

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Безопасность жизнедеятельности»

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

*Методические рекомендации
к лабораторным работам для студентов
направления подготовки 15.03.01 «Машиностроение»
дневной формы обучения*



Могилев 2021

УДК 532:621.22
ББК 31.56:34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Безопасность жизнедеятельности» «27» мая 2021 г.,
протокол № 10

Составитель ассистент П. С. Орловский

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Методические рекомендации предназначены для студентов направления под-
готовки 15.03.01 «Машиностроение» дневной формы обучения и используются при
выполнении лабораторных работ по дисциплине «Гидравлика и гидропривод».

Учебно-методическое издание

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПРИВОД

Ответственный за выпуск

А. В. Щур

Корректор

А. А. Подошевка

Компьютерная верстка

Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2021

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Измерение давления и расхода, определение режима течения жидкости	5
2 Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода	10
3 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений.....	15
4 Лабораторная работа № 4. Определение коэффициента гидравлического трения.....	22
5 Лабораторная работа № 5. Изучение устройства и определение характеристик гидрораспределителей	28
6 Лабораторная работа № 6. Изучение устройства и определение рабочих и кавитационных характеристик шестеренного насоса.....	32
7 Лабораторная работа № 7. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена.....	40
8 Лабораторная работа № 8. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена ...	44
Список литературы	48

Введение

Данными методическими рекомендациями предусмотрено выполнение восьми лабораторных работ. Все работы выполняются на трех лабораторных стендах.

Прежде чем приступить к выполнению лабораторной работы на стенде, следует 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 приводят формы таблиц измеряемых и вычисляемых величин.

Неподготовленные студенты к занятию не допускаются.

Схему гидравлическую принципиальную стенда вычерчивают один раз и приводят 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 и объекта исследования;
- таблицы измеряемых и вычисляемых величин;
- пример обработки результатов эксперимента (с подстановкой числовых значений величин, полученных в ходе выполнения одного опыта);
- графики;
- выводы.

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

Цель работы:

- ознакомление с физической сущностью основных величин гидравлики, единицами и средствами, используемыми для их измерения;
- ознакомление с режимами течения жидких и газообразных сред и методикой их определения;
- экспериментальное определение режимов течения жидкости.

1.1 Краткие теоретические сведения

Основными величинами гидравлики и пневматики являются давление p и расход (объемный) Q .

Произведение основных величин для всех типов систем, представляет собой не что иное, как **мощность** (в ваттах), т. е.

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

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

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

$$p = \frac{F}{A}, \quad (1.1)$$

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

За единицу давления в международной системе единиц (СИ) принят паскаль – давление, вызываемое силой 1 Н, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности площадью 1 м². 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:

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 98100 \text{ Па};$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \cdot \text{Па} = 1,02 \text{ ат}.$$

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, т. е.

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

Существует также единица измерения давления – 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.

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.

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

Допустимая ошибка измерения давления манометром

$$\Delta = \frac{K \cdot P}{100}, \quad (1.2)$$

где K – класс точности манометра;

P – 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.

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

Различают **объемный** Q , м³/с; **весовой** Q_G , Н/с, и **массовый** Q_M , кг/с, **расходы**.

Основной величиной в гидравлике является **объемный расход**.

Весовой и массовый расходы связаны с объемным следующими зависимостями:

$$Q_G = \gamma Q; \quad Q_M = \rho Q, \quad (1.3)$$

где ρ – плотность жидкости (газа).

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 , вычисляют объемный расход, который равен

$$Q = W_{ж} / t. \quad (1.4)$$

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.

1.1.3 Режимы течения жидкости. Исследованиями ученых (Г. Хаген (1869), Д. И. Менделеев (1880), О. Рейнольдс (1881–1883)) 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.

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

Для напорного движения в круглых трубах

$$Re = \frac{v d}{\nu}, \quad (1.5)$$

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

d – диаметр трубы, м;

ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

Смене режимов движения соответствует численное значение числа Рейнольдса, которое называют **критическим**: $Re = 2320$.

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

Режимом движения интересуются из энергетических соображений.

1.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод на участке **вг**. Для этого участка трубопровода необходимо научиться экспериментально определять режимы течения жидкости.

