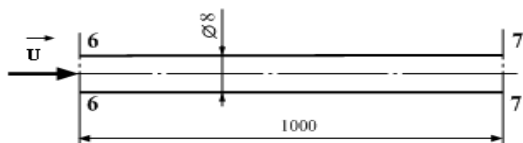


Рисунок 4.5. Схема исследуемого трубопровода

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 $d = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 8 \text{ мм}$).

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

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 $\lambda_{тр \text{ э}}$, определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле :

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

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.

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

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

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:

$$\frac{\lambda_{\text{э}} - \lambda_p}{\lambda_{\text{э}}} = \frac{0,033 - 0,033}{0,033} = 0 \cdot 100\% = 0\%$$

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 (%).

Контрольные вопросы

1. Какое оборудование лабораторного стенда используется при проведении эксперимента? Показать на стенде и на гидравлической схеме.
2. Пояснить методику экспериментального определения коэффициента гидравлического трения.
3. Пояснить методику расчетного определения коэффициента гидравлического трения.
4. Какие факторы влияют на величину потерь на трение по длине трубопровода?
5. Что такое гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы?

Модуль 2. Гидравлические машины и гидроприводы.

Введение.

Фундаментальные научные разработки по механике жидкости, 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 гидрона-

сосах рабочий орган отдаёт энергию протекающей через рабочую камеру 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 через рабочую камеру 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, гидроем-*

кости, 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 № 5. 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.5.1).

При изготовлении насосов, эксплуатации, ремонте и т.п. необходимо снимать их технические характеристики. Определяют графическую зависимость производительности Q ; полезной мощности N_p ; мощности на валу N ; полного КПД η ; объемного КПД η_0 от давления в нагнетательной линии.

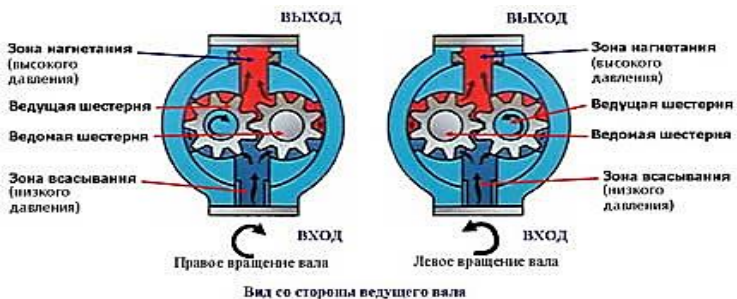


Рисунок 5. 1. Устройство шестерённого насоса с внешним зацеплением зубьев.

Из рисунка 5.2 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:

$$Q_{ид} = V_0 \cdot n. \quad (5-1)$$

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 (5-3) следует, что при отсутствии объёмных

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:

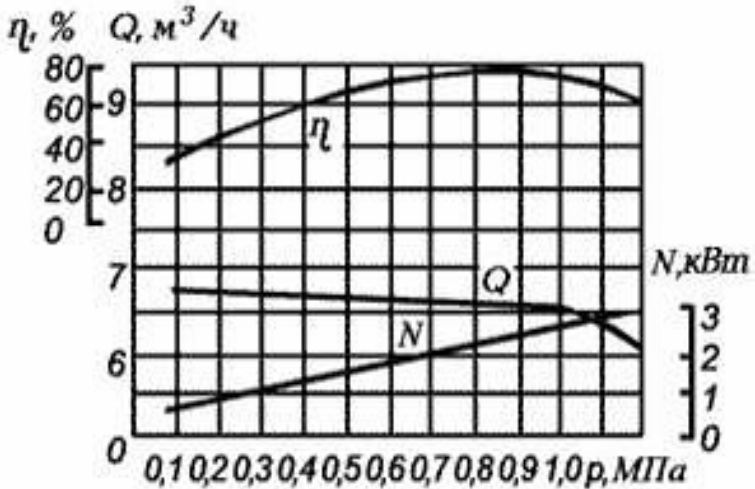


Рисунок 5.2. Примерный вид зависимостей производительности Q (подачи), мощности N и к.п.д. η шестерённого насоса от давления P .

$$Q = Q_{ид} - Q_y. \quad (5-2)$$

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):

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{Q}{Q + Q_y} = \frac{Q}{V_0 \cdot n} \quad (5-3)$$

При движении жидкости через рабочую камеру часть механической энергии привода насоса преобразуется в кинетическую энергию и потенциальную энергию давления (создаётся напор).

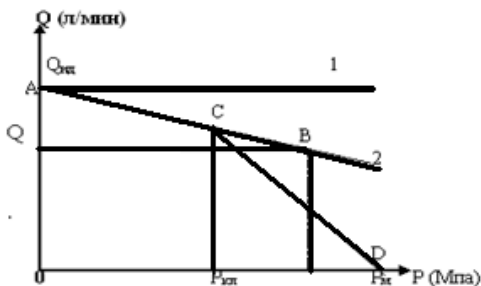


Рисунок 5.3. Графическая зависимость подачи от давления насоса.

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, редуцирующие и др.). Клапан настраивают на определённое давление, при достижении которого часть жидкости будет уходить в бак, снижая давление в системе.

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 ($Q = 0$).

Изменение подачи жидкости в гидрولينию можно осуществить и с помощью специальных регуляторов расхода.

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:

$$N_{п} = \Delta P \cdot Q \cdot 10^{-3} \text{ кВт}, \quad (5-4)$$

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 $\frac{\text{л}}{\text{мин}}$):

$$Q = \frac{V}{\tau} \quad (5-5)$$

Потребляемая мощность на валу насоса N находится по формуле:

$$N = M \cdot \omega \quad (5-6)$$

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 нерегулируемых насосов. Число оборотов, определяемое по тахометру в данной работе, надо делить на 2.

$$n = \frac{n_{\text{ИЗМ}}}{2} \quad (5-7)$$

Полный к.п.д. насоса, который учитывает все потери, определяется формулой:

$$\eta = \frac{N_{\text{П}}}{N} = \eta_0 \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{М}} \quad (5-8)$$

Объемный к.п.д. (учитывает потери мощности в насосе из-за утечек жидкости Q_y через зазоры) находится по зависимости

(см. ф-лу 5-3):
$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + Q_y}$$

Гидравлический к.п.д.:

$$\eta_{\text{Г}} = \frac{H}{H + h} \quad (5-9)$$

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.:

$$\eta_{\text{М}} = \frac{N - N_{\text{М}}}{N} \quad (5-10)$$

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, $N_{\text{эд}}$. Пе-

редаваемая на вал насоса (полная мощность N) зависит от к.п.д. двигателя:

$$N = N_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{эд}}.$$

К.п.д. насосной установки в этом случае :

$$\eta_{\text{н.у.}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.у.}}} . \quad (5-11)$$

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. 5.4 дан общий вид стенда, на котором проводится изучение характеристик гидравлических машин и объёмного гидропривода (лабораторные работы №№ 5-7).

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 направляю-

щей 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.



Рисунок 5.4. Общий вид стенда 36.100 «Гидравлические машины и гидроприводы»

Характеристики устройств:

- 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 $M = 9,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$; полный к.п.д – 0,87, объемный к.п.д – 0,91;
- 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 5.5 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);

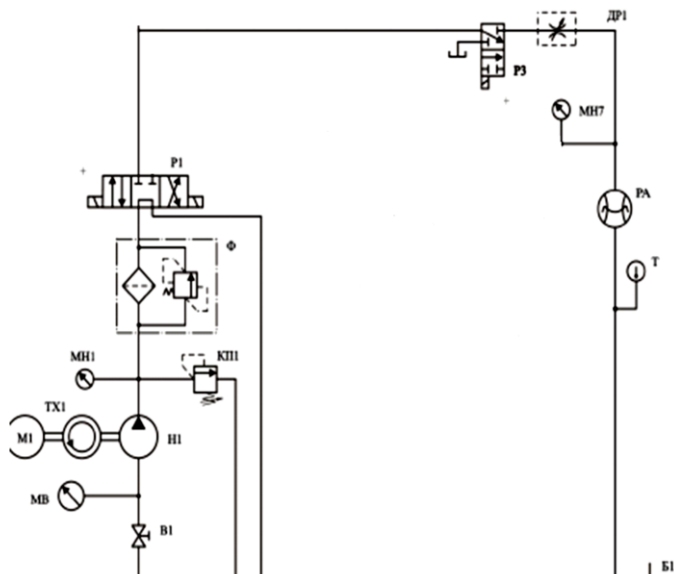


Рисунок 5.5. Гидравлическая схема установки

Таблица 5.1. Данные эксперимента.

N, n/n	Давление Рм, МПа	Давление Рв, КПа	Показания счётчика V л	Время t, с	Число оборо- тов 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 5.1.

в) Провести расчёты по формулам (5-1)-(5-5); (5-7); (5-11). Данные занести в таблицу 5.2.

Таблица 5.2

N n/n	Давление насоса Р, МПа	Производи- тельность насоса Q, м ³ /с.	Полезная мощность насоса N _п , кВт	Объёмный к.п.п. η _о	кпд нас. уста нов ки
1					
2					
3					

г) По данным таблицы 5.2 строятся характеристики насоса:
 $Q_{ид} = f(p)$; $N_n = f(p)$; $\eta_o = f(p)$.

Примерный вид характеристик показан на рисунке 5.6.

