НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«ЦЕНТР»

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
на стенде НТЦ-11.17.2 (НТЦ-17.200) «Гидравлика М2»

Разработали: к. т. н. Михальцов А. П.
к. т. н. Мрочек В. И.

Могилев 2013

Содержание

Введение 3

1 Основные требования техники безопасности при работе на стенде 4

2 Описание устройства лабораторного стенда 5

3 Лабораторная работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости 9

4 Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода. Изучение уравнения Бернулли 17

5 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений 22

6 Лабораторная работа № 4. Определение коэффициента гидравлического трения 33

7 Лабораторная работа № 5. Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель 39

8 Лабораторная работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих характеристик шестеренного насоса 45

9 Лабораторная работа № 7. Изучение устройства и определение характеристик гидрораспределителей 54

10 Лабораторная работа № 8. Изучение устройства и исследование расходно-перепадных характеристик блока дросселей с обратными клапанами 61

Список литературы 64

Введение

На данном стенде предусмотрено выполнение восьми лабораторных работ.

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы на стенде, необходимо изучить основные требования техники безопасности, устройство стенда, 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.

Схему гидравлическую принципиальную стенда необходимо вычерчивать один раз и приводить ее в отчете по первой из выполняемых на стенде работ.

Отчет по лабораторной работе оформляется каждым студентом в отдельной тетради.

Содержание отчета:

– наименование лабораторной работы;

– цель;

– основные теоретические положения;

– схема установки (объекта исследования);

– таблицы измеряемых и вычисляемых величин;

– пример обработки результатов эксперимента (с подстановкой числовых значений величин, полученных в ходе выполнения одного опыта);

– графики;

– выводы.

Не позже чем на следующем лабораторном занятии отчет по лабораторной работе должен быть защищен.

1 Основные требования техники безопасности при работе на стенде

Работа на стенде допускается только в присутствии лаборанта или преподавателя.

При выполнении лабораторных работ необходимо руководствоваться требованиями данных методических указаний.

При работе на лабораторном стенде (описание стенда приведено в разделе 2) необходимо выполнять следующие требования:

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

– распределители Р1, Р3, Р4 и Р5 необходимо переключать при неработающем стенде;

– давление на выходе насоса не должно превышать 5 МПа (следить по манометру МН1);

– не допускается продолжительная (более 3…5 с) работа насоса в случае, когда показание манометра МН1 равно нулю (такая ситуация может возникнуть при неправильном направлении вращения вала насоса, обусловленном неправильным подключением электродвигателя);

– при возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить насос 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 Описание устройства лабораторного стенда

Стенд предназначен для экспериментальных исследований

– по определению режимов течения жидкости;

– по изучению уравнения Бернулли и построению напорной и пьезометрической линий трубопровода;

– по определению коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;

– по определению коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси);

– по исследованию нестационарного истечения жидкости через гидродроссель;

– по исследованию характеристик объемного насоса совместно с предохранительным клапаном;

– по изучению устройства и определению расходно-перепадной характеристики гидрораспределителя;

– по изучению устройства и определению характеристик блока дросселей с обратными клапанами.

Всего на стенде предусмотрено выполнение восьми лабораторных работ. На стенде возможно выполнение и других экспериментальных исследований. Так, например, можно исследовать зависимость коэффициента расхода гидродросселя от температуры рабочей жидкости. Однако, в связи с отсутствием на стенде возможности проведения активного эксперимента, в ходе которого можно было бы изменять и устанавливать желаемую температуру рабочей жидкости, такая лабораторная работа не включена в перечень основных работ, выполняемых на стенде.

Схема гидравлическая принципиальная стенда приведена на рисунке 2.1.

В состав стенда входят гидробак Б, шестеренный насос Н, фильтр Ф, предохранительный клапан КП1, двухлинейный регулятор расхода РР, шесть гидрораспределителей Р1 – Р6, регулируемый дроссель ДР, блок дросселей с обратными клапанами ДРК, переливной клапан КП2, пружинный гидроаккумулятор АК. Для привода насоса используется трехфазный асинхронный электродвигатель М.

Такие устройства, как электродвигатель М, гидронасос Н, фильтр (напорный) Ф, предохранительный клапан КП1 и гидробак Б, входят в состав гидростанции, которая выполнена в виде отдельного модуля.

Четыре двухлинейных двухпозиционных гидрораспределителя Р1, Р3, Р4 и Р5 относятся к числу клапанных и имеют шариковые золотниковые запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ). Управление этими распределителями желательно осуществлять при неработающем стенде. При управлении этими распределителями во время работы стенда из-за колебаний ЗРЭ и рабочей жидкости возникает неприятный высокочастотный звук.

Гидрораспределитель с ручным управлением Р2 установлен совместно с блоком дросселей с обратными клапанами ДРК.

Для управления электромагнитом распределителя Р6 используется напряжение 24 В (постоянный ток).

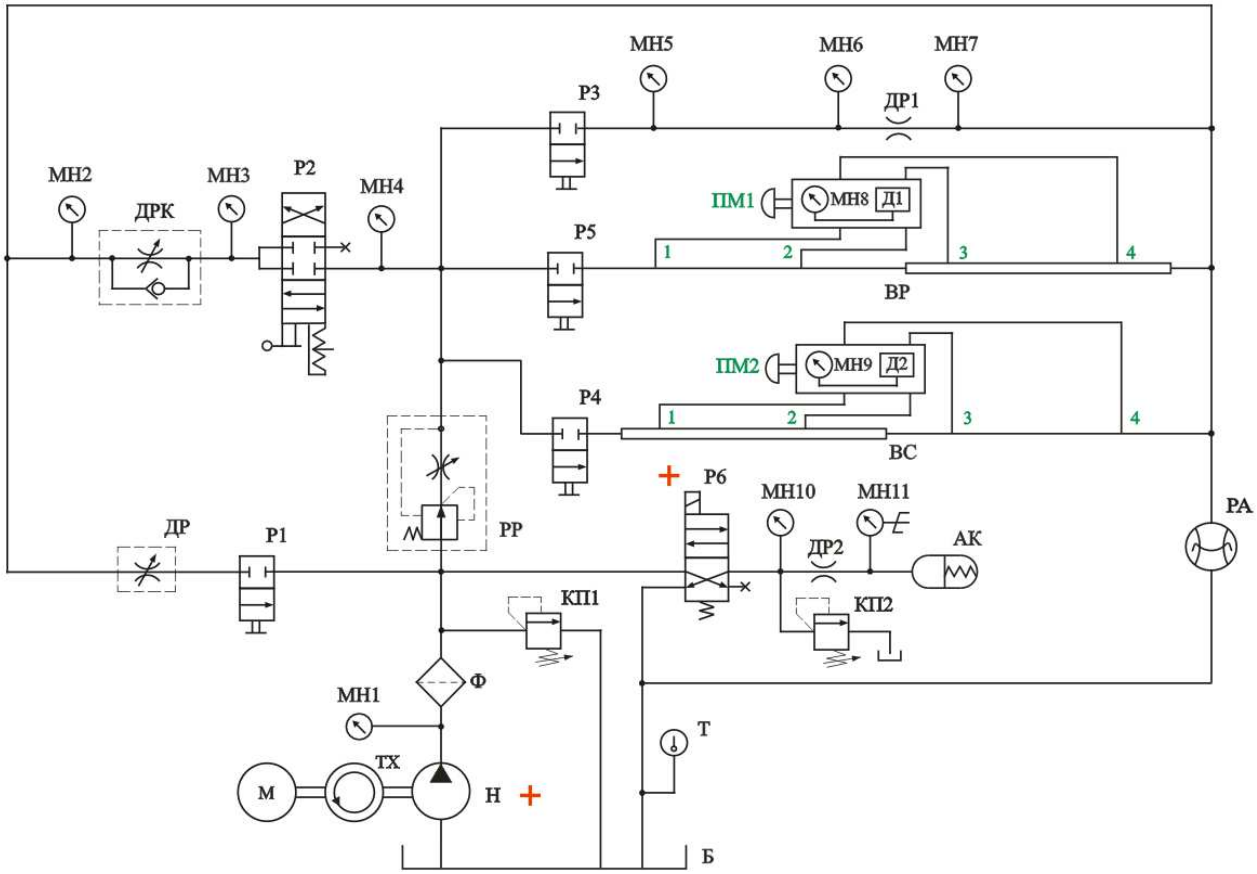


Рисунок 2.1 – Схема гидравлическая принципиальная стенда

Кроме упомянутых выше устройств на стенде установлены три специальных стальных трубопровода, являющиеся объектами исследований и содержащие различные гидравлические (местные и линейные) сопротивления.

Стенд имеет постоянную структуру. Перед выполнением исследований не требуется проведение каких-либо сборочных работ.

Информационно-измерительная система стенда включает 11 манометров (МН1 – МН11), два электронных датчика давления Д1 и Д2, расходомер РА (скоростной, интегрирующего типа), электронный тахометр ТХ, термометр Т, электронный секундомер, ваттметр.

Электронный тахометр ТХ служит для измерения частоты вращения вала насоса Н, а ваттметр – для измерения мощности на входе электродвигателя М.

Следует иметь в виду, что манометры МН5, МН6 и МН7 соединены с соответствующими сечениями верхнего трубопровода постоянно. Для измерения давлений в сечениях 1-4 среднего трубопровода используется электронный датчик Д1. В сечениях 1-4 нижнего трубопровода давления измеряются с помощью датчика Д2. Параллельно с датчиком Д1 установлен манометр МН8, а с датчиком Д2 – манометр МН9. Манометры МН8 и МН9 предназначены для контроля работоспособности датчиков давления и тарировки этих датчиков, выполняемой при наладке стенда. Подключение датчиков давления с манометрами к соответствующим сечениям трубопроводов осуществляется с помощью переключателей манометров ПМ1 и ПМ2. Для подключения датчика давления к требуемому сечению необходимо маховик управления

переключателя манометра установить в позицию, соответствующую номеру сечения трубопровода. Так, например, при проведении исследований со средним трубопроводом для подключения датчика давления Д1 к сечению трубопровода 1 маховик управления переключателя манометра ПМ1 необходимо установить в позицию «1», для подключения к сечению 2 – в позицию «2» и т. д. Подключения осуществляются при работающем стенде.

Вывод информации с датчиков Д1, Д2, тахометра ТХ и ваттметров осуществляется на табло с цифровыми индикаторами.

Электронный секундомер имеет два режима работы – ручной («РУЧ») и автоматический («АВТ»). При установке тумблера в положение «АВТ» управление секундомером осуществляется с помощью электроконтактного манометра МН11 (используется этот режим при выполнении лабораторной работы «Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель»). Кроме переключателя (тумблера) режима работы секундомера для управления секундомером используется тумблер «Счет» и кнопка «Сброс». Переключатель «Задание» при выполнении лабораторных работ не используется.

Общий вид стенда показан на рисунке 2.2.

Рисунок 2.2 – Общий вид стенда

Стенд содержит три панели. На верхней панели расположены схема гидравлическая принципиальная стенда, а также электрические устройства управления и вывода результатов измерений. На средней и нижней панелях

установлены исследуемые трубопроводы, гидроаккумулятор АК, электронные датчики давления (Д1 и Д2), манометры и переключатели манометров (ПМ1 и ПМ2). Все остальные гидравлические устройства установлены на столе стенда.

Номинальное давление в основной гидравлической системе стенда 5 МПа (устанавливается с помощью предохранительного клапана КП1, расположенного на гидростанции, и контролируется с помощью манометра МН1).

Максимальное давление в подсистеме управления пружинным гидроаккумулятором АК 1,8 МПа (устанавливается с помощью переливного клапана КП2, который расположен на столе). Примечание: на некоторых модификациях стенда манометр МН10 имеет предел измерения давления 1,6 МПа (а не 2,5 МПа). В этом случае максимальное давление в подсистеме должно устанавливаться не более 1,2 МПа.

Указанные выше уровни давлений установлены на предприятии-изготовителе.

Внимание: При попытке установки на стенде более высоких уровней давления могут выйти из строя манометры.

Напряжение питания стенда 380 В, ток переменный, 50 Гц. Напряжение питания электромагнита гидрораспределителя Р6 – 24 В (постоянный ток).

Перед началом работы стенд необходимо заземлить.

При первом включении стенда (только при залитом в гидробак необходимом количестве масла) убедиться в соответствии направления вращения вала электродвигателя (насоса) со стрелкой на кожухе электродвигателя. При **неправильном** направлении вращения – поменять фазировку (наиболее просто при отключенном от сети стенде в клеммной коробке электродвигателя поменять местами на клеммнике два любых фазных провода).

Заправочная емкость гидробака – 35 дм^3 (литров).

Рекомендуемые рабочие жидкости: минеральные масла МГЕ-46В, МГ-30у, М-8В.

Для проверки правильности направления вращения вала гидронасоса необходимо путем кратковременного включения (2 – 3 с) зафиксировать направление вращения вентилятора электродвигателя. Направление вращения вентилятора должно соответствовать стрелке на кожухе.

3 Лабораторная работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости

Цель работы:

– ознакомление с физической сущностью основных величин гидравлики и пневматики, единицами и средствами, используемыми для их измерения;

– ознакомление с режимами течения жидких и газообразных сред и методикой их определения;

– уяснение зависимости потерь энергии от режима течения жидкости;

– экспериментальное определение режимов течения жидкости.

3.1 Краткие теоретические сведения

Основными величинами гидравлики и пневматики являются давление $\boldsymbol{p}$ и расход (объемный) $\boldsymbol{Q}$. Известно, что между системами различной физической природы существуют аналоги, которые показаны в таблице 3.1. **В столбцах записаны величины – аналоги.** Например, аналогом давления в электрических системах является напряжение $\boldsymbol{U}$, а аналогом расхода – сила тока $\boldsymbol{I}$. Размерности величин в таблице 3.1 приведены в СИ.

Таблица 3.1 – Основные величины систем различной физической природы и их аналоги

Тип систем		Основная величина	
Гидравлические и пневматические системы		$\boldsymbol{p}$ – давление, Па	$\boldsymbol{Q}$ – расход (объемный), м^3/с
Электрические системы		$\boldsymbol{U}$ – напряжение, В	$\boldsymbol{I}$ – сила тока, А
Механические системы	поступательного движения	$\boldsymbol{F}$ – сила, Н	$\boldsymbol{\upsilon}$ – скорость, м/с
	вращательного движения	$\boldsymbol{M}$ – момент, Н·м	$\boldsymbol{\omega}$ – угловая скорость, с$^{-1}$

Произведение основных величин для всех типов систем, приведенных в каждой строке таблицы 3.1, представляет собой не что иное, как мощность (в ваттах), т. е.

$$\boldsymbol{N = p\,Q} \quad (N = U\,I;\ N = F\,\upsilon;\ N = M\,\omega).$$

Таким образом, давление и расход являются важнейшими величинами. Для успешного решения задач проектирования и эксплуатации гидравлических и пневматических систем необходимо хорошо представлять, что такое давление и расход, какими они бывают, в чем и как их измеряют.

3.1.1 Давление. **Давление** – это напряжение, возникающее в жидкости или газе в результате действия сжимающих сил и сил трения.

Если система находится в состоянии покоя, то силы трения равны нулю. В этом случае давление иногда называют **гидростатическим**. Гидростатиче-

ское давление представляет собой не что иное, как напряжение сжатия. Важнейшим свойством гидростатического давления является его изотропность. Это означает, что давление в данной точке пространства во всех направлениях одинаково. В динамике из-за сил трения давление, строго говоря, изотропностью не обладает. Однако эта особенность при решении большинства прикладных инженерных задач не учитывается.

Различают давление среднее и давление в точке. Чаще всего используют среднее давление, которое равно

$$p = \frac{F}{S}, \tag{3.1}$$

где F – сила сжатия, приходящаяся на поверхность площадью S.

Давление бывает абсолютным $\boldsymbol{p}_{\text{абс}}$, избыточным $\boldsymbol{p}_{\text{изб}}$ и вакуумметрическим $\boldsymbol{p}_{\text{вак}}$ (рисунок 3.1).

Абсолютное давление $\boldsymbol{p}_{\text{абс}}$ отсчитывается от абсолютного нуля, за который принято давление в пустоте. Абсолютное давление может быть только положительным.