1.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятором расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р2 установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера установлен в нижнее положение.

1.2.2 Определение режима течения жидкости. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в нижнее положение «Вкл. 2». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 будет поступать к трубопроводу, установленному на нижней панели (участок *в2*, в начале этого участка установлен манометр МН8, а в конце – манометр МН9).

При различных настройках регулятора расхода провести шесть опытов. В каждом опыте необходимо измерять:

- время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости $W_{жс}$. Объемом $W_{жс}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (5 л);
- температуру рабочей жидкости T , °С (по термометру);
- давления p_8 и p_9 , МПа (по манометрам МН8 и МН9).

Результаты измерений занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Результаты исследований

Номер опыта	1	2	3	4	5	6
Время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости						
Объем жидкости $W_{жс}$, м ³	$5 \cdot 10^{-3}$					
Температура рабочей жидкости T , °С						
Давление p_8 (МН8), МПа						
Давление p_9 (МН9), МПа						
Расход Q , м ³ /с						
Средняя скорость v , м/с						
Кинематическая вязкость ν , м ² /с						
Число Рейнольдса Re						
Режим течения						
Мощность потока N_8 , Вт						
Мощность потока N_9 , Вт						

1.3 Обработка результатов

Расход Q определяется по формуле (1.4).

Средняя скорость потока

$$v = Q / A_{mp},$$

где A_{mp} – площадь сечения трубопровода, м².

Внутренний диаметр трубопровода $d = 0,8 \cdot 10^{-2}$ м (8 мм).

Кинематическая вязкость ν определяется по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости на стенде используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Число Рейнольдса определяется по формуле (1.5).

Мощности потока в сечениях 8–8 и 9–9 равны:

$$N_8 = p_8 Q; \quad N_9 = p_9 Q.$$

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 1.1 необходимо по формуле (1.2) 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.

2 Лабораторная работа № 2. Построение напорной и пьезометрической линий трубопровода

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.

2.1 Краткие теоретические сведения

Основное назначение жидкости, используемой в машиностроительном гидроприводе, – **перенос энергии** от одного элемента к другому, в общем случае – от источника энергии к исполнительному устройству.

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

$$H_i = h_{z,i} + h_{n,i} + h_{c,i}, \quad (2.1)$$

где $h_{z,i}$ – геометрический напор в i -м сечении, м;

$h_{n,i}$ – пьезометрический напор в i -м сечении, м;

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

Входящие в H_i напоры равны:

$$h_{z,i} = z_i;$$

$$h_{n,i} = \frac{p_i}{\rho g};$$

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

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

p_i – давление в i -м сечении, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;

v_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 (2.1) записывают в виде

$$H_i = z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{\alpha v_i^2}{2g}. \quad (2.2)$$

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

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]:

$$z_i + \frac{p_i}{\rho g} + \alpha_i \frac{v_i^2}{2g} = z_{i+1} + \frac{p_{i+1}}{\rho g} + \alpha_{i+1} \frac{v_{i+1}^2}{2g} + h_{nom.i,i+1}. \quad (2.3)$$

Потерянный напор $h_{nom.i,i+1}$, 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 бывают двух типов:

- 1) по длине трубопровода (линейные потери);
- 2) потери на 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 ($z_i + p_i/(\rho g)$), называется **пьезометрической линией**. Наклон этой линии называется **пьезометрическим уклоном**.

Мощность и полный напор связаны выражением

$$N_i = H_i Q_{Gi} = H_i \gamma Q_i, \quad (2.4)$$

где Q_{Gi} – весовой расход, Н/с;

γ – удельный вес жидкости, Н/м³;

Q_i – объёмный расход, м³/с.

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

$$\Delta N_{i, i+1} = \gamma h_{nom. i, i+1} Q_i, \quad (2.5)$$

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

Потерянный напор

$$h_{nom. i, i+1} = H_i - H_{i+1}. \quad (2.6)$$

2.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (от сечения 1–1 до сечения 5–5), схема которого представлена на рисунке 2.1.