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:

$P_m = 1,4$ МПа, $P_v = -30$ 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:

$P_m = 4,8$ МПа, $P_v = -26$ 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:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{0,21 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}}{0,25 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с}} = 0,84;$$

полезную мощность, сообщаемую насосом жидкости:

$$N_{п} = \Delta P \cdot Q_{вт} = [1,4 \text{ МПа} - (-30 \text{ КПа})] \cdot 0,21 \cdot 10^{-3} \frac{м^3}{с};$$

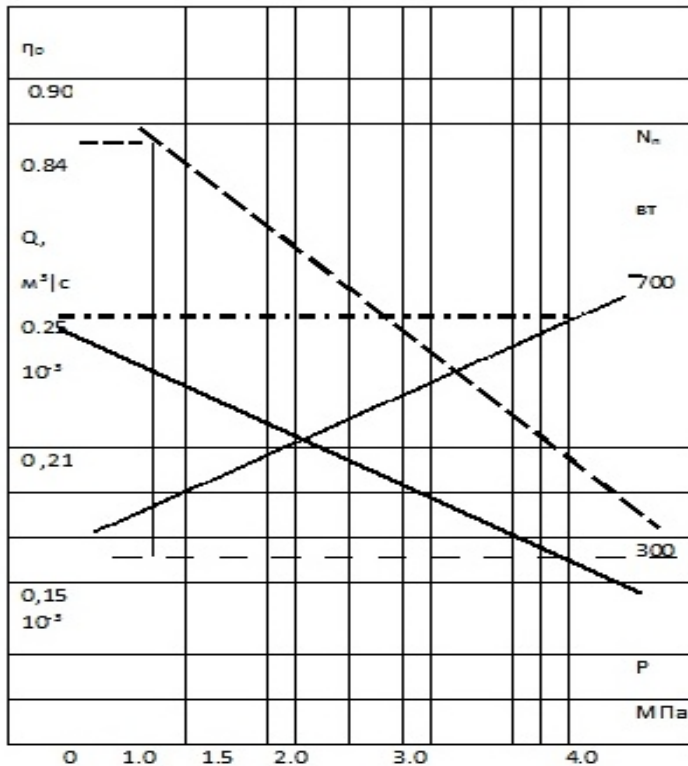


Рисунок 5.6. Примерный вид зависимостей характеристик насоса от давления. Линии дают вид зависимостей:

— — — $\eta_0 = f(P)$, $N_{п} = f(P)$ — · — · — $Q_{ид} = f(P)$ — $Q = f(P)$

$$N_{п} = (1430 \cdot 0,21 \cdot 10^{-3}) \text{ Вт} = 300 \text{ Вт};$$

д) к.п.д насосной установки :

$$\eta_{н.у.} = \frac{N_{п}}{N_{н.у.}} = \frac{300 \text{ Вт}}{1500 \text{ Вт}} = 0,20.$$

. Опыт 2. Находим:

$$\text{а) подачу } Q = \frac{V}{\tau} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{68 \text{ с}} = 0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

б) идеальную подачу:

$$Q_{\text{ид}} = V_0 \cdot n = (10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3) \cdot 25 \frac{1}{\text{с}} = 0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

в) объёмный КПД насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_{\text{ид}}} = \frac{0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}}{0,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}} = 0,60;$$

полезную мощность, сообщаемую насосом жидкости:

$$N_{\text{п}} = \Delta P \cdot Q_{\text{вт}} = [4,8 \text{ МПа} - (-26 \text{ КПа})] \cdot 0,15 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 723 \text{ Вт.}$$

д) к.п.д насосной установки :

$$\eta_{\text{н.у.}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н.у.}}} = \frac{723 \text{ Вт}}{2200 \text{ Вт}} = 0,33.$$

Выводы (сделать выводы о связи *подачи, идеальной подачи, полезной мощности и объёмного к.п.д* с давлением насоса).

Контрольные вопросы

1. Перечислить основные виды объёмных насосов. Объяснить принцип их работы .
2. Перечислить основные параметры и характеристики объёмных насосов.
3. Объяснить работу стенда для снятия характеристик объёмных насосов.
4. Привести зависимости для экспериментального определения подачи (производительности), мощности и к.п.д насоса.
5. Объяснить принцип работы шестеренного насоса.
6. Перечислить основные виды потерь объёмных насосов.
7. Указать основные достоинства и недостатки шестеренных насосов.

Лабораторная работа № 6. Исследование характеристик объёмного 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 компенсируются 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.6.1). 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 запираии 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.6.2, а) представляет собой пружину 1, установленную на внутренней стороне крышки цилиндра 2, тормозящую поршень 3 в конце хода. *Демпфер с ложным штоком* (рис.6.2, 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.

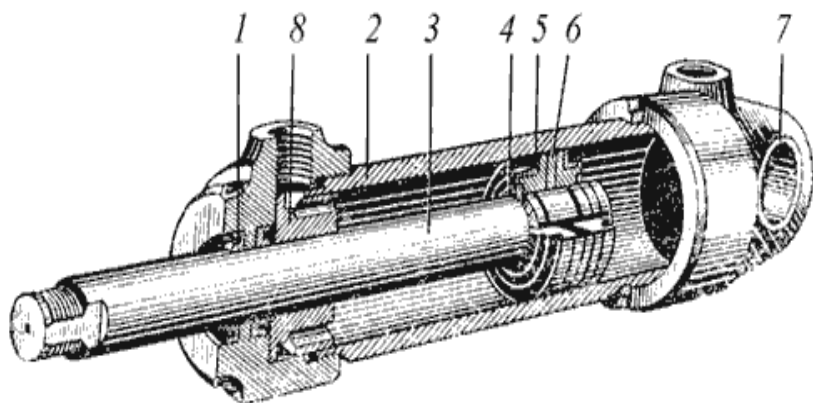


Рис.6.1.Гидроцилиндр:

1 - грязесъемник; 2 - гильза; 3 - шток; 4 - стопорное кольцо; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - проушина; 8 – грундбукса

Регулируемый демпфер с отверстием (рис.6.2, 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.

Таблица 6.1

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	

Гидравлический демпфер (рис.6.2, г) применяется в том случае, когда конструкцией гидроцилиндра не может быть предусмотрено 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.

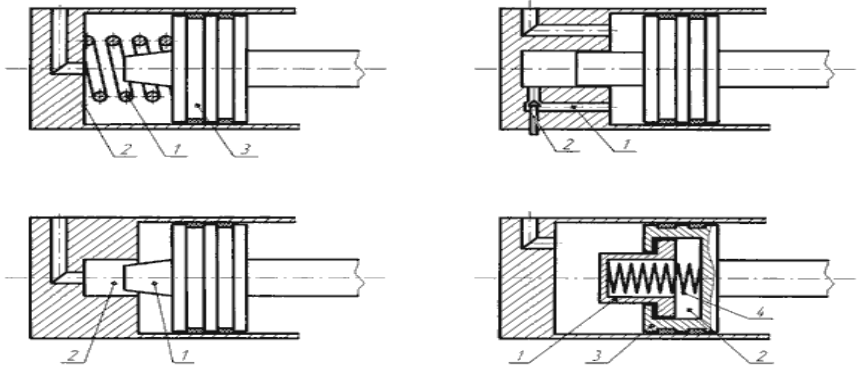


Рис.6.2. Принципиальные схемы демпферов: а - пружинный демпфер; б - демпфер с ложным штоком; в - демпфер регулируемый с отверстием; г - гидравлический демпфер.

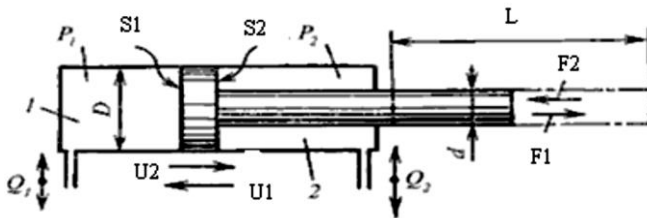


Рис.6.3. Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

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.6.3). По основным параметрам можно определить следующие зависимости:

- усилие на поршне или штоке:

$$F = \Delta P \cdot S \cdot \eta_{\text{тр}}, \quad (6-1)$$

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:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (6-2)$$

- скорости перемещения поршня:

$$U_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D^2} \quad \text{и} \quad U_2 = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (6-3)$$

Расход жидкости и скорость движения поршня связаны соотношением: $Q = \frac{u_n \cdot S_n}{\eta_0}$ (6-4)

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 6.4.

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 опытов. 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 выдвижения штока цилиндра Ц1, что достигается поворотом маховика управления регулятором расхода РР2 против часовой стрелки.

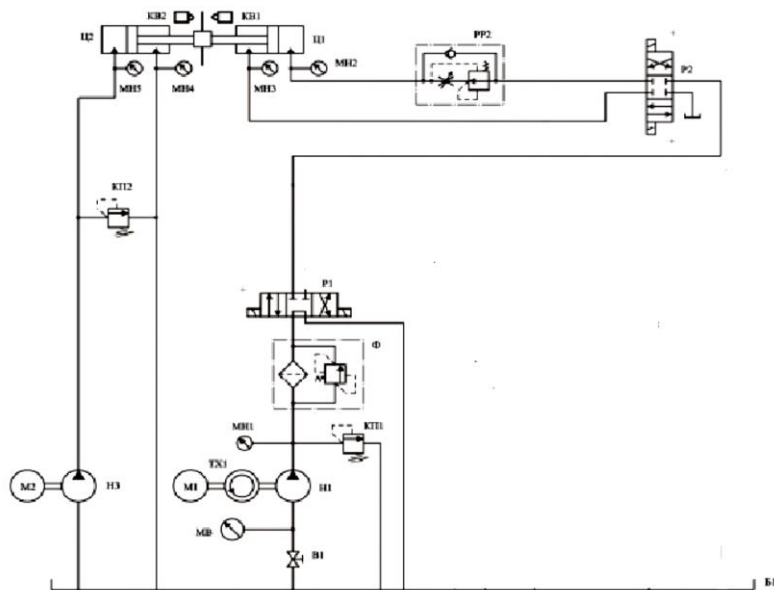


Рисунок 6.4. Схема гидравлическая для исследования характеристик объёмного гидропривода.