Избыточное давление $\boldsymbol{p}_{\text{изб}}$ отсчитывается от нуля, за который принято атмосферное давление $\boldsymbol{p}_{\text{а}}$.

Величина атмосферного давления $\boldsymbol{p}_{\text{а}}$ зависит от ряда факторов: высоты над уровнем моря, погодных условий и др.

При решении большинства инженерных задач атмосферное давление $\boldsymbol{p}_{\text{а}}$ можно считать постоянной величиной, равной 0,1 МПа (736 мм рт. ст.).

Поскольку большинство объектов находится в условиях атмосферного давления, то чаще всего на практике используют избыточное давление.

Связь избыточного и абсолютного давления устанавливается следующим выражением:

$$p_{\text{изб}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{а}}. \tag{3.2}$$

При $\boldsymbol{p}_{\text{абс}} < \boldsymbol{p}_{\text{а}}$ избыточное давление является отрицательным. Давление в этом случае называют **вакуумметрическим** (отрицательным избытком над атмосферой, вакуумом).

Вакуумметрическое давление:

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{а}} - p_{\text{абс}}. \tag{3.3}$$

Вакуумметрическое давление отсчитывается от атмосферного в сторону абсолютного нуля.

Предположим, что давление в системе соответствует точке 1 (см. рисунок 3.1). Это давление можно характеризовать абсолютным давлением – $\boldsymbol{p}_{\text{абс.1}}$, а также избыточным давлением – $\boldsymbol{p}_{\text{изб.1}}$.

Как видно из рисунка 3.1, давление $\boldsymbol{p}_{\text{абс.1}}$ больше $\boldsymbol{p}_{\text{изб.1}}$ на величину атмосферного давления, то есть на 0,1 МПа. В точке 2 абсолютное давление $\boldsymbol{p}_{\text{абс.2}}$ меньше атмосферного. Поэтому давление в точке 2 можно характеризовать следующими давлениями: абсолютным $\boldsymbol{p}_{\text{абс.2}}$ или вакуумметрическим $\boldsymbol{p}_{\text{вак.2}}$. Связь между ними устанавливается выражением (3.3). Как видно из

рисунка 3.1, вакуумметрическое давление может изменяться в пределах 0...0,1 МПа. Абсолютному нулю соответствует давление $p_{вак}$ = 0,1 МПа.

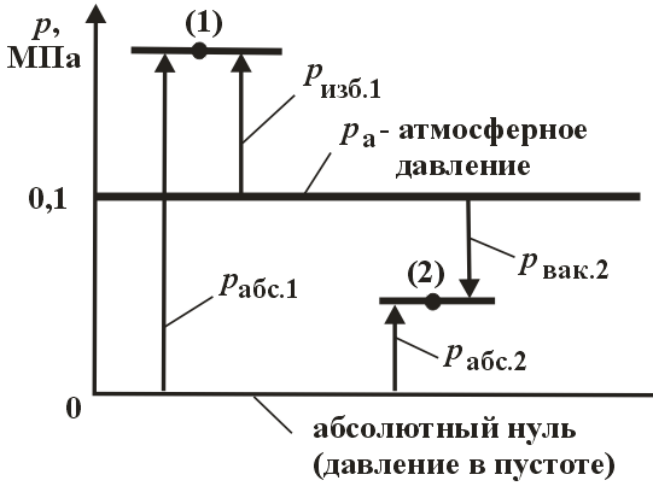


Рисунок 3.1 – Виды давлений

За единицу давления в международной системе единиц (СИ) принят паскаль – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м^2. Наряду с этой единицей давления применяют более крупные единицы: килопаскаль и мегапаскаль:

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа}.$$

В технике для измерения давления используют также внесистемные единицы – атмосферу техническую и бар:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98100 \text{ Па};$$
$$1 \text{ бар} = 10^5 \cdot \text{Па} = 1{,}02 \text{ ат}.$$

Давление также можно условно выражать высотой столба жидкости над рассматриваемой точкой. При этом высота столба жидкости определяется из выражения

$$h = \frac{p}{\gamma}, \qquad (3.4)$$

где γ – удельный вес жидкости.

Как следует из (3.4), одно и то же давление в зависимости от рода жидкости может быть создано столбом различной высоты. Так, например, давление, равное 1 ат, создается столбом воды высотой 10 м, ртути – 0,736 м, то есть:

$$1 \text{ ат} = 10 \text{ м вод. ст.} = 736 \text{ мм рт. ст.}$$

Существует также такое понятие, как атмосфера физическая:

$$1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па} = 10{,}33 \text{ м вод. ст} = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

Для измерения давления жидкостей и газов используют **пьезометры**, а

также жидкостные, механические и электрические **манометры** [1, 2]. В технике для измерения давления наибольшее применение находят механические и электрические манометры.

Механические манометры бывают двух типов – пружинные и мембранные. Принцип их действия основан на деформации полой пружины или мембраны под действием измеряемого давления. Через преобразующий механизм эта деформация передается стрелке, которая показывает величину измеряемого давления на циферблате.

В электрическом манометре деформация мембраны передается на потенциометр, что приводит к изменению его электрического сопротивления. Потенциометр включен в электрическую измерительную схему.

С помощью **манометров** измеряют **избыточное давление**.

Для измерения **вакуумметрического давления** используют **вакуумметры.**

Существуют также комбинированные приборы – **мановакуумметры**, которые позволяют измерять как **избыточное**, так и **вакуумметрическое давление.**

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры имеют одинаковый принцип действия. Ряд параметров и характеристик этих приборов регламентирован ГОСТ и другими нормативными документами [2].

Важнейшей характеристикой манометра является **класс точности** (указывается на циферблате). Манометры бывают следующих классов точности: 0,1; 0,15; 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5; 4.

Допустимая ошибка измерения давления манометром:

$$\Delta = \frac{К \cdot П}{100}, \qquad (3.5)$$

где К – класс точности манометра;

П – верхний предел измерения давления.

Для измерения давления с повышенной точностью используют **образцовые манометры.** Образцовые манометры имеют класс точности 0,1; 0,15; 0,25 или 0,4.

3.1.2 Расход. Второй важнейшей величиной гидравлики и пневматики является расход. Это количество жидкости (газа), проходящей через живое сечение потока в единицу времени.

Различают **объемный Q, м^3/с**; **весовой Q_G , Н/с** и **массовый Q_M , кг/с**, **расходы**.

Основной величиной в гидравлике является **объемный расход**. Для измерения объемного расхода часто используется внесистемная единица – литр в минуту.

Весовой и массовый расходы связаны с объемным следующими зависимостями:

$$Q_G = \gamma \cdot Q; \quad Q_M = \rho \cdot Q, \qquad (3.6)$$

где ρ – плотность жидкости (газа).

Измерение расхода может осуществляться различными способами [2, 3].

Наиболее простым способом измерения расхода является объемный с помощью мерного бака. Суть его заключается в том, что измеряется время t прохождения через систему определенного объема жидкости $W_ж$, которая поступает в мерный бак. Зная $W_ж$ и t, затем вычисляют объемный расход, который равен

$$Q = W_Ж / t. \qquad (3.7)$$

На практике наиболее широкое применение для измерения расхода находят **расходомеры**, которые бывают двух типов: **объемные** и **скоростные** [2]. 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. Ниже при выполнении работы используется скоростной крыльчатый расходомер.

3.1.3 Режимы течения 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.**

Ламинарным называется такой режим, при котором поток жидкости движется отдельными струйками или слоями, и траектории отдельных частиц жидкости между собой не пересекаются; линии тока совпадают с траекториями частиц.

Турбулентным называется такой режим, при котором течение является возмущенным, частицы жидкости перемешиваются, а траектории частиц представляют сложные линии, пересекающиеся между собой.

Наличие ламинарного или турбулентного режима зависит от скорости движения, вязкости жидкости и от геометрических размеров живого сечения потока.

При постепенном увеличении средней скорости движение сохраняется ламинарным лишь до определенной скорости, после достижения которой наступает турбулентный режим.

Переход от ламинарного режима к турбулентному происходит при так называемой верхней критической скорости $\upsilon_{кр.в.}$. Обратный переход от турбулентного режима к ламинарному происходит при нижней критической скорости $\upsilon_{кр.н.}$. Причем $\upsilon_{кр.н.} < \upsilon_{кр.в.}$. Однако в связи с тем, что движение между $\upsilon_{кр.н.}$ и $\upsilon_{кр.в.}$ неустойчивое, часто считают, что переход от ламинарного режима к турбулентному и от турбулентного режима к ламинарному происходит при одном и том же значении критической скорости $\upsilon_{кр} = \upsilon_{кр.н.}$.

Для определения режима движения жидкости используется безразмерный критерий, который называют **числом Рейнольдса** и обозначают символом *Re*.

Для напорного движения в круглых трубах

$$Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}, \qquad (3.8)$$

где υ – средняя скорость движения потока жидкости, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

Для потоков некруглого сечения в формулу (3.8) вместо d подставляют так называемый гидравлический диаметр D.

Смене режимов движения соответствует численное значение числа Рейнольдса, которое называют **критическим: $Re_{кр} = 2320$.**

При $Re < 2320$ режим движения ламинарный, а при $Re > 2320$ – турбулентный.

Интересуются режимом движения из энергетических соображений. На рисунке 3.2 показана зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение $h_т$ от числа Рейнольдса.

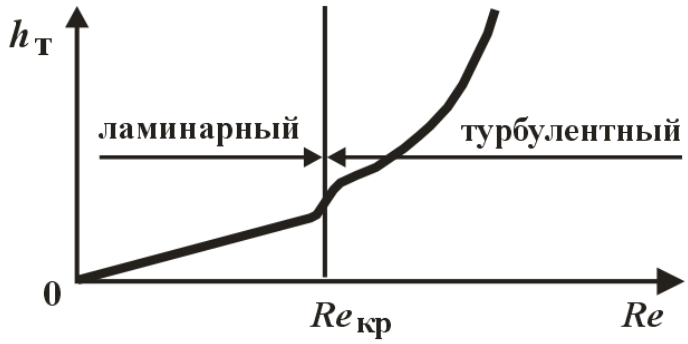


Рисунок 3.2 – Зависимость потерь напора (удельной энергии) на трение $h_т$ от числа Рейнольдса Re

Таким образом, как видно из рисунка 3.2, при ламинарном 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 определяется также на основе использования критерия (3.8).

3.2 Проведение испытаний

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является верхний стальной трубопровод на участке (см. рисунок 2.1). Внутренний диаметр трубопровода $d = 8$ мм.

До включения стенда необходимо:

– подключить исследуемый верхний трубопровод к напорной линии насоса (для этого следует повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик управления распределителя Р3);

– убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р1, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя Р2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 был установлен в положение «Выкл.»;

– убедиться, чтобы регулятор расхода РР был настроен на минимальный расход (указатель в положении «1»).

Затем следует:

– включить электрическое питание стенда («Сеть»);

– включить насос (кнопка “Пуск”);

– дать возможность поработать стенду в течение 3 – 5 минут.

Далее необходимо при различных расходах провести шесть опытов. Изменение расхода осуществляется с помощью регулятора расхода РР (маховик управления РР может поворачиваться на три оборота; если указатель установлен в положение «4» – это означает, что регулятор расхода настроен на максимальный расход).

В каждом опыте с помощью электронного секундомера необходимо регистрировать время t прохождения через трубопровод заданного объема рабочей жидкости $W_ж$ (можно принять, например, $W_ж = 5$ л $= 5 \cdot 10^{-3}$ м^3) и температуру масла T.

После проведения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, выключить электродвигатель и отключить питание стенда.

Результаты измерений занести в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты исследований

Номер опыта	1	2	3	4	5	6
Время t прохождения через расходомер объема $W_ж$, с						
Объем $W_ж$, м^3	$5 \cdot 10^{-3}$					
Температура рабочей жидкости T, ^{o}С						
Кинематическая вязкость ν, м^2/с						
Расход Q, м^3/с						
Средняя скорость υ, м/с						
Число Рейнольдса Re						
Режим течения						

3.3 Обработка результатов

Расход Q определяется по формуле (3.7).

Средняя скорость потока

$$\upsilon = Q / S_{тр} ,$$

где $S_{тр}$ – площадь сечения трубопровода, м^2.

Внутренний диаметр трубопровода $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м (8 мм).

Для определения ν необходимо иметь в лаборатории графическую зависимость кинематической вязкости от температуры для масла, которым заправлена гидростанция стенда

Число Рейнольдса определяется по формуле (3.8).

При определении режима течения следует исходить из того, что если определенное в опыте число Рейнольдса меньше критического значения $Re_{кр.}$, то режим течения ламинарный. Для труб круглого сечения $Re_{кр} = 2320$. При $Re > Re_{кр.}$ – режим течения турбулентный.

После заполнения таблицы 3.2 необходимо по формуле (3.5) определить допустимые ошибки измерения для всех типов манометров, установленных на стенде. Полученные результаты необходимо привести в отчете.

Контрольные вопросы

1 Основные величины гидравлики, аналогии между системами различной физической природы.

2 Давление: физическая сущность; абсолютное, избыточное, вакуумметрическое давление, способы, приборы и единицы измерения.

3 Расход: физическая сущность; объемный, весовой и массовый расходы, способы, приборы и единицы измерения.

4 Режимы течения жидкости и газов, необходимость и методика их определения.

5 Влияние режима течения на потери энергии на трение по длине трубопровода.

6 Определение мощности в гидравлических системах.

7 Оценка допустимой погрешности измерения давления манометром.

4 Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода. Изучение уравнения Бернулли

Цель 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.

4.1 Краткие теоретические сведения

Движение безнапорных и напорных потоков жидкости сопровождается затратами энергии.

Для характеристики энергетического состояния потока в гидравлике применяется специальный показатель, который называют **полным напором** и обозначают буквой *H* (измеряется в метрах).

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

Полный напор в *i*-м сечении равен

$$H_i = h_{\text{г}.i} + h_{\text{п}.i} + h_{c.i}\,. \tag{4.1}$$

где $h_{\text{г}.i}$ – геометрический напор в *i*-м сечении, м

$h_{\text{п}.i}$ – пьезометрический напор в *i*-м сечении, м

$h_{c.i}$ – скоростной напор в *i*-м сечении, м.

Входящие в H_i напоры равны:

$$h_{\text{г}.i} = z_i\,;$$

$$h_{\text{п}.i} = \frac{p_i}{\rho g};$$

$$h_{c.i} = \frac{\alpha_i \upsilon_i^2}{2g},$$

где z_i – вертикальная координата *i*-го сечения трубопровода, м;

p_i – давление в *i*-м сечении, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2;

υ_i – средняя скорость потока в *i*-м сечении, м/с;

α_i – коэффициент Кориолиса, определенный для *i*-го сечения.

Чаще всего выражение для полного напора (4.1) записывают в виде:

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\alpha \upsilon_i^2}{2g}\,. \tag{4.2}$$

Геометрический и пьезометрический напоры выражают удельную потенциальную энергию положения и давления жидкости соответственно. Скоростной напор представляет собой удельную кинетическую энергию потока.

При движении жидкости по трубопроводу происходит постоянное преобразование ее удельной энергии, постоянный переход одного вида удельной энергии в другой (рисунок 4.1). При изменении геодезической высоты потока геометрический напор $h_г$ обратимо переходит в пьезометрический $h_п$, при изменении живого сечения – пьезометрический напор ($h_п$) переходит в скоростной $h_с$ и наоборот, и лишь переход пьезометрического $h_п$ в потерянный напор $h_{пот}$ происходит необратимо.

$$\begin{array}{ccccc} h_г & \leftrightarrows & h_п & \leftrightarrows & h_с \\ & & \downarrow & & \\ & & h_{пот} & & \end{array}$$

Рисунок 4.1 – Схема преобразования напоров

Связь между значениями удельной энергии в двух сечениях трубопровода на установившихся режимах устанавливается **уравнением Бернулли**, которое выражает **закон сохранения энергии для гидравлических систем** и записывается в следующем виде [1–3]:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho \cdot g} + \alpha_i \cdot \frac{\upsilon_i^2}{2 \cdot g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho \cdot g} + \alpha_{i+1} \cdot \frac{\upsilon_{i+1}^2}{2 \cdot g} + h_{пот.i,i+1}. \qquad (4.3)$$

Потерянный напор $h_{пот.i,\ i+1}$, выражаемый, как и другие напоры, в метрах, расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений, расположенных между i-м и (i+1)-м сечениями трубопровода. Потери напора в гидравлических сопротивлениях на установившихся режимах бывают двух типов:

1) по длине трубопровода (линейные потери);
2) потери в местных сопротивлениях (местные потери).