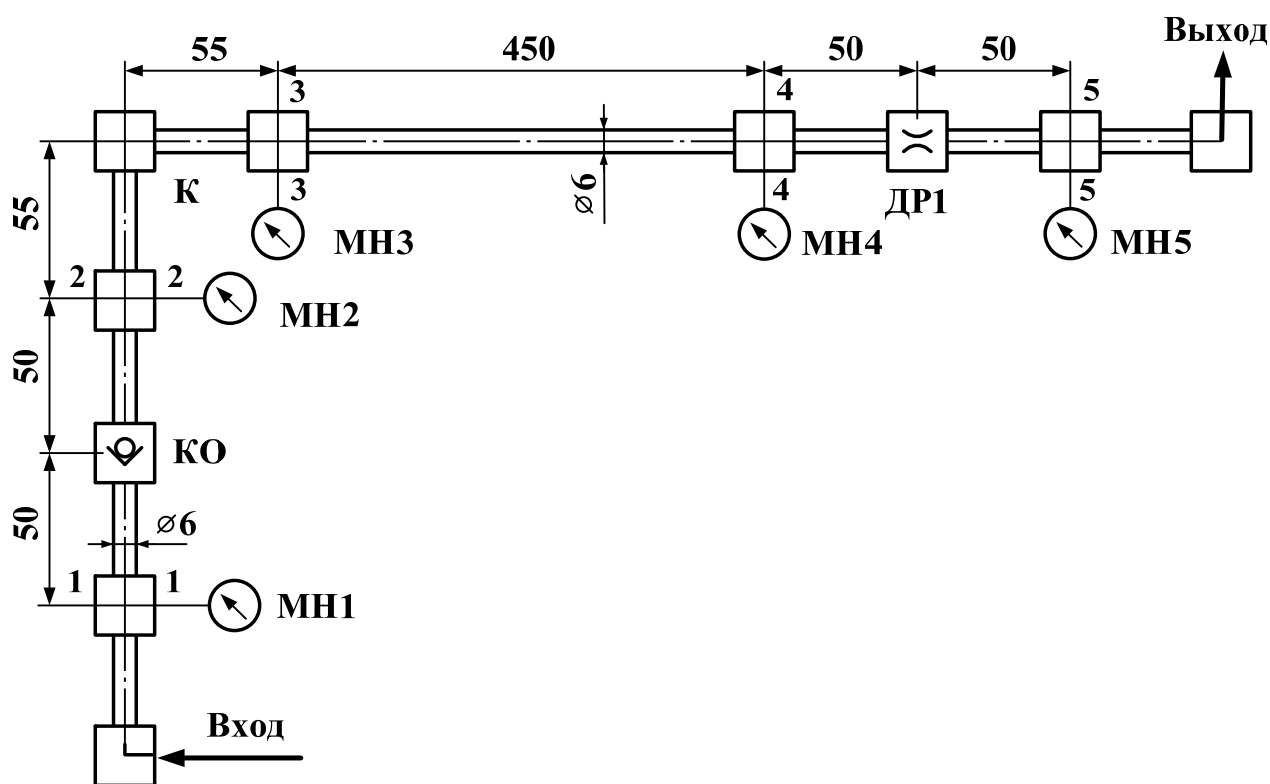


Рисунок 2.1 – Схема исследуемого трубопровода

Общая протяженность исследуемого трубопровода 760 мм (0,76 м). Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Трубопровод содержит три местных сопротивления: клапан обратный КО (без пружины), колено К (поворот на 90 град), нерегулируемый гидродроссель ДР1. К пяти сечениям подключены манометры МН1...МН5.

2.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

– маховик управления регулятора расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);

- тумблеры управления гидрораспределителями P1 и P2 установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера установлен в нижнее положение.

2.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер P1 в верхнее положение «Вкл. 1». При этом жидкость от насоса через распределитель P1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на средней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР провести два опыта. Первый опыт проводить при минимальном расходе, а второй – при максимальном (смотреть по расходомеру РА).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления $p_1 \dots p_5$ по манометрам МН1...МН5;

- время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости $W_{жс}$.

Объемом $W_{жс}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным в обоих опытах $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (5 л);

- температуру рабочей жидкости T , °С (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 2.1.