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 6.1.

Таблица 6.1. 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						

е) После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электродвигателей М1 и М2 и стенда.

ж) Провести расчёты:

- скорости выдвижения штока гидроцилиндра Ц1, используя данные по времени выдвижения штока τ и ходу штока L

$$U_{шт} = L/\tau; \quad (6-5)$$

- 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 $U_{шт}$:

$$N_{\text{п}} = F \cdot U_{\text{шт}} ; \quad (6-6)$$

- к.п.д гидропривода:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N} ; \quad (6-7)$$

- расхода жидкости $Q_1 = U_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}}$. $U_{\text{п}} = U_{\text{шт}}$. (6-8)

з) Рассчитанные данные занести в таблицу 6.3

Таблица 6.3. 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 $U_{\text{шт}}$

$$N_{\text{п}} = F \cdot U_{\text{шт}} = \Delta P \cdot S = (P_5 - P_4) \cdot S \cdot U_{\text{шт}} ;$$

$$N_{\text{п}} = (2,0 - 0,1) \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 3,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot 0,00632 \text{ м/с} = 37,5 \text{ вт};$$

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.

Контрольные вопросы.

1. К какому классу гидромашин (гидронасосы или гидродвигатели) относятся гидроцилиндры?
2. Где используются гидроцилиндры?
3. Назвать основные характеристики гидроцилиндра. Каким образом их можно определить?
4. Объяснить методику изучения характеристик гидроцилиндра, используя гидравлическую схему.
5. Показать взаимосвязь полезной мощности и скорости движения штока в гидроцилиндре.
6. Каким образом можно найти КПД объёмного гидропривода?
7. От каких параметров зависит усилие на штоке?
8. Как можно определить скорость выдвижения штока?

Лабораторная работа №7. 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 посту-

пательное, то *силовым цилиндром*. Гидромашина, которая может работать в режиме насоса или гидромотора, называется *обратимой*.

Рабочий объем гидромашин в насосе - это объем жидкости, вытесняемый в систему за один оборот вала насоса; в гидромоторе - объем жидкости, необходимый для получения одного оборота вала гидромотора. Гидромашин изготавливаются с постоянным и переменным рабочим объемом. В соответствии с этим гидромашин с постоянным рабочим объемом называются *нерегулируемые*, а с переменным - *регулируемые*. Гидромоторы типа Г15-Р относятся к группе гидромоторов аксиально-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 – (подача) расход Q - превышает теоретическое (идеальное) значение Q_T . Поэтому объемный к.п.д гидромотора:

$$\eta_0 = \frac{Q_T}{Q} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_y} \quad (7-1)$$

где Q_y - величина утечек в гидромоторе (объемные потери).

Теоретический (идеальный) расход :

$$Q_{ид} = Q_T = V_0 \cdot n_m \quad (7-2)$$

Мощность и крутящий момент на валу гидромотора. Фактическая мощность, развиваемая гидромотором при данном перепаде давлений ΔP : $N = \Delta P \cdot V_0 \cdot n_m \cdot \eta_m$, (7-3)

где V_0 - рабочий объем гидромотора; n_m - частота вращения гидромотора; η_m – механический к.п.д гидромотора.

Теоретическая (идеальная) мощность:

$$N_T = \Delta P \cdot V_0 \cdot n_m. \quad (7-4)$$

Выразив крутящий момент через теоретическую мощность и угловую скорость $\omega = 2\pi n$, получим теоретическую величину крутящего момента для гидромашин:

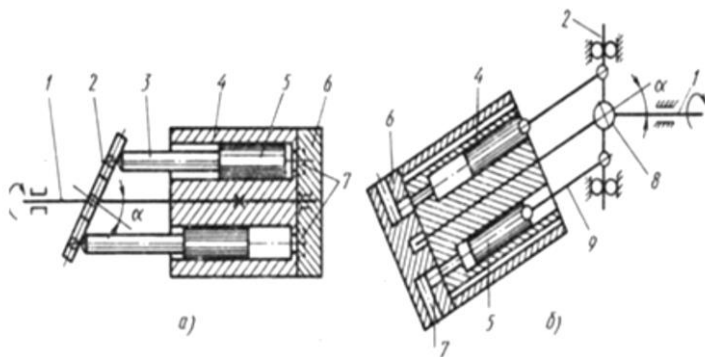


Рисунок 7.1. Принципиальные схемы аксиально-поршневых гидромашин: а) с наклонным диском, б) с наклонным

блоком. 1-ведущий вал; 2-диск; 3-шток; 4-блок цилиндров; 5-поршень; 6-гидрораспределитель; 7- пазы; 8-шарнир; 9-шатун.

$$M = \frac{\Delta P \cdot V_0 \cdot n_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{\Delta P \cdot V_0}{2\pi} \quad (7-5)$$

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 гидромашин (рис. 7.1) выполняют по двум основным схемам: с наклонным диском и с наклонным блоком цилиндров.

Гидромашин 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 гидромашин 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 гидромашин 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 трубопроводом, другой — с напорным. Объемную подачу аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров можно регулировать, изменяя угол наклона оси блока относительно оси вала в пределах 25° . При соосном расположении блока цилиндров 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 гидромашины, 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, оста-

навливают 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 гидромашин и расхода гидромотора Q_m :

$$P_m = \Delta P = \frac{2\pi \cdot M_{вр}}{V_0 \cdot \eta_m}, \quad Q_m = \frac{V_0 \cdot n_m}{\eta_0}, \quad (7-7)$$

где $M_{вр}$ - вращающий момент на валу гидромотора, V_0 - рабочий объем гидромотора, n_m - частота вращения выходного вала гидромотора.

Выполнение работы.

1. Изучить установку.

Гидравлическая схема установки изображена на рис.7.2.

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 потребля-

емая мощность $N_{\text{ном}} = 0,96$ кВт; номинальный момент на выходном валу $M_{\text{ном}} = 9,4$ 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);

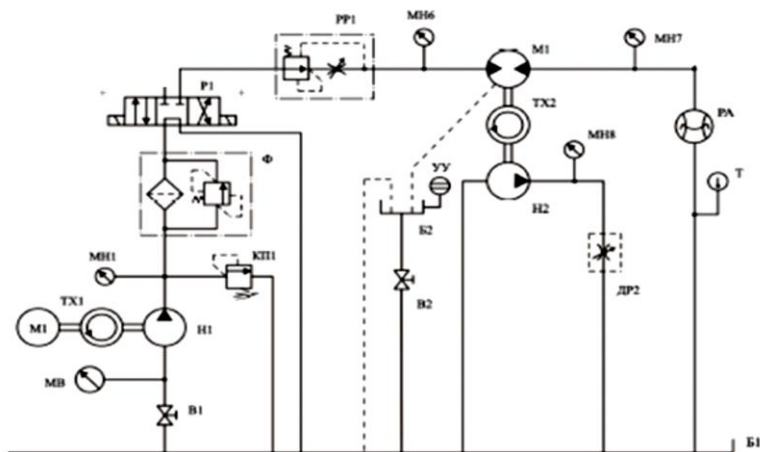


Рисунок 7.2 Гидравлическая схема установки.

– расход жидкости на выходе гидромотора (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера СЕК, при этом тумблер SA3 должен быть установлен в положение

“РУЧН”);

– 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 7.1

3. Обработка результатов . Пример проведения расчётов

В эксперименте получены следующие значения измеряемых величин: $P_6 = 2,4$ МПа, $P_7 = 0,25$ МПа, $P_8 = 0$ МПа,

$$n_M = \frac{35}{2} \left(\frac{1}{c}\right) = 17,5 \left(\frac{1}{c}\right), \quad V = 5 \text{ л}, \quad \tau = 31 \text{ с.}$$

Провести расчёты для 3-х серий опытов:

- идеального(теоретического) расхода жидкости через гидромотор $Q_{ид} = Q_T = V_0 \cdot n_M$;

- фактического расхода $Q = \frac{V}{\tau}$;

- давления на гидромоторе $P_M = \Delta P$ (разность давлений $P_6 - P_7$);

- теоретической мощности $N_T = \Delta P \cdot V_0 \cdot n_M$;

- теоретического вращающего момента на валу гидромотора

$$M_T = \frac{N_T}{\omega} = \frac{\Delta P \cdot V_0 \cdot n_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{\Delta P \cdot V_0}{2\pi}.$$

Полученные данные занести в таблицу 7.2

Таблица 7.1. Данные эксперимента по исследованию характеристик гидромотора.

N	Давление P_M , МПа	Объём на выходе	τ , с	Число оборотов	Объём утечек,
n/n					

	P ₆	P ₇	P ₈	гидро- мотора V _м , л		вала гидромотора n _м , об/с	Q _у , л мин
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							

Расчёты. Находим:

а) идеальный (теоретический) номинальный расход жидкости через гидромотор:

$$Q_{ид} = Q_T = V_0 \cdot n_m = 11,2 \text{ см}^3 \cdot 17,5 \left(\frac{1}{с}\right) = 196 \frac{\text{см}^3}{с} = 1,96 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{с};$$

$$Q_{ид} = 11,8 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

б) расход на выходе из гидромотора

$$Q = \frac{V}{\tau} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3}{31 \text{ с}} = 1,61 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{с} = 9,7 \frac{\text{л}}{\text{мин}};$$

в) давление на гидромоторе P_м = ΔP = 2,4 МПа – 0,25 МПа = 2,15 МПа, где ΔP = P₆-P₇;

г) теоретическую мощность N_т = ΔP · V₀ · n_м =

$$= 2,15 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 1,9610^{-4} \frac{\text{м}^3}{с} = 4,9 \cdot 10^2 \text{ Вт} = 490 \text{ Вт};$$

Таблица 7.2. Данные расчётов по исследованию характеристик гидромотора.