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 ($z_i + p_i/(\rho \cdot g)$), называется **пьезометрической линией.** Наклон этой линии называется **пьезометрическим уклоном.**

Мощность и полный напор связаны следующим выражением:

$$N_i = H_i Q_{Gi} = H_i \gamma Q_i, \qquad (4.4)$$

где Q_{Gi} – весовой расход, Н/с;
γ – удельный вес жидкости, Н/м^3;
Q_i – объёмный расход, м^3/с.

Потери мощности $\Delta N_{i,\,i+1}$ между i-м и (i+1)-м сечениями трубопровода вычисляются из следующего выражения:

$$\Delta N_{i,\,i+1} = \gamma\, h_{\text{пот.}\,i,\,i+1}\, Q_i, \tag{4.5}$$

где Q_i – расход жидкости (объемный) на участке, заключенном между i-м и (i+1)-м сечениями ($Q_i = Q_{i+1}$).

Потерянный напор равен:

$$h_{\text{пот.}\,i,\,i+1} = H_i - H_{i+1}. \tag{4.6}$$

4.2 Проведение испытаний

Прежде, чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод **абс** (рисунок 2.1) постоянного диаметра (d = 8 мм), трубопровод содержит дроссель (диаметр $d_{\text{др}}$ = 3 мм). Схема данного трубопровода приведена на рисунке 4.2.

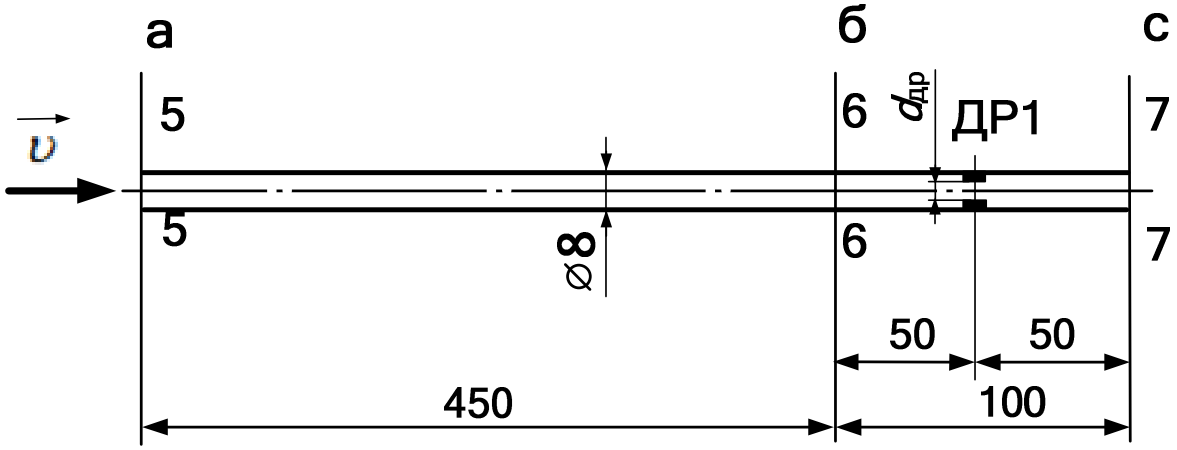


Рисунок 4.2 – Схема исследуемого трубопровода

Все размеры на схеме приведены в мм. Нумерация сечений трубопроводов соответствует номерам манометров на схеме гидравлической принципиальной (рисунок 2.1). Трубопровод расположен горизонтально, имеет постоянный диаметр и содержит одно местное сопротивление – гидродроссель ДР1.

До включения стенда необходимо:

– подключить исследуемый верхний трубопровод к напорной линии насоса (для этого следует повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик управления распределителя Р3);

– убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р1, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя Р2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 был установлен в положение «Выкл.»;

– убедиться, чтобы регулятор расхода РР был настроен на минимальный расход (указатель в положении «1»).

Затем следует:

– включить электрическое питание стенда («Сеть»);

– включить насос (кнопка “Пуск”);

– дать возможность поработать стенду в течение 3 – 5 минут.

Далее необходимо при различных расходах провести два опыта. Первый опыт провести при минимальном расходе (при этом показание манометра МН3 должно отличаться от нуля). Второй опыт провести при максимальном расходе (при этом маховик управления РР необходимо повернуть до ограничения по часовой стрелке в положение «4»).

В каждом опыте необходимо измерять:

– давления $p_5 - p_7$ по манометрам МН5–МН7;

– время t прохождения через расходомер объема жидкости $W_ж$, с. Объемом $W_ж$ необходимо задаться, приняв его, например, равным в обоих опытах $5 \cdot 10^{-3}$ м^3 (5 л);

– температуру рабочей жидкости T, ^{o}С (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты исследований

Номер опыта	i – номер сечения трубопровода	p_i – величина давления, МПа	$W_ж$ – объем жидкости, проходящей через расходомер,, м^3	t – время прохождения объема $W_ж$ через расходомер, с	T – температура жидкости, °С	Q – расход жидкости, м^3/с	v – средняя скорость, м/с	ν – кинематическая вязкость, м^2/с	Re – число Рейнольдса	α – коэффициент Кориолиса	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	5		$5 \cdot 10^{-3}$													
	6															
	7															
2	5		$5 \cdot 10^{-3}$													
	6															
	7															

4.3 Обработка результатов

Расход жидкости в трубопроводе равен:

$$Q = \frac{W_ж}{t}.$$

Средняя скорость потока:

$$\upsilon = \frac{Q}{S_{\text{тр}}},$$

где $S_{\text{тр}}$ – площадь сечения трубопровода, м^2 (d = 8 мм).

Кинематическая вязкость ν определяется с учетом температуры по графику $\nu = f(T)$ (должен быть в лаборатории для применяемого в гидростанции масла).

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}.$$

Коэффициент Кориолиса $\alpha = 2$ при $Re < 2320$ и $\alpha = 1$ при $Re > 2320$.

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} = const. Место расположения плоскости сравнения (а, следовательно, и величину z_{i}) необходимо согласовать с преподавателем. Если ось трубопровода совместить с плоскостью сравнения, то $z_{\text{i}} = 0$.

Полные напоры H_i и мощности потока N_i вычисляются по формулам (4.2) и (4.4).

Результаты вычислений занести в таблицу 4.1 и построить **для обоих опытов** напорную и пьезометрические линии трубопровода $H = f_1(l_{\text{тр}})$, $z + p/(\rho \cdot g) = f_2(l_{\text{тр}})$, а также зависимость $N_i = f_3(l_{\text{тр}})$.

При построении графиков необходимо учитывать, что начало трубопровода находится в сечении 5-5, а конец – в сечении 7-7 (размеры между сечениями приведены на рисунке 4.2).

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.

5 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

Цель работы:

– изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;

– экспериментальное определение коэффициентов местных сопротивлений: нерегулируемого дросселя ДР1, внезапного сужения ВС и внезапного расширения ВР.

5.1 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 превалируют потери напора, обусловленные вихреобразованием, а при ламинарном режиме – наоборот, существенно увеличиваются потери на трение.

Режимы течения жидкости в местных сопротивлениях крайне неустойчивы. В большинстве случаев даже при низких значениях числа Рейнольдса (*Re*) режим течения жидкости является турбулентным.

Потери напора в местных сопротивлениях в большинстве случаев могут быть вычислены по формуле Вейсбаха [3, 4]:

$$h_{\text{м}} = \zeta_{\text{м}} \frac{\upsilon^2}{2g}, \tag{5.1}$$

где $\zeta_{\text{м}}$ – коэффициент местного сопротивления (величина безразмерная);

υ – 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).

Следует иметь в виду, что определенные значения $\zeta_{\text{м}}$ для внезапного расширения или внезапного сужения всегда связаны с определенными диаметрами.

Ввиду большой сложности структуры потока в местных сопротивлениях значения $\zeta_м$ в большинстве случаев могут быть определены только опытным путем. Значение $\zeta_м$ 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 $\zeta_м$ зависит от числа *Re* лишь при ламинарном режиме движения. В турбулентных потоках при достаточно больших числах *Re* влияние последних на $\zeta_м$ незначительно, поэтому значения их считают зависящими только от вида и конструктивного исполнения местного сопротивления.

Экспериментальное определение $\zeta_м$ осуществляется на основе использования уравнения Вейсбаха (5.1).

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

В выполняемых ниже исследованиях имеют место оба указанных случая.

Рассмотрим методику экспериментального определения коэффициента местного сопротивления для наиболее сложного случая, когда диаметры трубопровода до и после местного сопротивления различны. Местное сопротивление обозначено буквой «М». Схема приведена на рисунке 5.1.

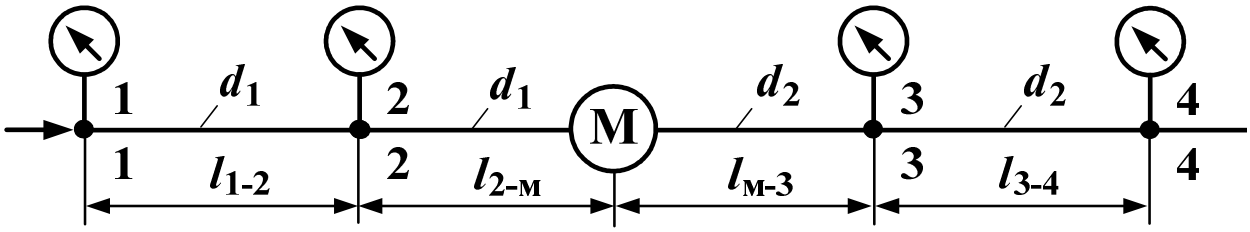


Рисунок 5.1 – Схема к определению $\zeta_м$

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, $l_{2-м} = (10...50)d_1$, а $l_{м-3} = (10...50)d_2$. Чем больше расстояние до местного сопротивления, тем выше точность эксперимента.

В результате выполнения экспериментов определяются полные напоры в сечениях, к которым подключены измерители. Следовательно, полные напо-

ры H_2 и H_3 в сечениях 2–2 и 3–3 (рисунок 5.1) будут определены экспериментально. В связи с тем, что напоры H_2 и H_3 определены не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него, потери напора

$$H_2 - H_3 = h_{\text{м}} + h_{\text{дл.2–м}} + h_{\text{дл.м–3}}, \tag{5.2}$$

где $h_{\text{м}}$ – потери в местном сопротивлении (точнее было бы сказать, что это потери, обусловленные наличием местного сопротивления, так как эти потери возникают не только в местном сопротивлении, а и на некотором удалении от него);

$h_{\text{дл. 2–м}}$ и $h_{\text{дл. м–3}}$ – потери на трение по длине трубопровода соответственно на участках между сечением 2–2 и местным сопротивлением М и между М и сечением 3–3 при течении стабилизированных потоков.

Для определения $h_{\text{дл. 2–м}}$ и $h_{\text{дл. м–3}}$ необходимо создать два контрольных участка, на которых затем следует определить гидравлические уклоны.

Контрольный участок – это участок трубопровода постоянного диаметра со стабилизированным потоком, не содержащий между начальным и конечным сечениями (к которым подключены измерители) местных сопротивлений. На рисунке 5.1 контрольные участки расположены между сечениями 1–1 и 2–2, а также 3–3 и 4–4.

Гидравлические уклоны

$$i_1 = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}; \tag{5.3}$$

$$i_2 = \frac{H_3 - H_4}{l_{3-4}}, \tag{5.4}$$

где H_1, H_2, H_3 и H_4 – полные напоры в начале и в конце контрольных участков, м;

l_{1-2} и l_{3-4} – длины контрольных участков, м.

Следовательно, гидравлический уклон i величина безразмерная, равная величине потерь полного напора на участке трубопровода длиной 1 м.

Тогда потери напора на трение по длине трубопровода между сечениями 2–2 и М, а также М и 3–3 при течении стабилизированных потоков

$$h_{\text{дл. 2–м}} = i_1 \cdot l_{2-\text{м}}; \tag{5.5}$$

$$h_{\text{дл. м–3}} = i_2 \cdot l_{\text{м}-3}, \tag{5.6}$$

где $l_{2-\text{м}}$ и $l_{\text{м}-3}$ – расстояния между сечениями 2–2 и М, М и 3–3.

Таким образом, для экспериментального определения коэффициента местного сопротивления **необходимо**:

1) из формулы Вейсбаха (5.1) выразить $\zeta_{\text{м}}$:

$$\zeta_{\text{м}} = \frac{2\,g\,h_{\text{м}}}{\upsilon^2}; \qquad (5.7)$$

2) экспериментально определить потери напора в местном сопротивлении $h_{\text{м}}$ и среднюю скорость течения жидкости υ, а затем вычислить $\zeta_{\text{м}}$.

Численное значение $h_{\text{м}}$ для случая, когда диаметры до местного сопротивления и после него различны, определяется в соответствии с изложенной выше методикой. В выполняемой работе ниже исследуются два такие местные сопротивления: внезапное сужение ВС и внезапное расширение ВР.

Для третьего местного сопротивления – нерегулируемого гидродросселя ДР1, исследуемого в работе, методика определения $h_{\text{м}}$ несколько проще. В связи с тем, что диаметры до и после ДР1 равны (т. е. $d_1 = d_2$), 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 гидродросселя ДР1. Поэтому схема, приведенная на рисунке 5.2, для случая, когда $d_1 = d_2 = d$, будет соответствовать рисунку 5.2.

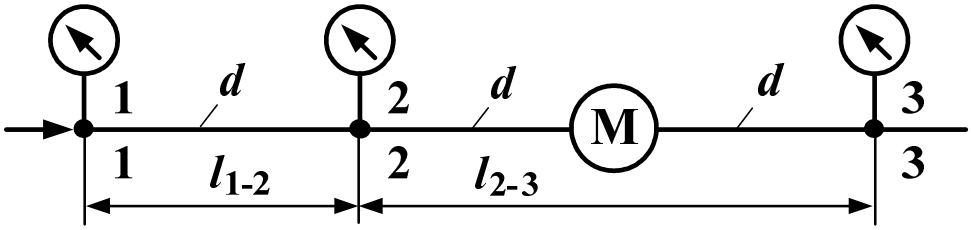


Рисунок 5.2 – Схема к определению $\zeta_{\text{м}}$ при $d_1 = d_2 = d$

Для рассматриваемого случая

$$H_2 - H_3 = h_{\text{м}} + i \cdot l_{2-3}, \qquad (5.8)$$

откуда

$$h_{\text{м}} = H_2 - H_3 - i \cdot l_{2-3}. \qquad (5.9)$$

Величина гидравлического уклона

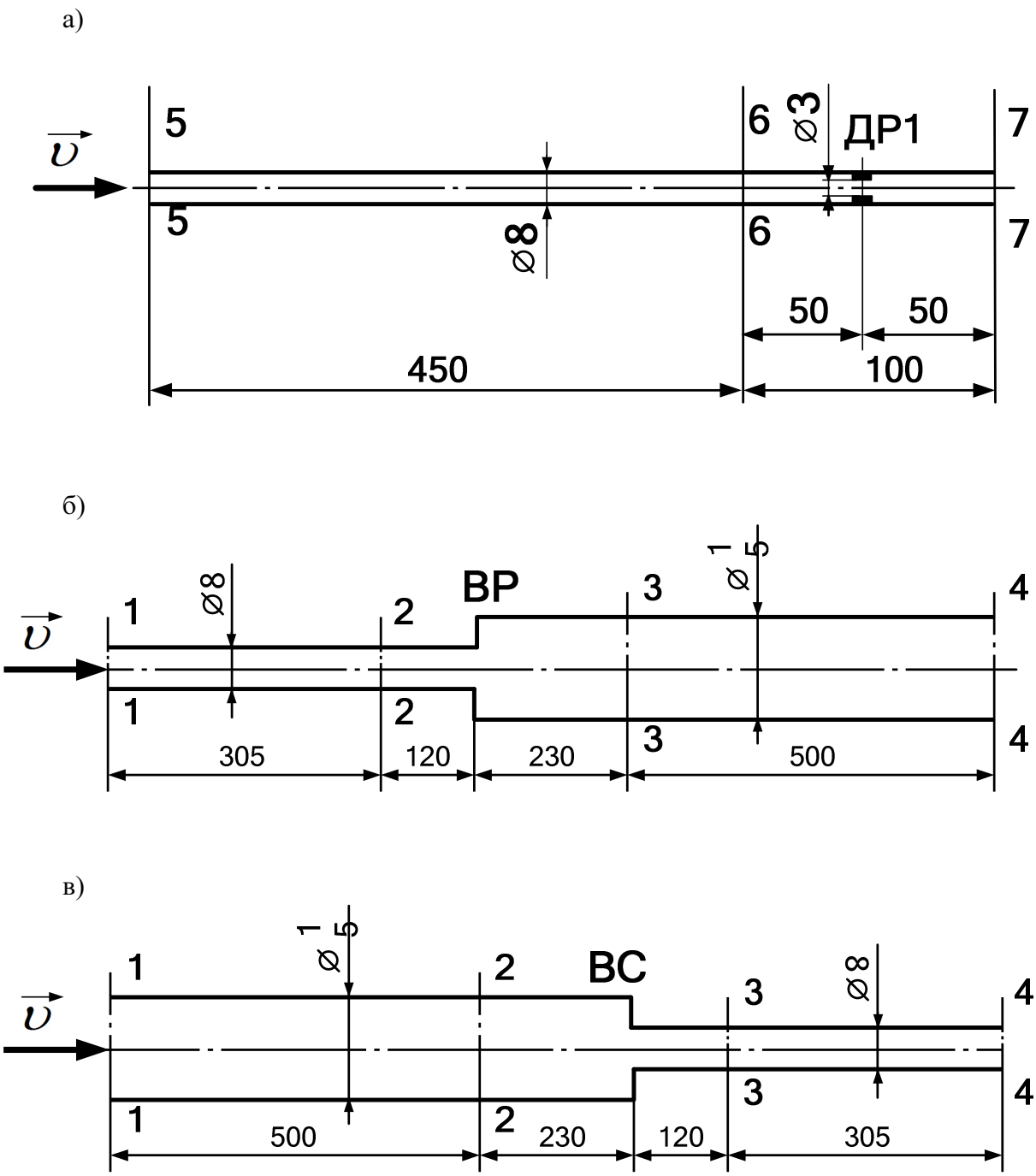
$$i = \frac{H_1 - H_2}{l_{1-2}}. \qquad (5.10)$$

5.2 Проведение испытаний

Прежде, чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

<u>Объектами испытаний</u> в данной работе являются три участка стальных трубопроводов (см. рисунок 2.1), каждый из которых содержит одно местное сопротивление.

Схемы объектов исследований приведены на рисунке 5.3.



а – верхний участок трубопровода (содержит гидродроссель ДР1);
б – средний участок трубопровода (содержит внезапное расширение ВР);
в – нижний участок трубопровода (содержит внезапное сужение ВС)

Рисунок 5.3 – Схемы объектов исследований

Внутренние диаметры и длины участков трубопроводов на рисунке 5.3 указаны в мм. Номера сечений, в которых измеряются давления, для верхнего трубопровода (содержит ДР1) соответствуют номерам манометров (см. рисунок 2.1).

5.2.1 Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления гидродросселя $\zeta_{др}$

– повернуть до ограничения маховик распределителя Р3 против часовой стрелки;

– убедиться, что маховики распределителей Р1, Р4 и Р5 повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 находится в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 находится в положении «Выкл.»;

– повернуть маховик управления регулятора расхода РР до ограничения по часовой стрелке (указатель в положение «4»);

– включить питание стенда («СЕТЬ») и насосную установку («Пуск»). Дать возможность насосной установке поработать в течение 3…5 минут;

– затем необходимо снять показания с трех манометров (МН5, МН6 и МН7), измерить время t прохождения через расходомер объема масла $W_ж$ (принять $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3 (5 дм^3)), а также температуру масла T.

Результаты измерений занести в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – Результаты исследований по определению $\zeta_{др}$ гидродросселя

Измеряемые параметры		Обозначение	Размер-ность	Численное значение
Давления:	сеч. 5–5	p_5	МПа	
	сеч. 6–6	p_6	МПа	
	сеч. 7–7	p_7	МПа	
Время прохождения через расходомер объема $W_ж$ ($5 \cdot 10^{-3}$ м^3)		t	с	
Температура масла		T	ºС	
Вычисляемые параметры				
Расход		Q	м^3/с	
Средняя скорость:	сеч. 5–5	υ_5	м/с	
	сеч. 6–6	υ_6	м/с	
	сеч. 7–7	υ_7	м/с	
Число Рейнольдса		Re	–	
Коэффициент Кориолиса		α	–	
Скоростные напоры:	сеч. 5–5	$\alpha\upsilon_5^2/(2g)$	м	
	сеч. 6–6	$\alpha\upsilon_6^2/(2g)$	м	
	сеч. 7–7	$\alpha\upsilon_7^2/(2g)$	м	
Пьезометрические напоры:	сеч. 5–5	$p_5/(\rho g)$	м	
	сеч. 6–6	$p_6/(\rho g)$	м	
	сеч. 7–7	$p_7/(\rho g)$	м	
Полные напоры:	сеч. 5–5	H_5	м	
	сеч. 6–6	H_6	м	
	сеч. 7–7	H_7	м	
Гидравлический уклон		i	–	
Потери напора в местном сопротивлении (дросселе)		$h_м$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{др}$	–	

5.2.2 Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления внезапного расширения $\zeta_{вр}$

– при неработающей насосной установке повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р5 (маховики распределителей Р1, Р3 и Р4 должны быть повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 должна находиться в среднем положении, тумблер Р6 – в положении «Выкл.»);

– регулятор расхода должен быть настроен на максимальный расход (указатель в положении «4»);

– включить насосную установку («Пуск») и дать возможность поработать в течение 3…5 минут;

– затем следует измерить давления в четырех сечениях трубопровода (1-4). Для этого маховик переключателя манометра ПМ1 необходимо устанавливать в позицию, соответствующую номеру сечения (показания снимать с цифрового индикатора Д1);

– измерить время t прохождения через расходомер объема масла $W_ж$ (принять $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3 (5 дм^3)), а также температуру масла T.

Результаты измерений занести в таблицу 5.2.

5.2.3 Проведение испытаний по определению коэффициента местного сопротивления внезапного сужения $\zeta_{вс}$

– при неработающей насосной установке повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р4 (маховики распределителей Р1, Р3 и Р5 должны быть повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 должна находиться в среднем положении, тумблер Р6 – в положении «Выкл.»;

– регулятор расхода РР должен быть настроен на максимальный расход (указатель в положении «4»);

– затем необходимо включить насосную установку («Пуск») и дать возможность поработать в течение 3…5 минут;

– затем следует измерить давления в четырех сечениях трубопровода (1-4). Для этого маховик переключателя манометра ПМ2 необходимо устанавливать в позицию, соответствующую номеру сечения (показания снимать с цифрового индикатора Д2);

– измерить время t прохождения через расходомер объема масла $W_ж$ (принять $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3 (5 дм^3)), а также температуру масла T.

Результаты измерений занести в таблицу 5.3.

Таблица 5.2 – Результаты исследований по определению $\zeta_{вр}$ внезапного расширения

Измеряемые параметры		Обозначение	Размер-ность	Численное значение
Давления:	сеч. 1–1	p_1	кПа	
	сеч. 2–2	p_2	кПа	
	сеч. 3–3	p_3	кПа	
	сеч. 4–4	p_4	кПа	
Время прохождения через расходомер объема $W_ж$ ($5 \cdot 10^{-3}$ м^3)		t	с	
Температура масла		T	ºС	
Вычисляемые параметры				
Расход		Q	м^3/с	
Средняя скорость:	сеч. 1–1	υ_1	м/с	
	сеч. 2–2	υ_2	м/с	
	сеч. 3–3	υ_3	м/с	
	сеч. 4–4	υ_4	м/с	
Число Рейнольдса	сеч. 1–1	Re_1	–	
	сеч. 2–2	Re_2	–	
	сеч. 3–3	Re_3	–	
	сеч. 4–4	Re_4	–	
Коэффициент Кориолиса	сеч. 1–1	α_1	–	
	сеч. 2–2	α_2	–	
	сеч. 3–3	α_3	–	
	сеч. 4–4	α_4	–	
Скоростные напоры:	сеч. 1–1	$\alpha_1 \upsilon_1^2 / (2g)$	м	
	сеч. 2–2	$\alpha_2 \upsilon_2^2 / (2g)$	м	
	сеч. 3–3	$\alpha_3 \upsilon_3^2 / (2g)$	м	
	сеч. 4–4	$\alpha_4 \upsilon_4^2 / (2g)$	м	
Пьезометрические напоры:	сеч. 1–1	$p_1 / (\rho g)$	м	
	сеч. 2–2	$p_2 / (\rho g)$	м	
	сеч. 3–3	$p_3 / (\rho g)$	м	
	сеч. 4–4	$p_4 / (\rho g)$	м	
Полные напоры:	сеч. 1–1	H_1	м	
	сеч. 2–2	H_2	м	
	сеч. 3–3	H_3	м	
	сеч. 4–4	H_4	м	
Гидравлические уклоны		i_1	–	
		i_2	–	
Потери напора в местном сопротивлении (ВР)		$h_м$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{вр}$	–	

Таблица 5.3 – Результаты исследований по определению $\zeta_{вс}$ внезапного сужения

Измеряемые параметры		Обозначение	Размерность	Численное значение
Давления:	сеч. 1–1	p_1	кПа	
	сеч. 2–2	p_2	кПа	
	сеч. 3–3	p_3	кПа	
	сеч. 4–4	p_4	кПа	
Время прохождения через расходомер объема $W_ж$ ($5 \cdot 10^{-3}$ м^3)		t	с	
Температура масла		T	°С	
Вычисляемые параметры				
Расход		Q	м^3/с	
Средняя скорость:	сеч. 1–1	υ_1	м/с	
	сеч. 2–2	υ_2	м/с	
	сеч. 3–3	υ_3	м/с	
	сеч. 4–4	υ_4	м/с	
Число Рейнольдса	сеч. 1–1	Re_1	–	
	сеч. 2–2	Re_2	–	
	сеч. 3–3	Re_3	–	
	сеч. 4–4	Re_4	–	
Коэффициент Кориолиса	сеч. 1–1	α_1	–	
	сеч. 2–2	α_2	–	
	сеч. 3–3	α_3	–	
	сеч. 4–4	α_4	–	
Скоростные напоры:	сеч. 1–1	$\alpha_1 \upsilon_1^2/(2g)$	м	
	сеч. 2–2	$\alpha_2 \upsilon_2^2/(2g)$	м	
	сеч. 3–3	$\alpha_3 \upsilon_3^2/(2g)$	м	
	сеч. 4–4	$\alpha_4 \upsilon_4^2/(2g)$	м	
Пьезометрические напоры:	сеч. 1–1	$p_1/(\rho g)$	м	
	сеч. 2–2	$p_2/(\rho g)$	м	
	сеч. 3–3	$p_3/(\rho g)$	м	
	сеч. 4–4	$p_4/(\rho g)$	м	
Полные напоры:	сеч. 1–1	H_1	м	
	сеч. 2–2	H_2	м	
	сеч. 3–3	H_3	м	
	сеч. 4–4	H_4	м	
Гидравлические уклоны		i_1	–	
		i_2	–	
Потери напора в местном сопротивлении (ВС)		$h_м$	м	
Коэффициент местного сопротивления		$\zeta_{вс}$	–	

5.3 Обработка результатов

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

Расход масла, проходящего через исследуемый трубопровод,

$$Q = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$\upsilon = \frac{Q}{S_i},$$

где S_i – площадь i-го сечения трубопровода.

При исследованиях верхнего трубопровода, содержащего гидродроссель ДР1, следует иметь в виду, что диаметры во всех сечениях одинаковы, а это значит, что будут одинаковыми и средние скорости ($\upsilon_5 = \upsilon_6 = \upsilon_7$), и числа Рейнольдса Re, и коэффициенты Кориолиса α, и скоростные напоры.

Число Рейнольдса в i-м сечении:

$$Re_i = \frac{\upsilon_i \cdot d_i}{\nu},$$

где d_i – диаметр i-го сечения;

ν – кинематическая вязкость масла при температуре T (для определения ν в лаборатории необходимо иметь графическую зависимость $\nu = f(T)$ для масла, которым заправлена гидростанция).

Коэффициент Кориолиса $\alpha = f(Re)$: при $Re > 2320$ $\alpha = 1$, а при $Re < 2320$ $\alpha = 2$.

При исследованиях трубопроводов, 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.

Полный напор в i-м сечении H_i в общем случае равен сумме трех напоров (геометрического, пьезометрического и скоростного). Во всех рассматриваемых случаях геометрические напоры приняты равными нулю, поскольку трубопроводы расположены горизонтально, и считается, что оси трубопроводов расположены в плоскостях сравнения.

Гидравлические уклоны, потери напора в местных сопротивлениях и коэффициенты местных сопротивлений необходимо вычислять по формулам (5.1) – (5.10).

После определения $\zeta_{др}$, $\zeta_{вр}$ и $\zeta_{вс}$ полученные численные значения этих коэффициентов необходимо сравнить со справочными значениями (см., например, [4]). Значение $\zeta_{др}$ можно определить, например, по формуле (7.1).

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 $\zeta_м$?

4 С какой целью определяются гидравлические уклоны?

5 Какие факторы влияют на величину $\zeta_м$ при ламинарном и турбулентном режимах течения?

6 Назвать справочные значения $\zeta_м$ для исследуемых местных сопротивлений.

6 Лабораторная работа № 4. Определение коэффициента гидравлического трения

Цель работы:

– изучение способов определения коэффициента гидравлического трения;

– определение коэффициента гидравлического трения стального трубопровода;

– построение графических зависимостей коэффициента гидравлического трения от числа Рейнольдса.

6.1 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:

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\upsilon^2}{2g}, \qquad (6.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

l, d – длина и диаметр участка трубы, на котором определяются потери напора $h_{\text{дл}}$;

υ – средняя скорость течения жидкости.

Для определения $h_{\text{дл}}$ в трубах произвольного поперечного сечения в формулу (6.1) вместо d подставляют гидравлический диаметр D.

Исследованиями установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок $\Delta_э/d$, где $\Delta_э$ – абсолютная величина так называемой эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости (физический смысл $\Delta_э$ см. в [2, 3]). Определение λ 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.

Толщина приграничного ламинарного слоя $\delta_{\text{пл}} = 30d/\left(Re\sqrt{\lambda}\right)$.

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

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

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 λ. Рассмотрим их.

Первый способ. В соответствии с этим способом λ определяется экспериментальным путем. Обозначим определяемый таким образом коэффициент гидравлического трения $\lambda_э$. Из уравнения (6.1)

$$\lambda_э = \frac{2 \cdot h_{дл} \cdot d \cdot g}{l \cdot \upsilon^2}, \qquad (6.2)$$

где $h_{дл}$ и υ определяются на основе экспериментальных данных. Для горизонтального трубопровода постоянного сечения

$$h_{дл} = h_{пн} - h_{пк}, \qquad (6.3)$$

где $h_{пн}$, $h_{пк}$ – 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 λ. Для выбора зоны, а следовательно, и формулы для вычисления λ необходимо знать значения *Re, d,* $\Delta_э$. Определяемый ниже коэффициент гидравлического трения в соответствии со вторым способом обозначен $\lambda_р$.

Зоны, их границы и формулы, используемые для вычисления λ, следующие [4].

Зона 1 – вязкого сопротивления; движение ламинарное; $Re < 2320$.

$$\lambda = 64/Re. \qquad (6.4)$$

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

$$\lambda = 2{,}7/Re^{0{,}53}. \qquad (6.5)$$

Зона 3 – гидравлически гладких труб; $4000 < Re < 20 \cdot \frac{d}{\Delta_э}$.