N 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 _о
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						

д) теоретический вращающий момент на валу гидромотора

$$M_{т} = \frac{N_{т}}{\omega} = \frac{\Delta P \cdot V_0}{2\pi} = \frac{2,15 \cdot 10^6 \text{ Па} \cdot 11,2 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3}{6,28} = 3,83 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Выводы.

Контрольные вопросы.

1. Какая гидромашина называется обратимой?
2. Чем шестерённый гидромотор отличается от шестерённого

насоса?

3. Объяснить гидравлическую схему, используемую в работе.

4. Каким образом можно определить объёмный к.п.д. гидромотора?

5. С какими параметрами связаны теоретический и фактический моменты на валу гидромотора?

6. Где используются аксиально-поршневые гидромоторы? Их достоинства и недостатки.

Модуль 3. «Основы газодинамики и пневмоавтоматики»

Лабораторная работа 8. 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 (при давлениях в десятки 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:

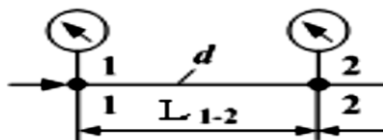


Рис.8.1 Схематическое изображение участка трубопровода

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{1cp})^2}{2 \cdot g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha \cdot (u_{2cp})^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (8-1)$$

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:

$$Q_m = \frac{m}{\tau}. \quad (8-2)$$

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

$$Q_m = \frac{m}{\tau} = \frac{\rho \cdot V}{\tau} = \rho \cdot \frac{V}{\tau} = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot u \cdot S. \quad (8-3)$$

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:

$$h_{л} = \frac{\lambda_{тр} \cdot L}{d} \frac{\alpha \cdot (u_{ср})^2}{2 \cdot g} \quad (8-4)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления $\lambda_{тр}$ можно найти, используя формулы, приведенные в лабораторной работе 4. Коэффициент Кориолиса определяется по числу Рейнольдса

$$\text{(для } i\text{-го сечения): } Re = \frac{\rho \cdot u_i \cdot d_i}{\eta} \quad (8-5)$$

Для нахождения местных потерь используют уравнение Вейсбаха:

$$h_{м} = \varepsilon_{м} \cdot \frac{u^2}{2 \cdot g} \quad (8-6)$$

Коэффициент местных потерь $\varepsilon_{м}$ 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:

$$P \cdot V = \frac{m}{\mu} \cdot R \cdot T \quad (8-7)$$

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 $\mu = 29 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$.

$$\text{Плотность газа } \rho = \frac{m}{V}. \text{ Отсюда следует : } \rho = \frac{P \cdot \mu}{R \cdot T} \quad (8-8)$$

Из уравнения (8-8) 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:

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot u \cdot S \quad (8-9)$$

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:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{k}} \quad (8-10) \quad \frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (8-10)$$

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:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} \cdot \frac{k}{k-1} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (8-11)$$

В отличие от аналогичного уравнения движения идеальной несжимаемой жидкости:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} \quad (8-12)$$

значение удельной энергии давления для газов ($\frac{P}{\rho \cdot g}$) оказывается в несколько раз выше (для воздуха $\frac{k}{k-1} = \frac{1,4}{1,4-1} = 3,5$). 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: $M = \frac{u}{c}$ (8-13)

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

Табл.8.1. 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

достигают максимальных значений T^* , P^* , ρ^* . Без вывода запишем формулы изменения параметров газа вдоль струйки в зависимости от скорости:

$$\pi(\lambda) = \frac{P}{P^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (8-14)$$

$$\tau(\lambda) = \frac{T}{T^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right) \quad \varepsilon(\lambda) = \frac{\rho}{\rho^*} = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

Их называют газодинамическими функциями и находят из таблицы 8.1.

При ускорении газового потока и одновременном уменьшении скорости звука наступает момент, когда эти скорости сравниваются, при этом достигается критическая ско-

рость $C_{кр} = C_0 \sqrt{\frac{2}{\kappa+1}}$ (8-15). Отношение $\lambda = \frac{u}{C_{кр}}$ (8-16) 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 (8-16) величина постоянная вдоль струйки газа, в то время как в формуле (8-13) для числа Маха, знаменатель-переменное число. При скорости газового потока

$$u = C_{кр} \quad \lambda = M = 1. \quad (8-17)$$

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 скорости воздуха в трубе примерно $60-70 \frac{M}{c}$) 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:

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \quad (8-18)$$

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:

$$Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}} \quad (8-19)$$

Обозначим коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{тр}}$. Как показали опыты Фресселя, при небольших значениях числа Маха (до 0,3) при изотермическом течении газа он остаётся величиной постоянной вдоль трубы. В действительности $\lambda_{\text{тр}}$ 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 $\eta = f(T) = \text{const}$:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d \cdot \eta} = \text{const} \quad (8-20).$$

Следовательно, коэффициент гидравлического трения для газов $\lambda_{\text{тр}}$ можно находить, используя формулы гидродинамики. Так, при турбулентном движении газа, когда $10 \frac{d}{\Delta_3} < \text{Re} < 560 \frac{d}{\Delta_3}$ (8-21) расчет $\lambda_{\text{тр}}$ в этой зоне выполняют по

формуле Альтшуля: $\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}$. (8-22)

Потери давления на трение между сечениями трубопровода приближённо можно рассчитать, используя формулу:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L}{d} \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}}^2}{2} \quad (8-23)$$

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 в курсах «Механика жидкости и газа», «Основы гидропривода. Гидравлические и пневматические системы», «Транспортная энергетика», «Термодинамика и рабочие процессы двигателей».

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. 8.1), 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

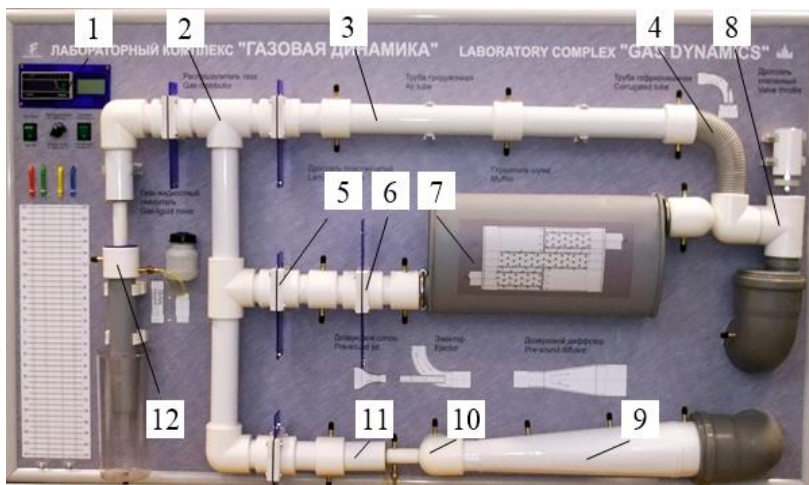


Рис. 8.2. Лабораторный стенд «Газовая динамика»

1 – Панель управления стендом и регистрации измеряемых параметров;

2 – Распределитель;

3 – Продувочная труба;

4 – Продувочный гофр;

5 – Воздушная заслонка;

6 – Пластинчатый дроссель;

7 – Глушитель шума;

8 – Клапанный модуль;

9 – Диффузор;

10 – Эжектор;

11 – Сопло;

12 – Газо-жидкостный смеситель

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 газожидкостный смеситель 12 с емкостью для сбора жидкости.

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 газожидкостного 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.8.3. 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.

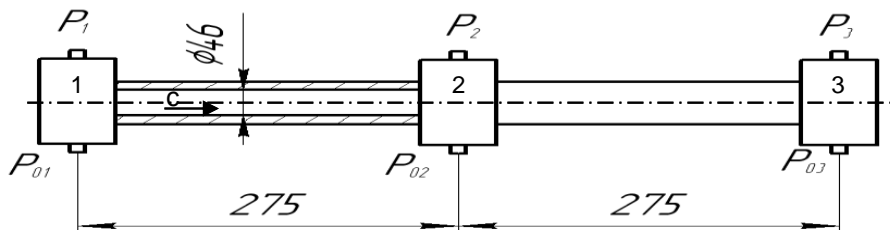


Рис.8.3. Схема продувочного модуля (трубы) с тремя сечениями.

А) Запустить воздухоудвку и определить несколько скоростных режимов испытаний;

Б) На различных режимах работы воздухоудвки оценить показания манометров при замере полного и статического давлений; данные занести в табл.8.2. Отключить установку.

В) Оценить скорость потока u в 3-х различных сечениях, используя определение полного напора: полный (гидродинамический) напор складывается из пьезометрического (стати-

ческого) $P_{ст}$ и скоростного $P_{дин}$: $P_1 = P_{1ст} + P_{1дин}$; $P_2 = P_{2ст} + P_{2дин}$

$$(8-24) \quad P_{дин} = \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (8-25)$$

Отсюда $u = \sqrt{\frac{2 \cdot (P - P_{ст})}{\rho}}$ (8-26) Данные занести в табл. 8.3.

Г) Рассчитать газодинамическую функцию $\pi(\lambda) = \frac{P_{ст}^a}{P_a}$ (8-27),

а затем, используя формулы (8-14)-(8-16), 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.8.4

Д) Используя формулу (8-19) оценить значения массового расхода воздуха в первом сечении. Полученные данные использовать для нахождения числа Рейнольдса (ф-ла 8-20).

Е) Определить область турбулентного течения газа, подобрать ф-лу и провести расчёт коэффициента гидравлического трения $\lambda_{тр.}$. Полученные данные занести в табл.8.4.

Ж) Провести приближённую оценку потерь давления на трение используя соотношение (8-23). Полученные данные занести в табл.8.3.

Табл.8.2. 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. 8.3. 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					

Табл.8.4. Рассчитанные значения газодинамической функции $\pi(\lambda)$, коэффициента скорости λ и значений скорости $u_{гр}$ на основе таблиц газодинамических функций для воздуха.

№ сеч.	$\pi(\lambda)$	λ	$u_{гр}, \frac{м}{с}$	Re	$\lambda_{гр}$	$Q_m, \frac{кг}{с}$
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 $t^0_1 = 31^0\text{C}$; $t^0_2 = 30^0\text{C}$; $t^0_3 = 29^0\text{C}$. Комнатная температура $t^0_к = 28^0\text{C}$. 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 20^0C $\rho = 1,205 \frac{кг}{м^3}$ (рекомендуется в Инструкции по использованию стенда) даёт ошибку в 3%, поэтому при данных температурах мы используем значение $\rho = 1,17 \frac{кг}{м^3}$.

При небольших изменениях абсолютного давления в потоке воздуха, получаемых в данной работе, значения плотности воздуха согласно уравнению Менделеева-Клапейрона $\rho = \frac{\mu \cdot P_{ст}}{R \cdot T}$ (8-28) 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 28⁰C $\rho_{ж} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$):

$$P_{1ст} = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_{1ст} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,17 \text{ м} = 1660 \text{ Па}$$

$$P_1 = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_1 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,19 \text{ м} = 1855 \text{ Па}$$

$$P_{2ст} = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_{2ст} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,153 \text{ м} = 1490 \text{ Па}$$

$$P_2 = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_2 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,19 \text{ м} = 1855 \text{ Па}$$

$$P_{3ст} = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_{3ст} = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,145 \text{ м} = 1415 \text{ Па}$$

$$P_3 = \rho_{ж} \cdot g \cdot h_3 = 996,0 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot 0,170 \text{ м} = 1660 \text{ Па.}$$

б) Находим значение скорости движения воздуха в сечениях 1,2,3 (ф-ла 8-26):

$$u_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_{1\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 195 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 18,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_{2\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 365 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 25,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$u_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_3 - P_{3\text{ст}})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (195 \text{ Па})}{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}} = \sqrt{1,71 \cdot 245 \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2}} = 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

в) Находим значение газодинамической функции (ф-ла 8-27):

$$\pi_1(\lambda) = \frac{P_{1\text{ст}}^a}{p_1^a} = \frac{101,66 \text{ КПа}}{101,855 \text{ КПа}} = 0,9980$$

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 (8-14), находим коэффициент скорости λ .

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \lambda^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\begin{aligned}
\text{При } k=1,4 \quad \lambda &= \sqrt{\frac{1-\pi(\lambda)^{0,286}}{0,1667}} & \lambda_1 &= \sqrt{\frac{1-(0,9980)^{0,286}}{0,1667}} = \\
&= \sqrt{0,00343} = 0,0586; & \lambda_2 &= \sqrt{\frac{1-(0,9964)^{0,286}}{0,1667}} = \\
&= \sqrt{0,00618} = 0,0786; & \lambda_3 &= \sqrt{\frac{1-(0,9976)^{0,286}}{0,1667}} = \\
&= \sqrt{0,00412} = 0,0642.
\end{aligned}$$

д) Согласно справочным данным скорость звука в покоящемся воздухе при 20°C равна $C_0=340 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, а при 30°C $C_0=349 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Формула (8-15) позволяет оценить критическую скорость в потоке воздуха:

$$C_{\text{кр}} = C_0 \sqrt{\frac{2}{k+1}} = 349 \frac{\text{м}}{\text{с}} \sqrt{\frac{2}{1,4+1}} = 319 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Оценим скорость воздуха, используя значение коэффициента скорости $\lambda = \frac{u}{C_{\text{кр}}}$.

$$u_1 = \lambda_1 \cdot C_{\text{кр}} = 0,0586 \cdot 319 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 18,7 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$u_2 = \lambda_2 \cdot C_{\text{кр}} = 0,0786 \cdot 319 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 25,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$u_3 = \lambda_3 \cdot C_{\text{кр}} = 0,0642 \cdot 319 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

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

$$(8-19): \quad Q_m = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_{cp} \cdot u_{cp}; \quad \rho_{cp} = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$u_{cp} = \frac{u_1 + u_2 + u_3}{3}; \quad u_{cp} = \frac{18,7 \frac{\text{м}}{\text{с}} + 25,1 \frac{\text{м}}{\text{с}} + 20,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}}{3} = 21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$Q_m = \frac{3,14 \cdot (0,046 \text{ м})^2}{4} \cdot 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}} = 0,042 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

ж) Для нахождения потерь давления на трение используем формулы (8-20) - (8-23). Вначале определяем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\rho \cdot U \cdot d}{\eta} = \frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot d \cdot \eta}; \quad \text{Коэффициент динамической вязкости воздуха}$$

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 $\lambda_{гр}$ прежде всего необходимо найти область турбулентного движения, в которой находится данное число Рейнольдса.

Определяем соотношение $\frac{d}{\Delta_3}$. Для стальной трубы (см. табл. в лабораторной работе 4) подбираем значение эквивалентной шероховатости $\Delta_3 = 0,1 \text{ мм}$. $\frac{d}{\Delta_3} = \frac{46 \text{ мм}}{0,1 \text{ мм}} = 460$. 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 $\lambda_{\text{тр}}$ рекомендуется проводить по ф-ле Альтшуля:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{\Delta\varepsilon}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1 \text{ мм}}{46 \text{ мм}} + \frac{68}{61900} \right)^{0,25};$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 (32,73 \cdot 10^{-4})^{0,25} = 0,11 \cdot 0,239 = 0,026.$$

Определим потери давления на трение:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \cdot L}{d} \frac{\rho_{\text{ср}} \cdot u_{\text{ср}}^2}{2}$$

Потери давления на трение по всей длине трубопровода (между сечениями 1-3):

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{0,026 \cdot 0,55 \text{ м}}{0,046 \text{ м}} \frac{1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot (21,4 \frac{\text{м}}{\text{с}})^2}{2} = 83 \text{ Па}$$

Полученные приближённые данные потерь давления на трение составляют примерно 5% от первоначального (избыточного) давления.

Выводы.

Контрольные вопросы.

1. Что понимают под рабочей средой в пневмоприводах?
2. Как меняются объём и плотность газа при его движении в трубопроводе?
3. Каким образом связаны статическое и полное давление в газах при его движении?
4. Каким образом можно определить динамическое давление в потоке газа?
5. Что такое коэффициент скорости и число Маха для газа?
6. Каким образом в данной работе измеряются статическое и полное давление газа?

7. Поясните, как можно оценить потери давления на трение в трубопроводе при небольших его изменениях?

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, обусловлен-

ных 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, воздуходувки, 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, функциональные 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 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 барьер-

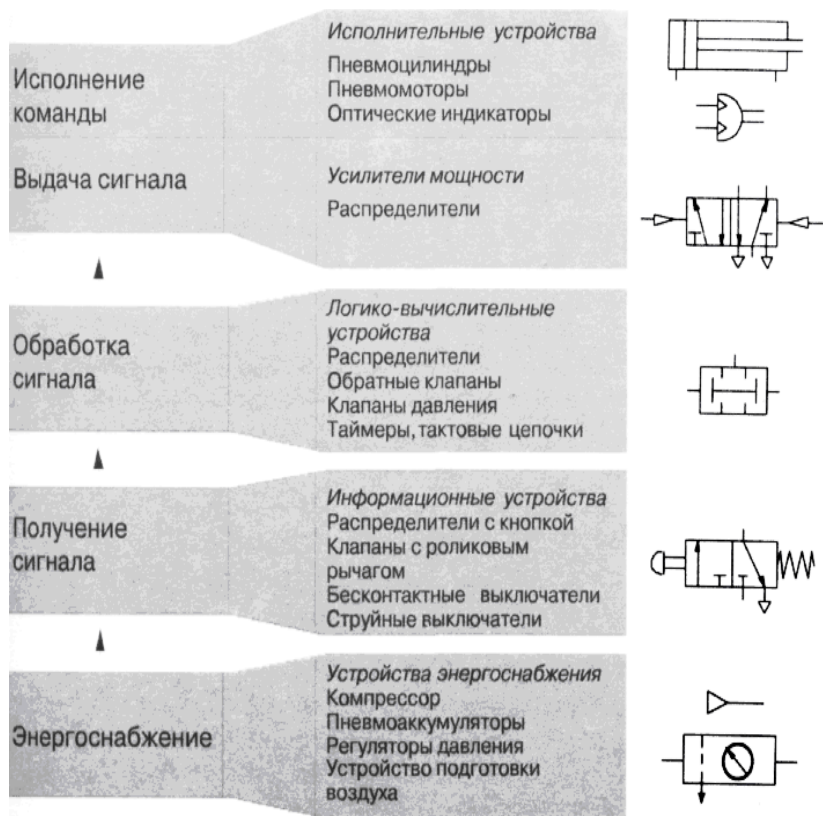


Рис.9.1.Схема пневматической системы управления.