Для вычисления λ в этой зоне пользуются формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}, \qquad (6.6)$$

или формулой Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}8 \cdot \lg Re - 1{,}5)^2}. \qquad (6.7)$$

Зона 4 – доквадратичного сопротивления, переходная от зоны гидравлически гладких труб к зоне квадратичного сопротивления; $20\frac{d}{\Delta_э} < Re < 500\frac{d}{\Delta_э}$. Расчет λ в этой зоне выполняют по формуле Альтшуля:

$$\lambda \approx 0{,}11\left(\frac{\Delta_э}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}. \qquad (6.8)$$

Зона 5 – квадратичного сопротивления (автомодельности); $Re > 500\frac{d}{\Delta_э}$. Для расчета λ в этой зоне широко применяется формула Шифринсона:

$$\lambda = 011\left(\frac{\Delta_э}{d}\right)^{0{,}25}. \qquad (6.9)$$

Таким образом, в первых трех зонах λ зависит только от числа Рейнольдса, т. е. $\lambda = f(Re)$, в четвертой зоне λ зависит от числа Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е. $\lambda = f(Re,\ \Delta_э/d)$, а в пятой зоне λ зависит только от относительной шероховатости стенки трубопровода, т. е. $\lambda = f(\Delta_э/d)$.

Следует отметить, что пять зон гидравлического сопротивления – это максимальные числа упомянутых и приводимых в учебной и научной литературе зон. Чаще всего, при решении прикладных инженерных задач выделяется меньшее число зон (две или три). Так, например, при решении задач в области машиностроительной гидравлики часто выделяют две зоны. Первая соответствует ламинарному режиму течения (Re < 2320), для которого λ вычисляют по формуле (6.4), а вторая – турбулентному режиму течения (Re > 2320), для которого значения λ определяют по формуле Блазиуса (6.6). Движение маловязких сред, например, таких, как вода, происходит чаще всего в 3-ей, 4-ой и 5-ой зонах.

Следует отметить, что, кроме рассмотренных выше, существуют и другие способы определения λ, например, графические.

6.2 Проведение испытаний

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является участок, расположенный между сечениями 5-5 и 6-6 верхнего стального трубопровода (см. рисунок 2.1). Схема данного участка трубопровода представлена на рисунке 6.1.

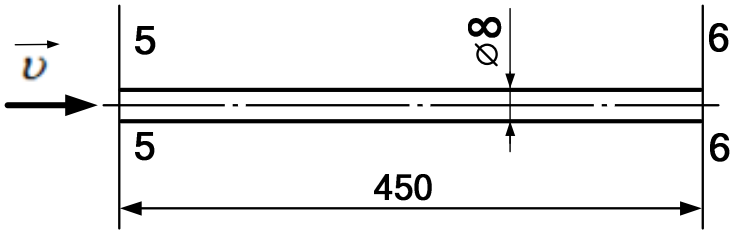


Рисунок 6.1 – Схема исследуемого трубопровода

Размеры на схеме указаны в мм. Внутренний диаметр трубопровода 8 мм.

До включения стенда необходимо:

– повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р3;

– убедиться, что маховики гидрораспределителей Р1, Р4 и Р5 повернуты до ограничения по часовой стрелке, рукоятка распределителя Р2 находится в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 установлен в положение «Выкл.»;

– повернуть маховик управления регулятора расхода РР до ограничения против часовой стрелки (указатель в положении «1»);

– включить электрическое питание стенда («Сеть») и насосную установку (кнопка «Пуск»). Дать возможность насосной установке поработать в течение 3 – 5 минут.

Затем при различных расходах провести 6 опытов. Расход изменять с помощью регулятора расхода РР.

В каждом опыте необходимо измерять:

– давления p_5 (манометр МН5) и p_6 (манометр МН6);

– время t прохождения через расходомер объема жидкости $W_ж$, с (принять $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3 (5 л));

– температуру масла T, ^{o}С.

Результаты измерений занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты исследований

Номер опыта	Показания манометров, МПа		$h_{дл}$ – потери напора, м	$W_ж$ – объем жидкости, проходящей через расходомер, м^3	t – время прохождения объема $W_ж$, с	T – температура рабочей жидкости, °С	Q – расход, м^3/с	υ – средняя скорость, м/с	ν – кинематическая вязкость, м^2/с	Re – число Рейнольдса	Коэффициент гидравлического трения	
	p_5	p_6									$\lambda_Э$	$\lambda_Р$
1				$5 \cdot 10^{-3}$								
2												
3												
4												
5												

6.3 Обработка результатов

Потери напора на участке между сечениями 5-5 и 6-6 трубопровода (потери по длине)

$$h_{\text{дл}} = \frac{p_5 - p_6}{\rho g}.$$

где ρ – плотность масла, кг/м^3.

Давления p_5 и p_6 необходимо подставлять в формулу в Па.

Расход жидкости в трубопроводе

$$Q = \frac{W_{\text{ж}}}{t}.$$

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$\upsilon = \frac{Q}{S_{\text{тр}}},$$

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

Кинематическую вязкость ν можно определить, например, по графику $\nu = f(T)$ для масла, которым заправлена гидростанция стенда.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\upsilon \cdot d}{\nu}.$$

Коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{э}}$, определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле (6.2).

Для определения коэффициента гидравлического трения расчетным путем (обозначен $\lambda_{\text{р}}$) необходимо для каждого опыта установить, в какой зоне гидравлического сопротивления происходит течение жидкости.

Для определения зоны гидравлического сопротивления необходимо использовать численное значение *Re* (из таблицы 6.1).

Численное значение $\Delta_{\text{э}}$ можно принять из работы [4], учитывая, что исследуется стальной новый трубопровод.

После установления зоны, в которой происходит течение жидкости, нужно воспользоваться формулой, рекомендуемой для вычисления λ в этой зоне. Так, например, если течение происходит в первой зоне ($Re < 2320$), то нужно воспользоваться формулой (6.4), то есть $\lambda = 64/Re$.

После выполнения всех расчетов **необходимо построить графические зависимости** $\lambda_{\text{э}} = f_1(Re)$ и $\lambda_{\text{р}} = f_2(Re)$ (лучше это сделать на одном рисунке) и проанализировать полученные результаты.

Контрольные вопросы

1 Устройство лабораторного стенда.

2 Как определять потери на трение по длине трубопровода?

3 Методика экспериментального определения коэффициента гидравлического трения.

4 Методика расчетного определения коэффициента гидравлического трения.

5 Какие факторы влияют на величину потерь на трение по длине трубопровода?

6 Что такое гидравлически гладкие и гидравлически шероховатые трубы?

7 Пояснить физический смысл эквивалентной шероховатости труб $\Delta_э$.

7 Лабораторная работа № 5. Исследование нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель

Цель работы:

– расчетные и экспериментальные исследования нестационарных процессов истечения жидкости через гидродроссель;

– анализ результатов исследований.

7.1 Краткие теоретические сведения

В учебной литературе по гидравлике рассматриваются два случая истечения жидкости через малое отверстие в тонкой стенке: первый – при постоянном, а второй – при переменном напорах [2]. В обоих случаях истечение происходит из резервуара в окружающую среду (или в среду с противодавлением). В первом случае истечения напор перед отверстием считают постоянной, а во втором случае – переменной величиной. Следует отметить, что рассматриваемые случаи истечения на практике в области машиностроения встречаются не часто.

Чаще всего в машиностроительной гидравлике встречаются случаи истечения жидкости через гидродроссель. Последний представляет собой разновидность малого отверстия в тонкой стенке. **Гидродроссель** – это особое местное сопротивление, обладающее чрезвычайно высокими диссипативными свойствами. Устанавливаются гидродроссели во многие гидравлические системы (включая и системы автоматического управления) с целью достижения требуемых инерционных свойств и обеспечения желаемых характеристик функционирования систем. Конструкции гидродросселей, а также требования, которые к ним предъявляются, подробно рассмотрены в [2, 4]. Отметим только, что гидродроссели бывают регулируемые и нерегулируемые. Конструктивно нерегулируемые гидродроссели часто выполняют в виде пробки с наружной резьбой, в которой изготавливается осевое отверстие малого диаметра $d_{\text{др}}$ ($d_{\text{др}}$ – диаметр дросселя). Толщина стенки l, в которой изготавливают отверстие, должна быть связана с диаметром дросселя следующим образом: $\boldsymbol{l \le (1{,}5\ldots2{,}0)\, d_{\text{др}}}$.

Коэффициент местного сопротивления гидродросселя можно определить из следующего выражения:

$$\zeta = \frac{d_k^4}{\mu^2 d_{\text{др}}^4}, \tag{7.1}$$

где d_k – диаметр канала, в котором установлен дроссель;

μ – коэффициент расхода дросселя, для отверстия круглой формы $\mu = 0{,}62\ldots0{,}65$.

Чаще всего встречаются два случая истечения через гидродроссель. В первом случае жидкость от источника энергии через дроссель поступает в торцевую полость подпружиненного золотника или поршня, то есть рассмат-

ривается процесс заполнения рабочей полости, в которой перемещается подпружиненный поршень или золотник. Во втором случае рассматривается процесс опорожнения полости через гидродроссель. При этом линия с установленным в нее дросселем подключается к сливу.

Рассматриваемые процессы относятся к нестационарным, так как и при заполнении и при опорожнении полости через гидродроссель изменяются во времени фазовые переменные – давления и расходы (скорости).

На рисунке 7.1 приведена расчетная схема процессов заполнения и опорожнения через гидродроссель ДР рабочей полости Б пружинного гидроаккумулятора.

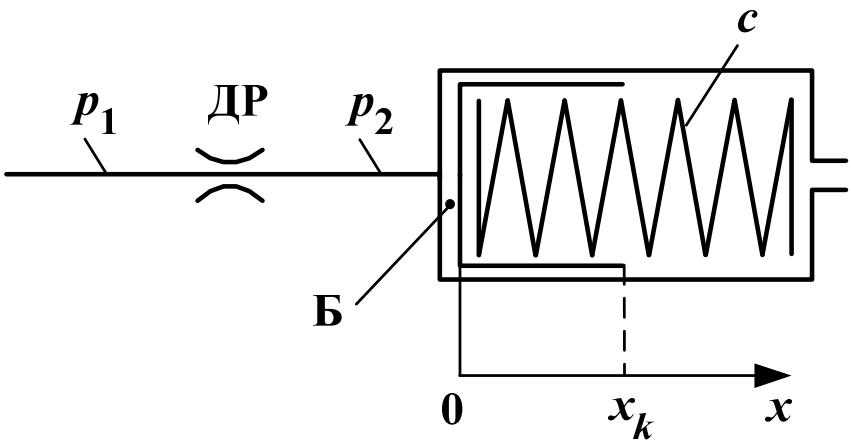


Рисунок 7.1 – Расчетная схема

При рассмотрении указанных процессов решается задача определения времени заполнения $t_{зап}$ и времени опорожнения $t_{оп}$ полости Б пружинного аккумулятора.

На схеме (см. рисунок 7.1) приняты следующие обозначения: p_1 и p_2 – давления; c – жесткость пружины; x – координата поршня ($x = x_k$ соответствует полному заполнению полости Б).

При математическом описании процессов заполнения и опорожнения полости Б принимались следующие допущения: силы трения и инерции, действующие на жидкость и поршень, равны нулю; потери энергии при течении жидкости учитываются только на гидродросселе ДР.

Для процессов заполнения и опорожнения при принятых допущениях были составлены две системы дифференциальных уравнений, в результате решения которых получены следующие выражения:

– процесс заполнения полости Б ($p_1 = \text{const}$)

$$t_{зап} = \frac{2S_п^2}{c\,\mu\,S_{др}^2\sqrt{\frac{2}{\rho}}}\left(\sqrt{p_1 - \frac{F_о}{S_п}} - \sqrt{p_1 - \frac{F_о + c\,x_k}{S_п}}\right); \qquad (7.1)$$

– процесс опорожнения полости Б ($p_1 = 0$)

$$t_{\text{оп}} = \frac{2S_{\text{п}}^2}{c\,\mu\,S_{\text{др}}^2\sqrt{\frac{2}{\rho}}}\left(\sqrt{\frac{F_{\text{о}} + c\,x_k}{S_{\text{п}}}} - \sqrt{\frac{F_{\text{о}}}{S_{\text{п}}}}\right), \qquad (7.2)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, $S_{\text{п}} = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}$ ($D_{\text{п}}$ – диаметр поршня);

$S_{\text{др}}$ – площадь проходного сечения дросселя;

ρ – плотность рабочей жидкости;

$F_{\text{о}}$ – усилие преднатяга пружины (при $x = 0$);

x_k – ход поршня.

Расшифровки остальных обозначений величин, входящих в выражения (7.1) и (7.2), были приведены выше.

7.2 Проведение испытаний

Прежде, чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является подсистема стенда, представленная на рисунке 7.2.

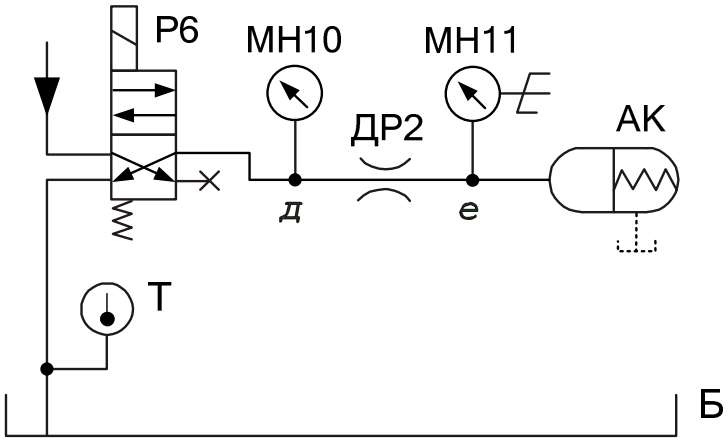
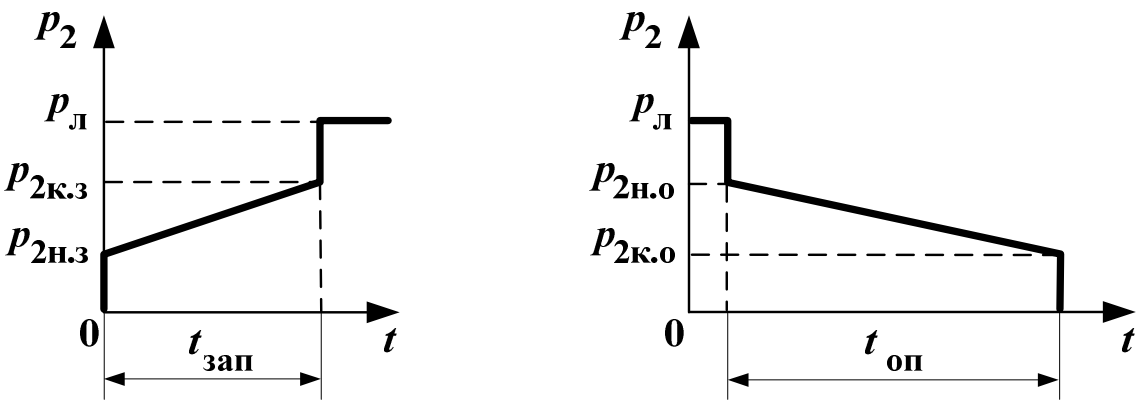


Рисунок 7.2 – Схема объекта испытаний

Гидродроссель ДР2 установлен на участке **де.** Для измерения давления в сечении **е** используется электроконтактный манометр МН11, используемый также и для управления электронным секундомером. Для подключения аккумулятора к напорной линии насоса (процесс заполнения) или к сливу жидкости в гидробак Б (процесс опорожнения) служит двухпозиционный гидрораспределитель Р6. Устройство пружинного аккумулятора практически полностью соответствует схеме, представленной на рисунке 7.1.