еры 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. В пневматических регулирующих клапанах используются сплошные, пустотелые и шаровые сегментные клапаны с равнопроцентной или линейной характеристикой. Шаровые сегментные клапаны обеспечивают диапазон регулирования расходов до 100:1 (например, клапан 3310 фирмы Samson). Проходные и трёхходовые клапаны продолжают находить большое применение в регуляторах температуры прямого действия, а также в регуляторах давления прямого действия, регуляторах расхода и перепада давления прямого действия. В настоящее время ряд зарубежных фирм таких, как FESTO (Германия), SMS (Япония), ENOTS (Англия), SAMSON (Германия), HI-FLEX (Финляндия), ASCO/Jocomatic, PARKER, CAMOZZI и др., имеющие свои представительства во многих развитых странах, сосредоточили в своих руках разработку и выпуск оборудования пневмоприводов, управляемых от ПЭВМ и контроллеров. В этих фирмах налажен массовый выпуск основных компонентов силовых пневмосистем, в состав которых входят технические средства подготовки сжатого воздуха, пневмораспределители, пневмоцилиндры и контрольно-измерительная аппаратура.

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 - пневмодрессели, формователи 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 стенда приведен на рис.9.1. 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.9.2. На рис.9.3. приведена схема подключения контроллера к пневмоустановке.

Для ввода команд ПЛК на панели стенда установлены кнопки SB1...SB4, тумблер SA2 с тремя положениями (дублирует SB1, SB2), тумблер SA1 для отключения питания входного пневмораспределителя (P1) (рис.9.3). Для контроля крайних положений штоков пневмоцилиндров на входы ПЛК заведены сигналы с магнитных датчиков положения S1...S4. Объектом управления ПЛК, как было сказано выше, является пневматическая установка, её схема приведена на рис.9.2.

При монтаже использована гибкая полиуретановая трубка бх4мм 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.

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).

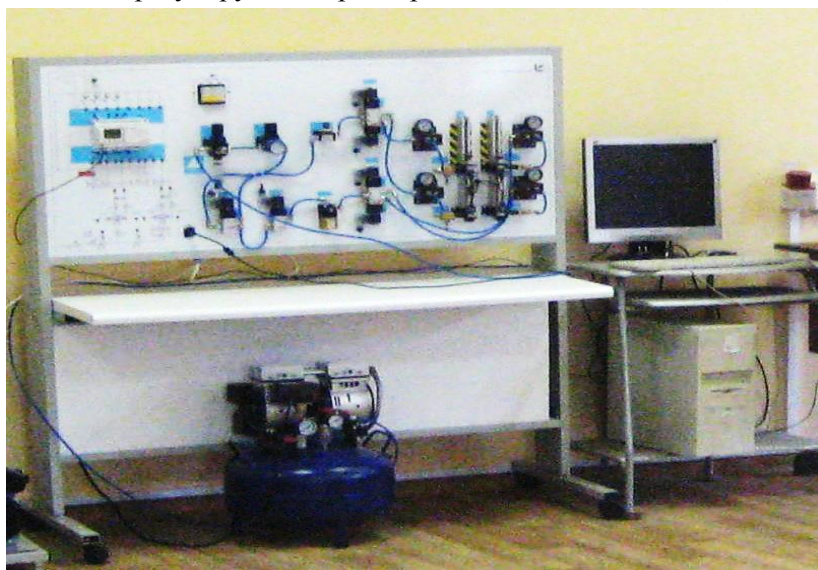


Рис.9.1. Общий вид стенда.

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 Р1(тип 3/2) служит для подключения схемы к источнику сжатого воздуха. Через распределитель Р4 сжатый воздух подаётся ко второму цилиндру. Распределитель Р2 (тип 5/3) служит для управления перемещением штока первого цилиндра (Ц1);

Распределители Р3 (тип 5/2), Р4 (тип 3/2), формирователь им-

пульсов КВ служат для управления перемещением штока второго цилиндра (Ц2).

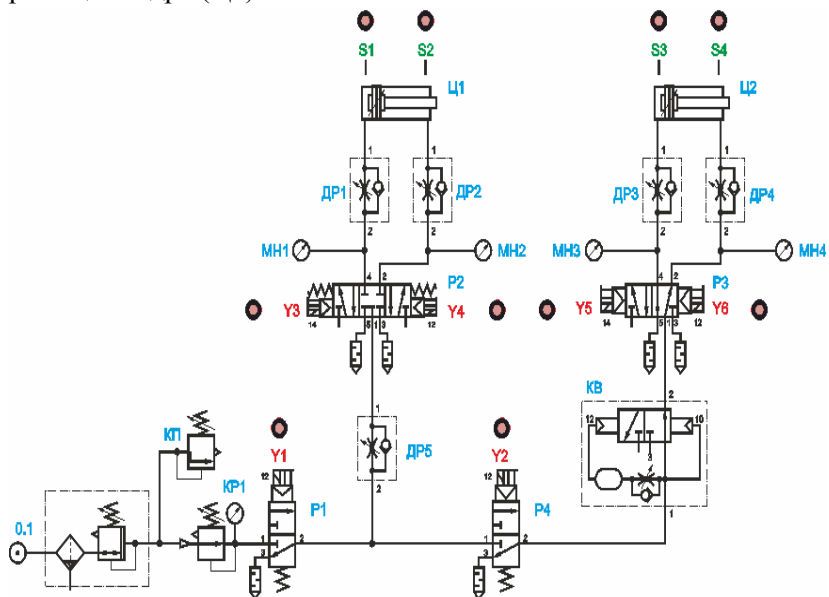


Рис.9.2. Схема пневмоустановки.

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»).



Рис. 9.4. Схема

фильтра-регулятора.

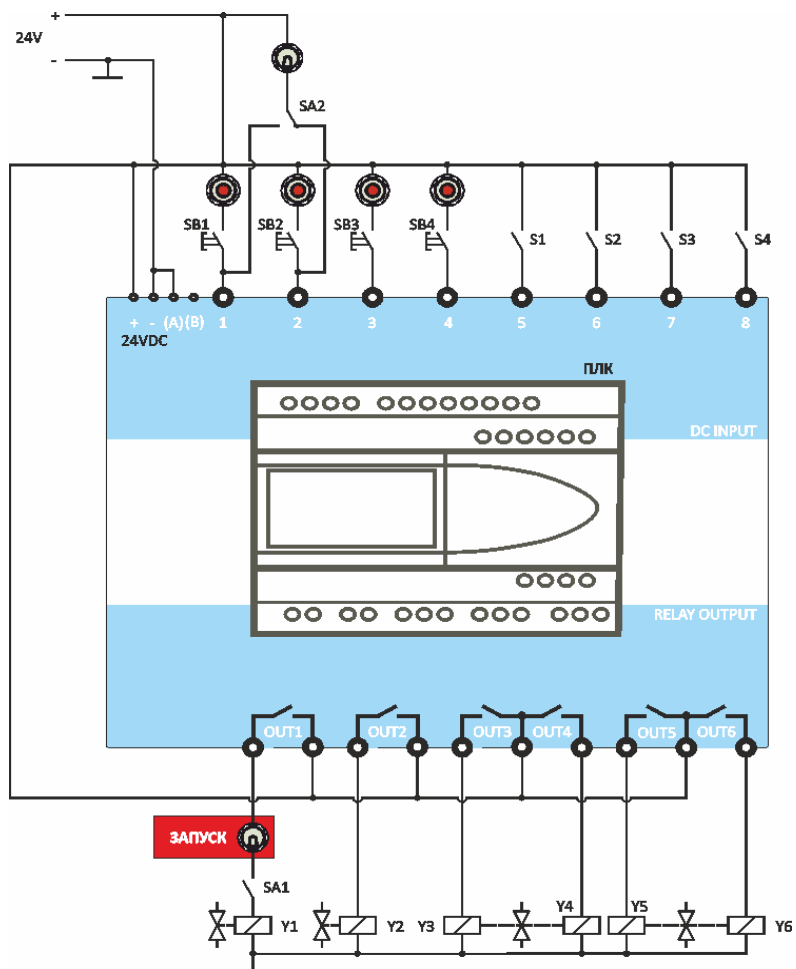


Рис.9.3. Схема подключения ПЛК к пневмоустановке.

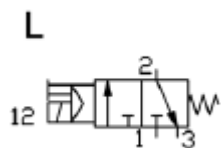


Рис.9.5. Пневмораспределитель 3/2 (P1)

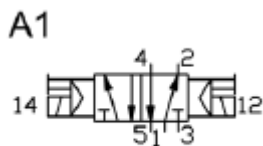


Рис.9.6. Пневмораспределитель 5/2 (P2)

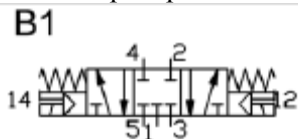
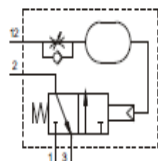


Рис.9.7. Пневмораспределитель 5/3 (P3)

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 дросселей (ДР1...ДР5).

900.18.3 (0...30 секунд)

900.18.3-60 (0...60 секунд)



1 - вход энергоносителя

2 - выход энергоносителя

3 - сброс

12 - управление



Рис. 9.8. Пневматический таймер нормально закрытый. постоянном входном сигнале.

Для «сброса» формирователя после срабатывания необходимо снять сигнал со входа 1 («сбросить в атмосферу»).