На рисунке 7.3 приведены графики изменения давления p_2 в полости аккумулятора

а) б)



а – процесс заполнения; б – процесс опорожнения

Рисунок 7.3 – Характеристики процессов функционирования пружинного гидроаккумулятора

Процесс заполнения полости аккумулятора (см. рисунок 7.3, а) начинается при $t = 0$ и достижении давлением величины $p_{2н.з}$ ($p_{2н.з} = F_0 / S_п$). При $p_2 < p_{2н.з.}$ включается электронный секундомер. Затем начинается процесс заполнения рабочей полости аккумулятора. При $p_2 = p_{2к.з.}$ ($p_{2к.з.} = (F_0 + c\, x_к) / S_п$) поршень касается ограничения хода ($x = x_к$) и давление практически мгновенно возрастает до линейного давления в системе $p_л$. При $p_2 > p_{2к.з.}$ выключается электронный секундомер. На цифровом табло секундомера отображается величина $t_{зап}$.

Процесс опорожнения полости аккумулятора (см. рисунок 7.3, б) начинается после выключения распределителя Р6. При этом давление p_2 резко понижается с $p_л$ до $p_{2н.о.}$ ($p_{2н.о.} = (F_0 + c\, x_к) / S_п$). Когда $p_л > p_2 > p_{2н.о.}$, включается электронный секундомер. Процесс опорожнения происходит под действием усилия пружины, действующего на поршень аккумулятора. При достижении давлением значения $p_{2к.о.}$ ($p_{2к.о} = F_0 / S_п$) поршень касается ограничения хода ($x = 0$) и давление p_2 резко падает. При $p_2 < p_{2к.о}$ отключается электронный секундомер и на табло отображается время опорожнения полости аккумулятора $t_{оп}$.

Перед включением установки необходимо:

– убедиться, чтобы гидрораспределители Р1, Р3, Р4 и Р5 были закрыты (маховики ввернуты до ограничения по часовой стрелке), а рукоятка распределителя Р2 была установлена в нейтральное положение;

– тумблер установки режима работы электронного секундомера установить в положение «Авт.».

Затем следует:

– включить электрическое питание стенда («Сеть»);

– включить насос (кнопка «Пуск»);

– включить тумблер управления секундомером в положение «Счет»;

– дать возможность поработать стенду в течение 3 – 5 минут;

– включить тумблер управления Р6 в положение «Вкл.».

После этого начнется процесс заполнения пружинной полости аккумулятора. Давление p_1 регистрировать до начала процесса заполнения по манометру МН10.

После того, как закончился процесс заполнения полости аккумулятора и зафиксировано время $t_{зап}$, необходимо сбросить (обнулить) показания табло секундомера и перейти к определению времени опорожнения полости аккумулятора. Для этого необходимо тумблер управления гидрораспределителем Р6 установить в положение «Выкл». При этом рабочая полость аккумулятора через дроссель ДР2 будет подключена к сливу. Результаты исследования процессов заполнения и опорожнения необходимо записывать в таблицы 7.1 и 7.2 соответственно.

Таблица 7.1 – Результаты исследований процесса заполнения полости аккумулятора

Номер опыта	Давление на входе p_1, МПа	Время заполнения полости $t_{зап}$, с	Среднее значение времени $t_{зап\ ср}$, с	Расчетное значение $t_{зап\ р}$, с
1				
2				
3				
4				
5				

Таблица 7.2 – Результаты исследований процесса опорожнения полости аккумулятора

Номер опыта	Время опорожнения полости $t_{оп}$, с	Среднее значение времени $t_{оп\ ср}$, с	Расчетное значение $t_{оп\ р}$, с
1			
2			
3			
4			
5			

После считывания значения $t_{оп}$ (по секундомеру) показание табло секундомера обнуляется и может снова переходить к исследованию процесса заполнения полости.

После выполнения всех опытов необходимо тумблер управления гидрораспределителем Р2 установить в положение «Выкл.», отключить насос (кнопка «Стоп») и электрическое питание стенда.

7.3 Обработка результатов

Среднее значение времени заполнения полости аккумулятора определяется как среднее арифметическое:

$$t_{зап.ср} = \left(\sum_{i=1}^{n} t_{зап.i} \right) / n \quad ,$$

где n – количество опытов (n = 5).

Аналогично определяется и среднее значение времени опорожнения полости аккумулятора $t_{оп.ср}$.

Для определения расчетным путем времени заполнения $t_{зап.р}$ нужно воспользоваться формулой (7.2), а для определения времени опорожнения $t_{оп.р}$ – формулой (7.3).

При определении $t_{зап.р}$ в формулу (7.2) нужно подставлять среднее значение p_1 (определенное по результатам измерений в пяти опытах, см. второй столбец таблицы 7.1).

Остальные параметры, необходимые для вычисления $t_{зап.р}$ и $t_{оп.р}$, следующие:

– диаметр поршня аккумулятора D = 0,06 м (60 мм);

– диаметр дросселя $d_{др} = 1 \cdot 10^{-3}$ м (1 мм);

– коэффициент расхода дросселя μ = 0,62;

– усилие преднатяга пружины F_0 = 450 Н;

– жесткость пружины c = 8000 Н/м (8 Н/мм);

– ход поршня x_k = 0,065 м (65 мм);

– плотность масла ρ, кг/м^3 (значение ρ взять для масла, которым заправлена гидростанция стенда).

Примечание – Время заполнения полости аккумулятора (по согласованию с преподавателем) можно определять при различных значениях p_1. Для изменения p_1 необходимо изменять настройку клапана КП2.

Контрольные вопросы

1 Устройство лабораторного стенда.

2 Назначение, устройство и характеристики гидродросселя.

3 Как определяется коэффициент местного сопротивления гидродросселя?

4 Поясните обоснованность допущений, принимаемых при моделировании процессов заполнения и опорожнения рабочей полости аккумулятора.

5 Методика экспериментального определения характеристик заполнения и опорожнения рабочей полости аккумулятора.

6 Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований.

8 Лабораторная работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих характеристик шестеренного насоса

Цель работы: изучение устройства шестеренного насоса; изучение технических показателей объемных насосов; изучение методики и экспериментальное определение рабочих характеристик насоса.

8.1 Краткие теоретические сведения

Шестеренные насосы относятся к объемным роторно-вращательным машинам.

Объемной называется гидромашина, рабочий процесс которой основан на попеременном заполнении рабочей камеры жидкостью и вытеснении ее из рабочей камеры [3]. Чаще всего насосы содержат много (до 20 и более) рабочих камер. Под **рабочей камерой** объемной гидромашины понимается ограниченное пространство, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщающееся со входом и выходом насоса. Изменение объема рабочей камеры чаще всего обусловлено движением в ней специального устройства – вытеснителя (поршня, плунжера, винта, диафрагмы).

Вытеснителями в шестеренных насосах являются зубья шестерен. Рабочие же камеры образованы впадинами между зубьями, внутренней поверхностью корпуса и поверхностями боковых дисков (крышек, пластин, корпуса). Рабочие камеры и вытеснители в шестеренном насосе совершают вращательное движение.

Шестеренные насосы обладают всеми свойствами, присущими объемным насосам. К ним относятся [3, 4]:

– цикличность рабочего процесса и связанная с ней порционность и неравномерность подачи;

– герметичность насоса;

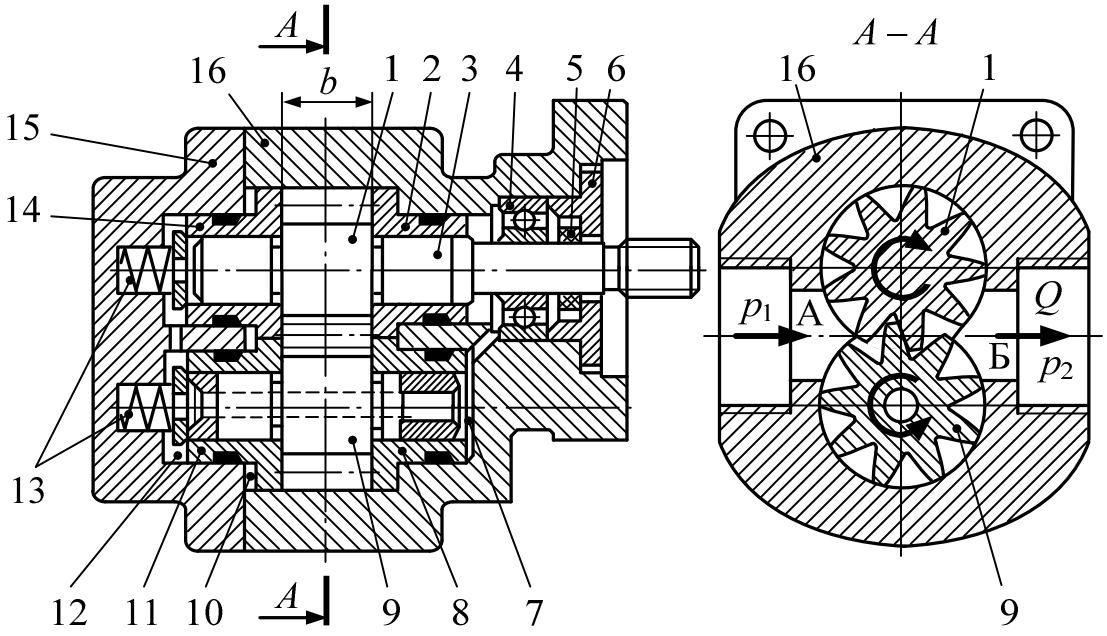
– самовсасывание;

– жесткость характеристики;

– независимость давления.

Шестеренные насосы бывают с внешним и внутренним зацеплением шестерен. Наибольшее распространение получили насосы с внешним зацеплением шестерен. Эти насосы более просты в изготовлении, надежны в эксплуатации и имеют более низкую себестоимость.

На рисунке 8.1 показана одна из конструктивных схем шестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен.



1, 9 – шестерни; 2, 8, 11, 14 – втулки подшипников скольжения; 3 – вал; 4 – подшипник качения; 5 – манжета; 6 – крышка вала; 7, 12 – полости низкого давления; 10 – полость высокого давления; 13 – пружины; 15 – крышка насоса; 16 – корпус; b – ширина шестерни; А, Б – полости низкого p_1 и высокого p_2 давлений соответственно; Q – подача насоса

Рисунок 8.1 – Шестеренный насос

Насос содержит две одинаковые шестерни 1 и 9, установленные на подшипниках скольжения. Шестерня 1 выполнена заодно с валом 3. Кроме подшипников скольжения, вал 3 установлен также и на подшипник качения 4. Количество рабочих камер равно суммарному числу зубьев на обеих шестернях. Рабочие камеры расположены во впадинах между зубьями и ограничены внутренней поверхностью корпуса 16 и буртиками втулок подшипников скольжения. Зубья шестерен являются вытеснителями. И рабочие камеры, и вытеснители совершают вращательное движение. Рабочая жидкость со входа насоса (полость А) на выход (полость Б) переносится во впадинах между зубьями шестерен. Разрежение на входе (А) насоса создается благодаря тому, что зубья при выходе из зацепления освобождают пространство, занимаемое ими во впадинах. Этим обеспечивается такое свойство насоса, как **самовсасывание**, что означает способность насоса создавать разрежение на входе в насос, заполненном в начальный момент воздухом, достаточное для подъема рабочей жидкости до уровня насоса. При работе насоса жидкость с выхода (Б) стремится перетекать на вход (А). Это происходит под действием перепада давлений $p_2 - p_1$. Внутренние утечки в насосе (с выхода Б на вход А) происходят через радиальные зазоры между зубьями и корпусом 16, а также через торцевые зазоры между боковыми поверхностями шестерен и буртиками втулок подшипников скольжения. Радиальные зазоры между зубьями и корпусом насоса трудно выполнить самоуплотняющимися, хотя в отдельных конструкциях предлагаются технические решения, направленные на решение этой проблемы. Их величина зависит от точности изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Для уменьшения утечек через торцевые зазоры у большинства насосов, работающих при давлениях более 10 МПа, применяется **гидравличе-**

ский поджим деталей, установленных по торцам шестерен. В конструкции насоса на рисунке 8.1 это достигается соединением полости 10 с выходом насоса Б. Под действием сил давления жидкости, создаваемых в полости 10, втулки подшипников скольжения поджимаются к боковым поверхностям шестерен, что приводит к уменьшению торцевых зазоров. В начальный момент работы насоса поджим втулок осуществляется пружинами 13. Торцевые полости 7 и 12 соединены со входом А насоса (давлением p_1).

Следует иметь в виду, что впадина на некоторую величину больше зуба. Поэтому часть жидкости возвращается обратно на вход А насоса в запертых в зоне зацепления объемах между впадинами и головками зуба. Для повышения герметичности зубчатое зацепление часто выполняют с большим коэффициентом перекрытия, что позволяет значительное время находиться в контакте сразу двум парам зубьев. Это приводит к увеличению замкнутых объемов в месте зацепления. Запертая жидкость сжимается, что приводит к скачкам давления и возникновению расклинивающих шестерни сил. При этом возрастают нагрузки на подшипники, увеличиваются неравномерность подачи, пульсация давления и шум. Устранение этих недостатков требует применения специальных конструктивных решений.

Основными недостатками шестеренных насосов с внешним зацеплением являются:

– относительно низкие значения КПД (полные КПД этих насосов обычно находятся в пределах 0,75…0,85, а объемные КПД – 0,85…0,96);

– высокая неравномерность подачи;

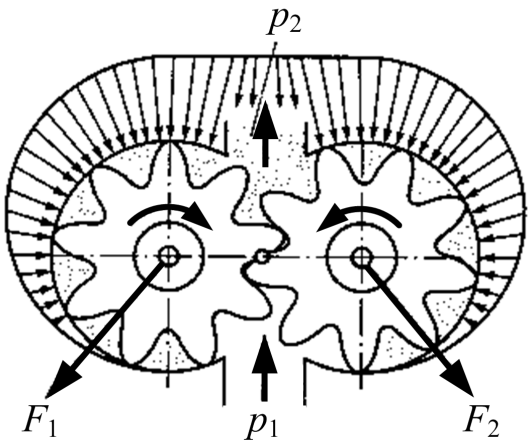
– неуравновешенность сил давления, действующих на шестерни;

– повышенный шум.

Относительно низкие значения КПД шестеренного насоса с внешним зацеплением обусловлены значительными механическими потерями на трение (в зацеплении, на торцах шестерен, о корпус, в подшипниках и манжетах), а также объемными и гидравлическими потерями энергии.

На рисунке 8.2 показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен. Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от p_2 до p_1. В результате действия жидкости под давлением на шестерни возникают значительные по величине результирующие силы давления F_1 и F_2, воспринимаемые подшипниками насоса. Неравномерность подачи вызывает пульсацию этих сил и приводит к увеличению динамических нагрузок на подшипники.

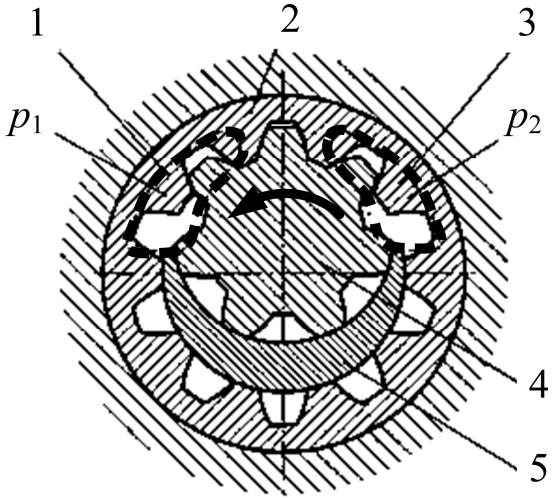
Для снижения неравномерности подачи иногда в насосах устанавливают косозубые шестерни.



F_1 и F_2 – результирующие силы давления; p_1, p_2 – низкое и высокое давление соответственно

Рисунок 8.2 – Распределение давления жидкости по окружности шестерен

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рисунок 8.3). В большинстве случаев в таком насосе ведущей является внутренняя шестерня 4 с наружными зубьями. Подводящее 1 и отводящее 3 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями размещается серпообразный уплотняющий элемент 5. Рабочая жидкость со входа (окно 1) на выход (окно 3) переносится во впадинах между зубьями шестерни 2.



1 – подводящее окно; 2 – охватывающая шестерня; 3 – отводящее окно: 4 – внутренняя шестерня; 5 – уплотняющий элемент; p_1, p_2 – низкое и высокое давление соответственно

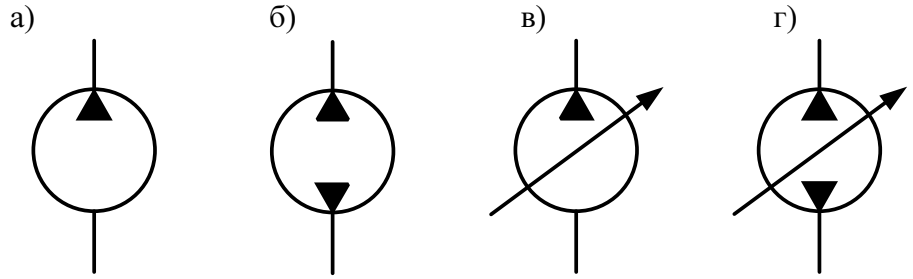
Рисунок 8.3 – Шестеренный насос с внутренним зацеплением

В рассмотренных насосах с внешним и внутренним зацеплением чаще всего устанавливают шестерни, зубья которых имеют эвольвентный профиль.

В последние годы находят все более широкое применение шестеренные насосы с циклоидальным внутренним зацеплением без серпообразного уплотняющего элемента. Эти насосы еще называют героторными.

Шестеренные насосы с внутренним зацеплением имеют более сложную технологию изготовления, а следовательно, более высокую себестоимость, что ограничивает пока широкое распространение этого типа насосов.

На рисунке 8.4 показаны условные обозначения гидронасосов.



а – насос нерегулируемый с нереверсивным потоком; б – насос нерегулируемый с реверсивным потоком; в – насос регулируемый с нереверсивным потоком; г – насос регулируемый с реверсивным потоком

Рисунок 8.4 – Условные обозначения гидронасосов

Основные технические параметры объемных насосов:

– рабочий объем насоса $V_о$;

– теоретическая (идеальная) подача насоса $Q_т$;

– подача насоса (действительная) $Q_н$;

– давление насоса $p_н$;

– мощность насоса $N_н$;

– полезная мощность насоса $N_п$;

– полный КПД насоса $\eta_н$;

– объемный КПД насоса $\eta_о$;

– гидравлический КПД насоса $\eta_г$;

– механический КПД насоса $\eta_м$;

– гидромеханический КПД насоса $\eta_{гм}$.

Рабочий объем насоса

$$V_о = k\,V_{кам}\,z, \qquad (8.1)$$

где k – кратность насоса (равна числу подач рабочей жидкости одной камерой за один рабочий цикл, который для большинства типов насосов происходит за один оборот вала);

$V_{кам}$ – объем рабочей камеры, м^3;

z – число рабочих камер.

Рабочий объем насоса численно равен объему рабочей жидкости, которую теоретически может подать насос за один оборот вала.

При описании технических характеристик рабочий объем насосов часто приводят в сантиметрах кубических.

Теоретическая или идеальная подача насоса

$$Q_{\text{т}} = V_{\text{о}}\, n, \tag{8.2}$$

где n – частота вращения вала насоса, $с^{-1}$ (об/с).

Подача насоса (действительная)

$$Q_{\text{н}} = \eta_{\text{о}}\, Q_{\text{т}} = \eta_{\text{о}}\, V_{\text{о}}\, n, \tag{8.3}$$

где $\eta_{\text{о}}$ – объемный КПД насоса, характеризует внутренние утечки в насосе (перетечки жидкости с выхода на вход насоса через зазоры между сопрягаемыми поверхностями, а также утечки рабочей жидкости, отводимые из корпуса насоса через дренажную линию, если такая в насосе имеется).

Из выражения (8.3) следует, что

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{т}}}. \tag{8.4}$$

Давление объемного насоса приближенно можно определить как

$$p_{\text{н}} = p_2 - p_1, \tag{8.5}$$

где p_1, p_2 – абсолютные давления на входе и выходе насоса соответственно, Па.

Если давление p_2 избыточное, а p_1 – вакуумметрическое, то в формуле (8.5) вместо знака «минус» необходимо использовать знак «плюс».

Мощность насоса $N_{\text{н}}$ – это мощность, подводимая к насосу,

$$N_{\text{н}} = M\,\omega, \tag{8.6}$$

где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м;

ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Полезная мощность насоса

$$N_{\text{п}} = p_{\text{н}}\, Q_{\text{н}}. \tag{8.7}$$

Полный КПД насоса

$$\eta_{\text{н}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н}}}. \tag{8.8}$$

В свою очередь, полный КПД насоса равен произведению объемного, гидравлического и механического КПД:

$$\eta_{\text{н}} = \eta_{\text{о}}\,\eta_{\text{г}}\,\eta_{\text{м}}\,. \qquad (8.9)$$

Гидравлический КПД характеризует потери энергии в гидравлических сопротивлениях насоса (местных и линейных).

Механический КПД характеризует механические потери энергии в насосе (в сопряжениях, подшипниках, уплотнениях и др.).

Гидромеханический КПД

$$\eta_{\text{гм}} = \eta_{\text{г}}\,\eta_{\text{м}}\,. \qquad (8.10)$$

Рабочие характеристики для объемного насоса представляют собой зависимости подачи $Q_{\text{н}}$, полезной мощности $N_{\text{п}}$, полного $\eta_{\text{н}}$ и объемного $\eta_{\text{о}}$ КПД от давления насоса $p_{\text{н}}$. Определяют рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. при $n = const$.

8.2 Проведение испытаний

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является шестеренный насос Н (см. рисунок 2.1) типа НШ10-3л (рабочий объем $V_{\text{о}} = 10{,}2$ см^3, объемный КПД $\eta_{\text{о}} = 0{,}92$, полный КПД $\eta_{\text{н}} = 0{,}8$).

При проведении испытаний по определению рабочих характеристик необходимо учитывать, что в напорной линии насоса Н установлен предохранительный клапан КП1, т. е. в данной работе определяются рабочие характеристики насоса совместно с предохранительным клапаном.

До включения стенда необходимо:

– повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик распределителя Р1;

– убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р3, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), рукоятка распределителя Р2 находилась в нейтральной позиции, а тумблер управления распределителем Р6 установлен в положение «Выкл.»;

– повернуть маховик управления регулируемого дросселя ДР до ограничения по часовой стрелке (позиция «4»). В этом случае дроссель имеет минимальное сопротивление.

Затем необходимо включить электрическое питание стенда («Сеть») и насосную установку (кнопка «Пуск») и дать возможность насосной установке поработать в течение 3 – 5 минут.

При различных настройках регулируемого дросселя ДР провести 6 опытов (в последнем опыте стрелка расходомера РА не должна вращаться).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

– давление на выходе насоса p_2 (по манометру МН1);

– частоту вращения вала насоса n (ТХ);

– мощность $N_{\text{э}}$, подводимую к электродвигателю М1 (PW, Вт);

– время t прохождения через расходомер РА объема жидкости $W_ж$ (принять $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3).

Результаты измерений занести в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик насоса

Номер опыта	1	…	6
Давление p_2, МПа			
Показание ваттметра $N_э$, Вт			
Частота вращения вала насоса n, об/мин			
Время прохождения через расходомер объема $W_ж$ жидкости t, с			
Объем жидкости, проходящей через расходомер $W_ж$, м^3	$5 \cdot 10^{-3}$		
Подача насоса $Q_н$ (действительная), м^3/с			
Теоретическая подача насоса $Q_т$, м^3/с			
Давление насоса $p_н$, МПа			
Мощность насоса $N_н$, Вт			
Объемный КПД $\eta_о$			
Полезная мощность насоса $N_п$, Вт			
Полный КПД насоса $\eta_н$			

После выполнения всех опытов необходимо отключить насосную установку и электропитание стенда.

8.3 Обработка результатов

Подача насоса $Q_Н$ (действительная) равна расходу жидкости в напорной линии. Поэтому

$$Q_Н = \frac{W_ж}{t}.$$

Теоретическая подача насоса $Q_Т$ определяется по формуле (8.2), давление насоса $p_Н$ – по формуле (8.5). При выполнении данных исследований вакуумметрическое давление на входе в насос принято равным нулю. В связи с этим $p_Н = p_2$.

При вычислении $Q_Т$ частоту вращения вала насоса нужно подставлять в об/с.

Мощность насоса

$$N_Н = \eta_{ЭД} N_Э,$$

где $\eta_{ЭД}$ – КПД электродвигателя М1, $\eta_{ЭД} = 0{,}82$.

Объемный КПД насоса $\eta_{\text{о}}$, полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$, полный КПД насоса $\eta_{\text{н}}$ вычисляются по формулам (8.4), (8.7), (8.8).

После выполнения вычислений построить рабочие характеристики насоса: $Q_{\text{н}} = f_1(p_{\text{н}})$, $N_{\text{п}} = f_2(p_{\text{н}})$, $\eta_{\text{о}} = f_3(p_{\text{н}})$, $\eta_{\text{н}} = f_4(p_{\text{н}})$.

Контрольные вопросы

1 Назначение элементов и устройство стенда.
2 Основные технические параметры объемных насосов.
3 Схемы шестеренных насосов. Устройство шестеренного насоса.
4 Физический смысл кавитации в насосах, последствия кавитации.
5 Методика определения рабочих характеристик шестеренного насоса.
6 Анализ результатов испытаний шестеренного насоса.

9 Лабораторная работа № 7. Изучение устройства и определение характеристик гидрораспределителей

Цель работы: изучение устройства и экспериментальное определение характеристик гидрораспределителей.

9.1 Краткие теоретические сведения

Гидрораспределители относятся к направляющим гидроаппаратам.

Классификация гидрораспределителей:

1) в зависимости от числа рабочих позиций: двух-, трех- и четырехпозиционные;
2) в зависимости от числа внешних гидролиний: двух-, трех-, четырехлинейные и т. д.;
3) по типу запорно-регулирующего элемента: золотниковые, крановые, клапанные;
4) по конструкции золотника: с плоским и цилиндрическим золотником;
5) по способу управления – вручную или электрическими, гидравлическими, механическими, пневматическими устройствами.

По характеру открытия рабочего проходного сечения различают гидрораспределители **регулирующие и направляющие**.

Направляющий гидрораспределитель – направляющий аппарат, предназначенный для управления пуском, остановкой и направлением потока рабочей жидкости путем **полного открытия** или **полного закрытия** рабочего проходного сечения в двух или более гидролиниях в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия.

Дросселирующий гидрораспределитель – регулирующий гидроаппарат, предназначенный для управления давлением, расходом и направлением потока рабочей жидкости в нескольких гидролиниях одновременно путем **частичного открытия** рабочего проходного сечения в соответствии с изменением внешнего управляющего воздействия.

Из этих определений следует, что гидрораспределитель может выполнять функции переключателя и дросселя.

Проектируемые гидроприводы чаще всего содержат несколько гидродвигателей, установленных в различных контурах, управление которыми может осуществляться на основе одной из трех следующих схем: **параллельной, последовательной, индивидуальной.** Основным элементом, обеспечивающим реализацию одной из указанных выше схем управления, является гидрораспределитель. При этом чаще всего используются гидрораспределители с несколькими регулирующими элементами золотникового типа.

При **параллельной схеме** возможна одновременная работа всех гидродвигателей, причем жидкость с выхода каждого гидродвигателя через соответствующий золотник гидрораспределителя поступает на слив.

При **последовательной схеме** управления также обеспечивается возможность одновременной работы всех гидродвигателей. Но в этом случае рабочая жидкость с выхода гидродвигателя первого контура управления поступает через гидрораспределитель не на слив, а к гидродвигателю второго контура. Та-

кая схема используется в том случае, когда необходимо обеспечить синхронное движение выходных звеньев гидродвигателей, установленных в различных контурах управления. Следует отметить, что обе схемы (параллельная и последовательная) позволяют обеспечить также работу каждого отдельно взятого контура управления.

При **индивидуальной схеме** невозможна одновременная работа гидродвигателей, установленных в различных контурах управления. При одновременном включении нескольких контуров вступает в работу только один, причем тот, золотник гидрораспределителя которого расположен ближе к напорной линии насоса.

Вопросы реализации рассмотренных схем управления подробно изучены в [2, 4, 5].

Важным требованием, которое необходимо учитывать при проектировании гидропривода, является обеспечение при установке золотников гидрораспределителя в позицию «нейтральная» **разгрузки насоса,** что достигается соединением напорной линии насоса со сливом, вследствие чего уменьшается давление в напорной линии насоса, а следовательно, и отбор мощности на привод насоса.

Многозолотниковые гидрораспределители по конструктивному исполнению корпуса разделяют на **моноблочные и секционные.**

Регулирующие элементы в **моноблочном** гидрораспределителе расположены в одном корпусе.

Секционные гидрораспределители собирают из секций. Конфигурация гидрораспределителя определяется его функциональным назначением.

Основными параметрами гидрораспределителей являются **номинальный расход $Q_{ном}$, номинальное давление $p_{ном}$, условный проход $D_у$.**

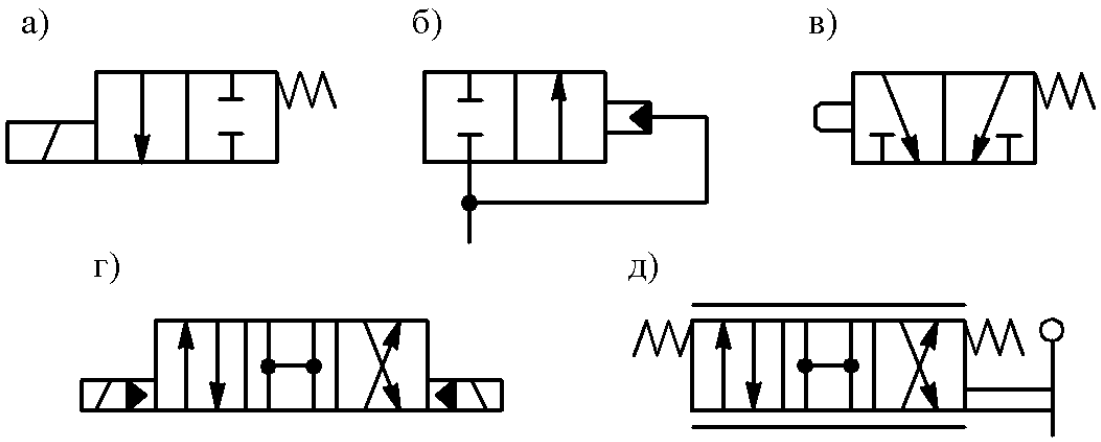
Гидроаппараты выбирают по условным проходам в соответствии с номинальным давлением в гидросистеме и расходом, проходящим через гидроаппарат.

Структура условного обозначения гидрораспределителей в различных отраслях машиностроения содержит различные параметры. Для гидрораспределителей мобильных машин и станочных гидроприводов условные обозначения приведены в [5, 6].

Правила построения условных графических обозначений распределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781-96. В обозначении распределителя указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы и элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов или прямоугольников; проходы – прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый ход – тупиковой линией с поперечным отрезком. Чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место нейтральной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда проходы рабочей позиции укажут истинное направление потока рабочей жидкости. **Гидрораспределитель на схемах**

изображают всегда в нейтральной позиции, к которой подводят все линии связи.

На рисунке 9.1 показаны условные обозначения некоторых гидрораспределителей, приведенных в ГОСТ 2.781-96. ЕСКД. *Обозначения условные графические. Аппараты гидравлические и пневматические, устройства управления и приборы контрольно-измерительные*.