Пневмораспределители 5/2 и 5/3 имеют регулируемые выхлопные дроссели по линии сброса. В схеме предусмотрена

900.18.4 (0...30 секунд)

900.18.4-60 (0...60 секунд)



Рис.9.9. 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.

900.18.2 N (0...10 секунд)

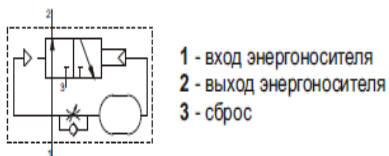


Рис.9.10.Формирователь импульсов КВ.

Дроссель с обратным клапаном

6.01.18N



Дроссель
6.01.18/1N

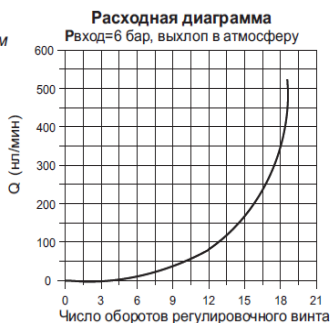


Рис.9.11. Дроссель (ДР1-ДР4)

Дроссель с обратным клапаном

6.01.18/4



Дроссель
6.01.18/5

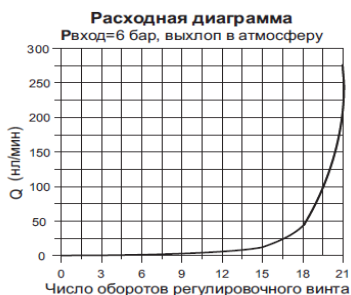


Рис.9.12. Дроссель тонкой настройки (ДР5)

Измерительная система позволяет отслеживать состояние входов и выходов контроллера в реальном времени и снимать осциллограммы перемещения пневмоцилиндров, давлений (МН1...МН4).

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.

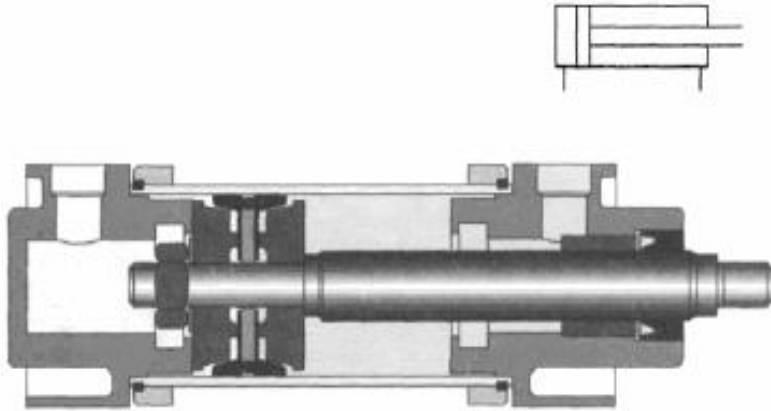


Рис.9.11. Пневмоцилиндр двустороннего действия.

Контрольные вопросы.

1. Пояснить, чем занимается «пневмоавтоматика».
2. Назвать основные составляющие пневмосхемы.
3. Пояснить, чем золотниковые пневмораспределители отличаются от золотниковых гидрораспределителей?
4. Назовите назначение программируемых микроконтроллеров.
5. Какую роль программируемые микроконтроллеры играют в пневмоавтоматике.

Лабораторная работа 10. Составление программ для программируемого логического контроллера (ПЛК) Mitsubishi Electric ALPHA-2 с помощью среды программирования AL-PCS/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.
- 3) Убедиться, что на панели станда тумблер SA1 выключен, тумблер SA2 в среднем положении, при необходимости установить их в указанное положение.

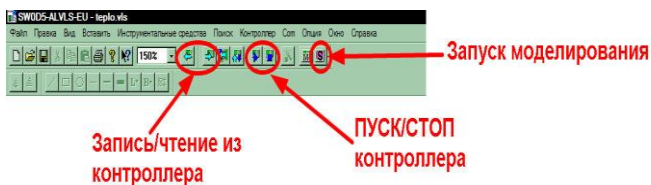


Рисунок 10.1 – Панель инструментов интерфейса программы Mitsubishi Alpha Programming

- 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.
- 11) Выключить тумблер SA1, тумблер SA2 установить в среднее положение.
- 12) Произвести остановку («СТОП») контроллера.

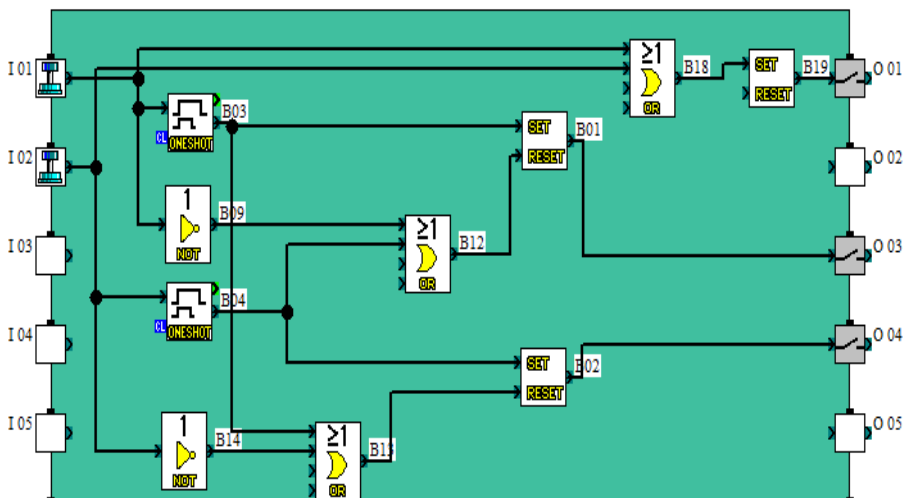


Рисунок 10.2. Область программирования

13) Выключить питание (три автоматических выключателя «Сеть»).

Внесение изменений в программу ПЛК, ввод команд

А) 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 стенда тумблер SA1 выключен, тумблер SA2 в среднем положении, при необходимости установить их в указанное положение.

Г) Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).

Д) Записать программу в ПЛК (программа изображена на рисунке 9.13). Запустить моделирование и мониторинг.

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.