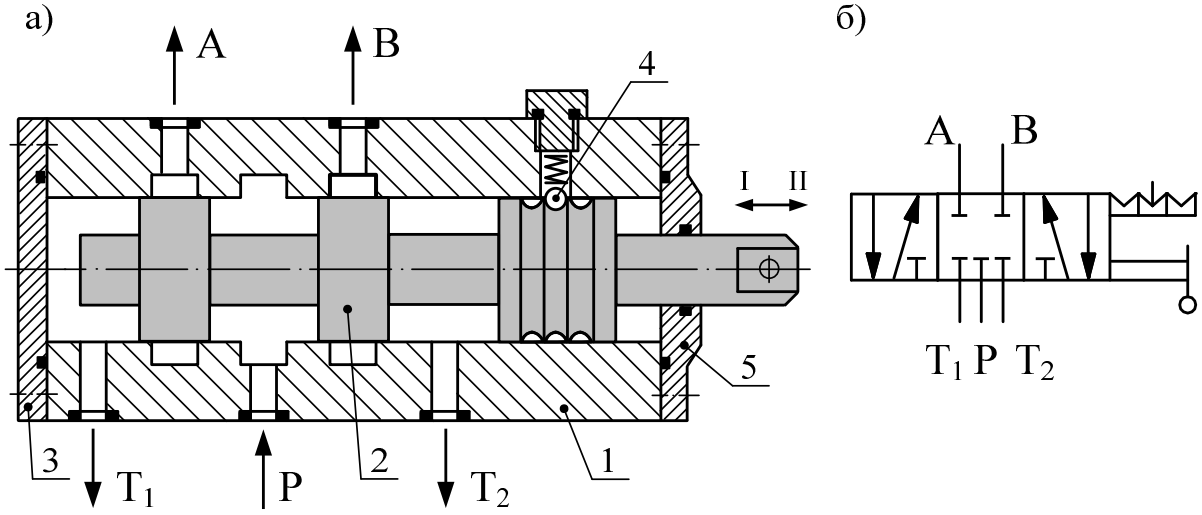


а – направляющий двухлинейный двухпозиционный с управлением от электромагнита; б – направляющий двухлинейный двухпозиционный с гидравлическим управлением; в – направляющий трехлинейный двухпозиционный с управлением от кулачка и пружинным возвратом; г – направляющий четырехлинейный трехпозиционный с электрогидравлическим управлением; д – дросселирующий четырехлинейный трехпозиционный с ручным управлением (выполняет функции дросселя, на что указывают две параллельные линии в изображении гидрораспределителя)

Рисунок 9.1 – Схемы гидрораспределителей

Условные графические обозначения едины для золотниковых, крановых и клапанных гидрораспределителей, то есть они не отражают конструкцию запорно-регулирующих элементов.

На рисунке 9.2 приведены упрощенная конструктивная схема (а) и условное обозначение (б) трехпозиционного пятилинейного распределителя с ручным управлением.



а – конструктивная схема; б – условное обозначение

Рисунок 9.2 – Гидрораспределитель с ручным управлением

Гидрораспределитель состоит из корпуса 1, золотника 2, крышек 3 и 5. Во всех позициях золотник 2 фиксируется подпружиненным шариком 4. Данный распределитель выполняет функции только переключателя. В нейтральной позиции все линии (подвод Р, выходы А и В, сливы T_1 и T_2) перекрыты.

При установке золотника в рабочую позицию I вход Р соединяется с выходом А, выход В подключается к сливу T_2, слив T_1 перекрыт.

При установке золотника в рабочую позицию II вход Р соединяется с выходом В, выход А соединяется со сливом T_1, слив T_2 перекрыт.

Все указанные соединения показаны на условном обозначении (см. рисунок 9.2, б).

Распределитель представляет собой сложное гидравлическое сопротивление. При прохождении через распределитель рабочей жидкости имеют место потери энергии, т. е. часть переносимой жидкостью механической энергии переходит в тепловую. В связи с этим при выполнении расчетов гидравлических систем необходимо знать **гидравлические характеристики** распределителя, к которым относятся:

– **расходно-перепадные характеристики,** представляющие собой зависимости $\Delta p = f(Q)$ (Δp – перепад (потери) давления на распределителе, Q – расход жидкости);

– характеристики утечек рабочей жидкости на распределителе $Q_{ут} = f(p)$ ($Q_{ут}$ – расход утечек рабочей жидкости на слив).

Рабочая жидкость через распределитель чаще всего проходит дважды: в направлении к исполнительному устройству и от исполнительного устройства в гидробак. В связи с этим расходно-перепадные характеристики могут определяться как при одиночном прохождении жидкости через распределитель (например, со входа Р на выход А), так и при двойном прохождении, например, со входа Р на выход А и с выхода В на слив T_2. Величина Δp зависит от вязкости рабочей жидкости ν. Поэтому расходно-перепадные характеристики определяют при фиксированных значениях вязкости (температуре) рабочей жидкости.

На рисунке 9.3 показан примерный вид расходно-перепадных характеристик распределителя.

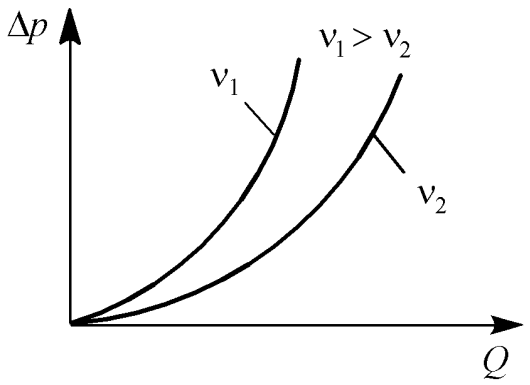


Рисунок 5.3 – Расходно-перепадные характеристики распределителя

Иногда при выполнении расчетов потери давления на гидрораспределителях учитываются не на основе использования их гидравлических характери-

стик, а считают эти устройства местными гидравлическими сопротивлениями. При этом необходимо знать коэффициенты местного сопротивления этих устройств.

Коэффициент местного сопротивления ζ любого устройства (в нашем случае распределителя) равен:

$$\zeta = \frac{\Delta p \cdot \pi^2 \cdot d^4}{8 \cdot \rho \cdot Q^2}, \tag{9.1}$$

где Δp – перепад давления на распределителе;

d – диаметр гидролинии, в которой установлен исследуемый распределитель;

ρ – плотность жидкости;

Q – расход жидкости через распределитель.

Выражение (9.1) получено из уравнения Вейсбаха.

Обычно в гидравлических расчетах пользуются понятием «потери давления», но иногда необходимо знать потери мощности в гидросистеме.

Потери мощности на гидрораспределителе можно рассчитать по формуле

$$N_{\text{пот}} = \Delta p \cdot Q. \tag{9.2}$$

Что касается утечек рабочей жидкости, то следует иметь в виду, что золотник распределителя в корпусе установлен с зазором, причем этот зазор в процессе эксплуатации увеличивается из-за износа поверхностей трения. Проходящая к исполнительному устройству жидкость находится под высоким давлением. Поэтому, если, например золотник 2 (см. рисунок 9.2) переместить в рабочую позицию I, то жидкость, проходящая со входа P на выход A и находящаяся под высоким давлением, будет перетекать через зазоры между поясками золотника 2 и корпусом 1 на сливы T_1 и T_2. Расходы утечек зависят от вязкости рабочей жидкости. При уменьшении ν происходит увеличение $Q_{\text{ут}}$. Расходы утечек $Q_{\text{ут}}$ в процессе эксплуатации из-за увеличения зазоров могут увеличиться настолько, что это приведет к изменениям характеристик перемещения выходных звеньев гидравлического привода и нарушению его работоспособности.

Характеристики $Q_{\text{ут}} = f(p)$ могут определяться как при установке золотника в рабочие позиции (эти характеристики чаще всего наиболее важны), так и при нахождении его в нейтральной позиции.

При определении характеристик $Q_{\text{ут}} = f(p)$ на стенде выходы распределителя A и B (см. рисунок 9.2) необходимо перекрыть, ко входу P подключить насосную установку, а сливы T_1 и T_2 подключить к расходомеру. Расходы утечек могут быть определены в трех положениях (позициях) золотника (две из них рабочие). Измерение величины $Q_{\text{ут}}$ осуществляется при фиксированных значениях давления p и температуры (вязкости) рабочей жидкости.

Ниже определяются только расходно-перепадные характеристики распределителя.

9.2 Проведение испытаний

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является трехпозиционный четырехлинейный распределитель с ручным управлением. Условный проход его $d_у$ = 6 мм. По схеме испытываемый распределитель в основном соответствует представленному на рисунке 9.2.

До включения стенда необходимо:

– рукоятку исследуемого распределителя Р2 переместить в рабочую позицию (к панели стенда);

– убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р1, Р3, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), а тумблер управления распределителем Р6 находился в положении «Выкл.»;

– регулятор расхода РР настроить на минимальный расход (указатель в позиции «4»).

Затем необходимо включить электрическое питание стенда («Сеть»), насосную установку (кнопка «Пуск») и дать возможность стенду поработать в течение 3 – 5 минут.

При различных расходах (настройках регулируемого дросселя ДР провести 6 опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

– давление на входе распределителя $p_{вх}$ (по манометру МН4);

– давление на выходе распределителя $p_{вых}$ (по манометру МН3);

– время t прохождения через расходомер РА заданного объема жидкости $W_ж$ (с помощью электронного секундомера);

– температуру рабочей жидкости T (по термометру Т).

Величиной объема $W_ж$ необходимо задаться, приняв, например, $W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3.

Результаты измерений записать в таблицу 9.1.

Таблица 9.1 – Результаты исследований по определению расходно-перепадной характеристики распределителя

Параметры	Номер опыта i					
	1	2	3	4	5	6
Давление на входе $p_{вх}$, МПа						
Давление на выходе $p_{вых}$, МПа						
Время t, с						
Объем $W_ж$, м^3	10					
Температура жидкости T, °С						
Расход через распределитель Q, м^3/с						
Перепад давления на распределителе Δp, МПа						
Кинематическая вязкость жидкости ν, м^2/с						
Коэффициент местного сопротивления распределителя ζ						
Потери мощности на распределителе $N_{пот}$, Вт						

Следует иметь в виду, что значения Δp, ζ и $N_{пот}$ определяются в рассматриваемом случае лишь при одиночном прохождении рабочей жидкости через распределитель – со входа Р на выход А.

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундомера и электродвигателя.

9.3 Обработка результатов

Расход жидкости через распределитель

$$Q = \frac{W_ж}{t}.$$

Кинематическая вязкость жидкости определяется по графику $\nu = f(T)$, имеющемуся в лаборатории (для масла, которым заправлена гидростанция стенда).

Перепад давления на распределителе

$$\Delta p = p_{вх} - p_{вых}.$$

Коэффициент местного сопротивления распределителя определяется по формуле (9.1), а величина $N_{пот}$ – по формуле (9.2).

По результатам испытаний необходимо построить расходно-перепадную характеристику $\Delta p = f(Q)$ и характеристики $\zeta = f(Q)$ и $N_{пот} = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1 Устройство лабораторного стенда.

2 Классификация и устройство гидрораспределителей.

3 Условные графические обозначения гидрораспределителей.

4 Основные параметры гидрораспределителей.

5 Методика определения гидравлических характеристик гидрораспределителей.

6 Анализ экспериментальных гидравлических характеристик распределителя.

10 Лабораторная работа № 8. Изучение устройства и исследование расходно-перепадных характеристик блока дросселей с обратными клапанами

Цель работы:

– изучение конструкции блока дросселей с обратными клапанами;

– экспериментальное определение расходно-перепадных характеристик.

10.1 Краткие теоретические сведения

Блоки дросселей с обратными клапанами применяются в регулируемых гидроприводах с дроссельным принципом регулирования. Их применение позволяет обеспечивать низкую скорость выполнения рабочей операции и высокую скорость обратного хода. Исследуемый в лабораторной работе блок дросселей типа ДКМ–6/3 регулирует расход масла в линиях А и В в одном направлении и свободно пропускает масло в обратном направлении. Исследуемое устройство имеет условный проход $d_{\text{у}} = 6$ мм.

Обозначение на схемах гидравлических принципиальных исследуемого устройства приведено на рисунке 10.1.

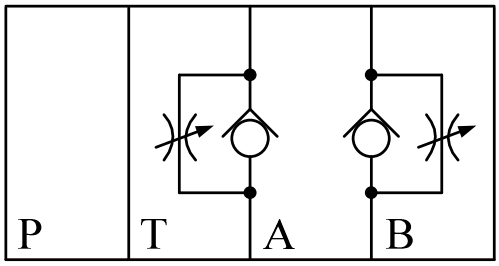


Рисунок 10.1 – Условное обозначение блока дросселей с обратными клапанами

Исследуемое устройство имеет стыковое присоединение и относится к устройствам модульного монтажа. Дроссели с обратными клапанами установлены в линиях А и В, которые в гидроприводе соединяются, например, со входом и выходом цилиндра.

Устройство блока дросселей с обратными клапанами показано в работе [6, 203].

На схеме (см. рисунок 2.1) показана только одна линия управления – линия А, которая задействована в данной работе. Управление регулируемыми дросселями осуществляется с помощью резьбовых пробок с внутренним шестигранником, установленных по торцам блока дросселей БДК.

Рабочая жидкость с монтажной плиты подводится по каналу Р БДК на вход гидрораспределителя Р2. Каналом Т гидрораспределитель Р2 соединен со сливом. При перемещении рукоятки распределителя Р2 в рабочую позицию (к панели) его вход Р соединяется с выходом А и линией А БДК. Причем жидкость от распределителя Р2 подводится к БДК (если смотреть по рисунку 10.1) снизу. При этом обратный клапан закрыт.

Основными характеристиками блока дросселей с обратными клапанами являются расходно-перепадные, устанавливающие связь между перепадом

давления (потерями давления) и расходом проходящей через устройство жидкости, т. е. это характеристики вида $\Delta p = f(Q)$. Так как площадь проходного сечения дросселя можно изменять (дроссель регулируемый), то этих характеристик множество.

10.2 Проведение испытаний

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы, необходимо изучить разделы 1 и 2.

Объектом испытаний в данной работе является блок дросселей с обратными клапанами типа Z2FDS6 (отечественный аналог ДКМ–6/3).

Перед включением установки необходимо:

– убедиться в том, чтобы гидрораспределители Р1, Р3, Р4 и Р5 были закрыты (маховики повернуты до ограничения по часовой стрелке), а тумблер управления распределителем Р6 находился в положении «Выкл.»;

– установить маховик управления регулятором расхода РР в положение, соответствующее минимальному расходу (указатель в позиции «1»);

– рукоятку исследуемого распределителя Р2 установить в рабочую позицию (переместить к панели стенда).

Затем следует:

– включить электрическое питание стенда («Сеть»);

– включить насос (кнопка «Пуск»);

– тумблер режима работы секундомера установить в положение «Ручн.»;

– дать возможность стенду поработать в течение 3 – 5 минут.

После этого необходимо при различных настройках регулируемого дросселя (установлен в линии А) провести две серии опытов (настройку дросселя изменять путем вращения резьбовой пробки с внутренним шестигранником. Пробка расположена с внешней стороны, противоположной панели стенда).

Опыты необходимо проводить при различных расходах (настройках регулятора расхода РР).

В каждом опыте необходимо регистрировать:

– давление p_3 (по манометру МН3);

– давление p_2 (по манометру МН2);

– время t прохождения через расходомер объема жидкости $W_ж$ ($W_ж = 5 \cdot 10^{-3}$ м^3).

Результаты измерений занести в таблицы 10.1 и 10.2.

Таблица 10.1 – Результаты исследований (настройка дросселя I)

№ опыта	Давление p_3, МПа	Давление p_2, МПа	Время t, с	Перепад давления Δp, МПа	Расход Q, м^3/с
1					
2					
3					
4					
5					
6					

Таблица 10.2 – Результаты исследований (настройка дросселя II)

№ опыта	Давление p_3, МПа	Давление p_2, МПа	Время t, с	Перепад давления Δp, МПа	Расход Q, м^3/с
1					
2					
3					
4					
5					
6					

После проведения опытов необходимо отключить насос (кнопка «Стоп») и электропитание стенда.

10.3 Обработка результатов

Расход жидкости через БДК

$$Q = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Перепад давления на дросселе

$$\Delta p = p_3 - p_2.$$

По результатам исследований необходимо построить для обоих случаев графические зависимости $\Delta p = f(Q)$.

Контрольные вопросы

1 Устройство лабораторного стенда.

2 Назначение и устройство блока дросселей с обратными клапанами.

3 Методика экспериментального определения расходно-перепадных характеристик.

4 Анализ результатов экспериментальных исследований.

Список литературы

1 **Медведев, В. Ф.** Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск : Выш. шк., 1998. – 311 с.

2 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.]; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд, перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.

3 Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для вузов / Под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 336 с.

4 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.

5 **Васильченко, В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с. : ил.

6 **Свешников, В. К.** Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.