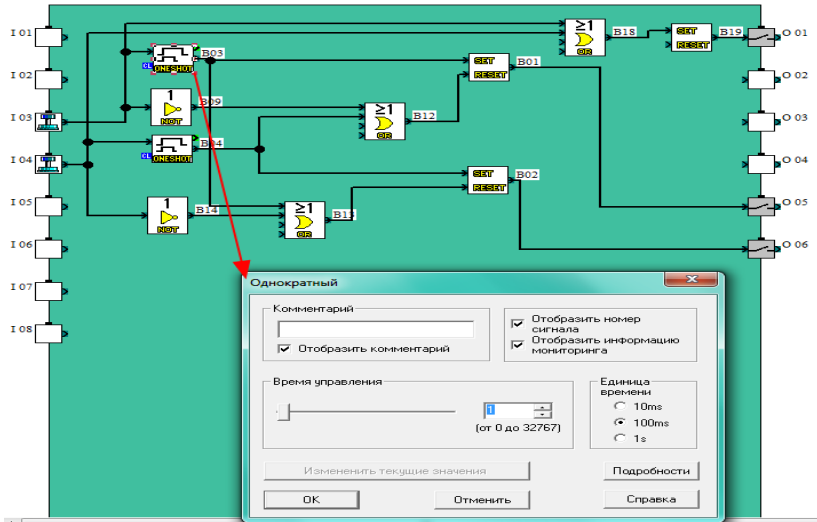


Рисунок 10.3. Изменение параметров программы

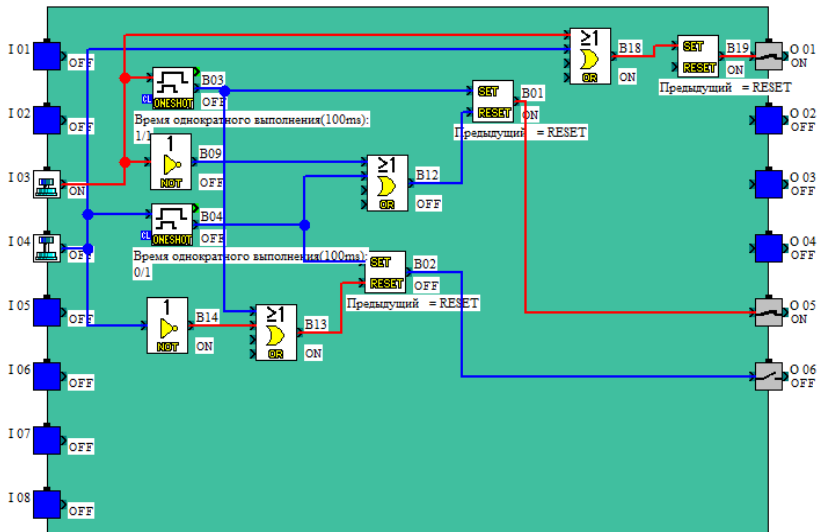


Рисунок 10.4. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in3

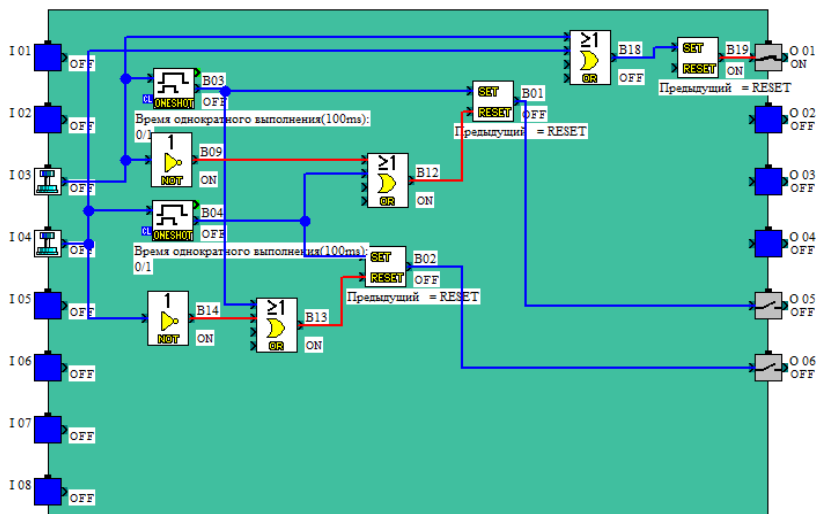


Рисунок 10.5. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in3

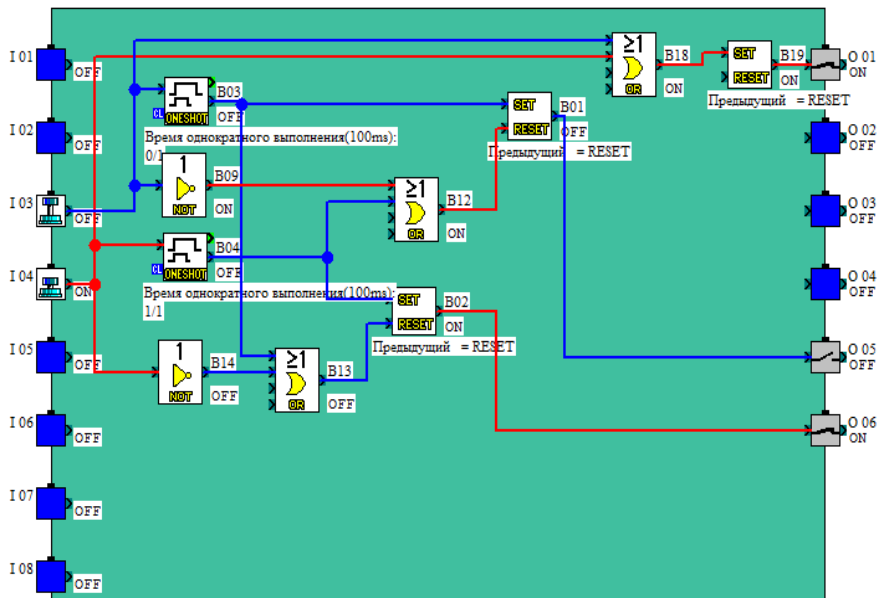


Рисунок 10.6. Реакция ПЛК на изменение состояния входа in4

3) Записать программу в ПЛК. Запустить контроллер и включить мониторинг.

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.

Контрольные вопросы.

1. Каково назначение микроконтроллера в исследовании пневмосхем?
2. Каким образом можно запустить программу-пример с целью изучения работы микроконтроллера?
3. Каким образом можно создать новую программу для микроконтроллера?
4. Каким образом можно проверить созданную программу?
5. Сколько входов и выходов можно использовать при создании программ для данного микроконтроллера?

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. Закрыть 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).
23. Повторить пункты 18...22.
24. Перевести рычаг управления компрессором в положение «Выключено», закрыть выходной вентиль компрессора.

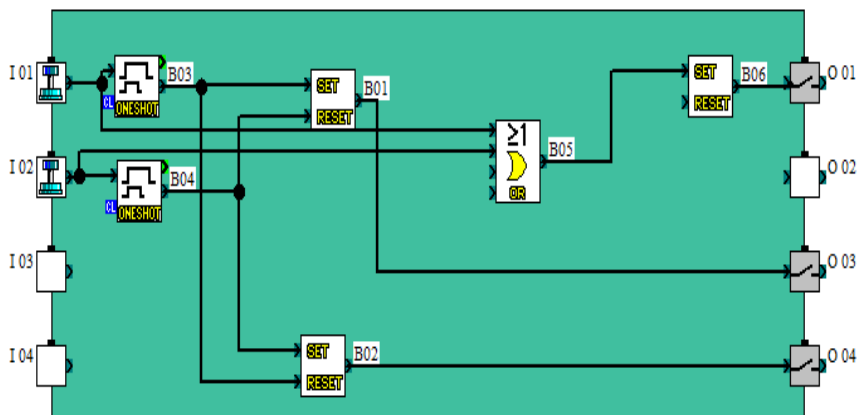


Рис.11.1.Пример программы

25. Выключить питание стэнда (три автоматических выключателя «Сеть»).
26. Сбросить давление из схемы. Для этого перевести клапан снизу фильтра в положение «Ручной» и вдавить вверх.

Выводы.

Контрольные вопросы.

1. Поясните значения условных знаков, изображённых на схеме рис.11.1.
2. Поясните, что нужно изменить в программе, чтобы шток цилиндра Ц1 продолжал движение после однократного нажатия на кнопки SB1, SB2.

Список использованных источников

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.
4. Сборник задач по машиностроительной гидравлике. Под ред. И.И. Куколевского и Л.П. Подвидза. – М.: Машиностроение, 2002.
5. Пневмоавтоматика. [Электронный ресурс] URL: http://yandex.ru/clck/jsreidir?from_
6. Гладышев Н.Н. Газодинамика.-Санкт-Петерб.:С.-П. технологический университет, 2012.- с.164.
7. Программируемые логические контроллеры. [Электронный ресурс] URL: <http://www.maxim-ic.com/plc>.

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	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{\text{г}}{\text{см}^3} = 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

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
Кoeff. динамич. вязкости, η	Па • с	
Кoeff. 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	$\frac{Дж}{кг}$	$\frac{кДж}{кг} = 10^3 \frac{Дж}{кг}$
Скорость, u	$\frac{м}{с}$	
Сила, F	Н (ньютон)	кН= 10^3 Н
Сжимаемость, β	$\frac{1}{Па}$	
Кoeff. линейных потерь, $\lambda_{тр}$	-	
Кoeffициент местных потерь, ϵ_m	-	
Объёмный расход, Q_v	$\frac{м^3}{с}$	$\frac{л}{с} = 10^{-3} \frac{м^3}{с}$
Площадь, S	$м^2$	$см^2 = 10^{-4} м^2$
Массовый расход, Q_m	$\frac{кг}{с}$	
Эквивалентная шероховатость, Δ_s	м	мм= 10^{-3} м
Абсолютная температура, T	0К	0К
Температура Цельсия, t^0	0С	0С

Число Рейнольдса, Re	-	
Мощность, N	Вт	Квт = 10^3 Вт
Момент вращения, M	$N \cdot м$	
Число оборотов, n	$\frac{об}{с} = \frac{1}{с}$	$\frac{об}{мин} = 60 \frac{1}{с}$
Показатель адиабаты, k	-	
Универсальная газовая постоянная, R	$\frac{дж}{кмоль \text{ град}}$	

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 знаков*.

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 метрологических 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 средне-статистическое 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.

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)* 10^n , 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. Оно не должно превышать 10%.

Содержание	Стр.
Введение.....	3
Часть I. Методические указания по решению типовых задач.	4
Тема 1. Физические свойства жидкостей..	5
Тема 2. Основы гидростатики	7
Тема 3. Основы гидродинамики	9
Тема 4. Основы газодинамики	14
Тема 5. Истечение жидкости из отверстия в тонкой стенке Расчёт простого водопровода	18
Тема 6. Гидронасосы, гидродвигатели, гидропривод.	24
Задания для самостоятельной работы и контрольные задания.	29
Варианты контрольного задания.	40
Часть II. Лабораторный практикум.	
Модуль 1. Гидродинамика.	43
Лабораторная работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости.	43
Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезо- метрической линий трубопровода.	59
Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.	72
Лабораторная работа 4. Определение коэффициента гидравлического трения.	87
Модуль 2. Гидравлические машины и гидроприводы. ..	99
Лабораторная работа 5. Изучение устройства и определение рабочих характеристик шестерённого насоса.	101
Лабораторная работа № 6. Исследование характеристик объемного гидропривода с поступательным движением выходного звена.	114
Лабораторная работа №7. Изучение устройства и опреде- ление характеристик аксиально-поршневого нерегулируе- мого гидромотора.	124
Модуль 3. «Основы газодинамики и пневмоавтоматики»	
Лабораторная работа 8. Оценка гидравлического сопротив- ления цилиндрической гладкой трубы.	134

Лабораторная работа 9. Изучение программируемого микроконтроллера (ПЛК) в составе системы управления пневмоприводом.	153
Лабораторная работа 10. Составление программ для программируемого логического контроллера (ПЛК) Mitsubishi Electric ALPHA-2 с помощью среды программирования ALPCS/WIN-EU на компьютере.	167
Лабораторная работа 11. Программирование ПЛК на примере простейшего алгоритма движения штока цилиндра.	172
Список использованных источников	175
Приложение 1. Обозначения физических величин и их единицы измерения.	175
Приложение 2. Приближённые вычисления и округления результатов расчётов.	177
Приложение 3. Оценка погрешности измерений в лабораторном практикуме.	179

Киреев Борис Николаевич

Основы гидропривода. Гидравлические и пневматические системы.

Лабораторно - практические занятия.

В авторской редакции. Корректурa автора.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Формат 60x84 1/16. Усл. печ. л. 11,25

Тираж 310 экз.

Издательство ЕИ К(П)ФУ в г. Елабуга
423600, РТ, г. Елабуга, ул. Казанская, 89.