2.3 Обработка результатов

Расход жидкости в трубопроводе

$$Q = \frac{W_{жс}}{t}.$$

Средняя скорость потока

$$v = \frac{Q}{A_{тр}},$$

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

Во всех сечениях скорости одинаковые, поскольку диаметр трубопровода d во всех сечениях 6 мм.

Кинематическая вязкость ν определяется по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости на стенде используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Таблица 2.1 – Результаты исследований

Номер опыта	1					2				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Номер сечения трубопровода i										
Величина давления p_i , МПа										
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{жс}$, м ³	5·10 ⁻³					5·10 ⁻³				
Время прохождения объема $W_{жс}$ через расходомер t , с										
Температура жидкости T , °С										
Расход жидкости Q , м ³ /с										
Средняя скорость v , м/с										
Кинематическая вязкость ν , м ² /с										
Число Рейнольдса Re										
Коэффициент Кориолиса α										
Геометрический напор z_i , м										
Пьезометрический напор $p_i/(\rho g)$, м										
Скоростной напор $\alpha v^2/(2g)$, м										
Удельная потенциальная энергия потока $z_i + p_i/(\rho g)$, м										
Полный напор H_i , м										
Мощность потока N_i , Вт										

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v d}{\nu}$$

Коэффициент Кориолиса $\alpha = 2$ при $Re < 2320$, а при $Re > 2320 - \alpha \approx 1$.

Геометрические напоры z_i равны значениям вертикальных координат (в выбранной системе координат). В данной работе рекомендуется плоскость сравнения расположить таким образом, чтобы сечение 1–1 находилось в этой плоскости. Тогда расстояние от центра сечения трубопровода до плоскости сравнения будет равно геометрическому напору z_i .

При вычислении пьезометрических напоров $p_i/(\rho g)$ плотность масла (МГЕ-46 В) принять 890 кг/м³.

При вычислении скоростного (динамического) напора коэффициент Кориолиса во всех опытах – величина постоянная.

Полный напор H_i и мощность потока N_i вычисляются по формулам (2.2) и (2.4).

Результаты вычислений занести в таблицу 2.1 и построить для **обоих опытов** напорную и пьезометрические линии трубопровода $H = f_1(l_{mp})$, $z + p/(\rho g) = f_2(l_{mp})$, а также зависимость $N_i = f(l_{mp})$.

При построении графиков необходимо учитывать, что начало трубопровода находится в сечении 1–1, а конец – в сечении 5–5.

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.

3 Лабораторная работа № 3. Определение коэффициентов местных гидравлических сопротивлений

Цель работы:

- изучение методики экспериментального определения коэффициентов местных гидравлических сопротивлений;
- экспериментальное определение коэффициентов сопротивления обратного клапана, колена, постоянного гидродросселя.

3.1 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.

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

$$h_m = \zeta_m \frac{v^2}{2g}, \quad (3.1)$$

где ζ_m – коэффициент местного сопротивления (величина безразмерная);

v – 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).

Экспериментальное определение ζ_m осуществляется на основе уравнения Вейсбаха (3.1).

Полные напоры H_1 и H_2 в сечениях 1–1 и 2–2 будут определены экспериментально. В связи с тем, что напоры H_1 и H_2 определены не непосредственно у местного сопротивления, а на некотором удалении от него, потери напора

$$H_1 - H_2 = h_m + h_{\text{дл.1-2}}, \quad (3.2)$$

где h_m – потери в местном сопротивлении (точнее было бы сказать, что это потери, обусловленные наличием местного сопротивления, т. к. эти потери возникают не только в местном сопротивлении, а и на некотором удалении от него);

$h_{\text{дл.1-2}}$ – потери на трение по длине трубопровода между сечениями 1–1 и 2–2 при течении стабилизированного потока.

Для определения $h_{\text{дл.1-2}}$ необходимо создать контрольный участок, на котором затем определяется гидравлический уклон.

Контрольный участок – это участок трубопровода постоянного диаметра со стабилизированным потоком, не содержащий между начальным и конечным сечениями (к которым подключены манометры или пьезометры) местных сопротивлений. На рисунке 3.1 контрольный участок расположен между сечениями 3–3 и 4–4.

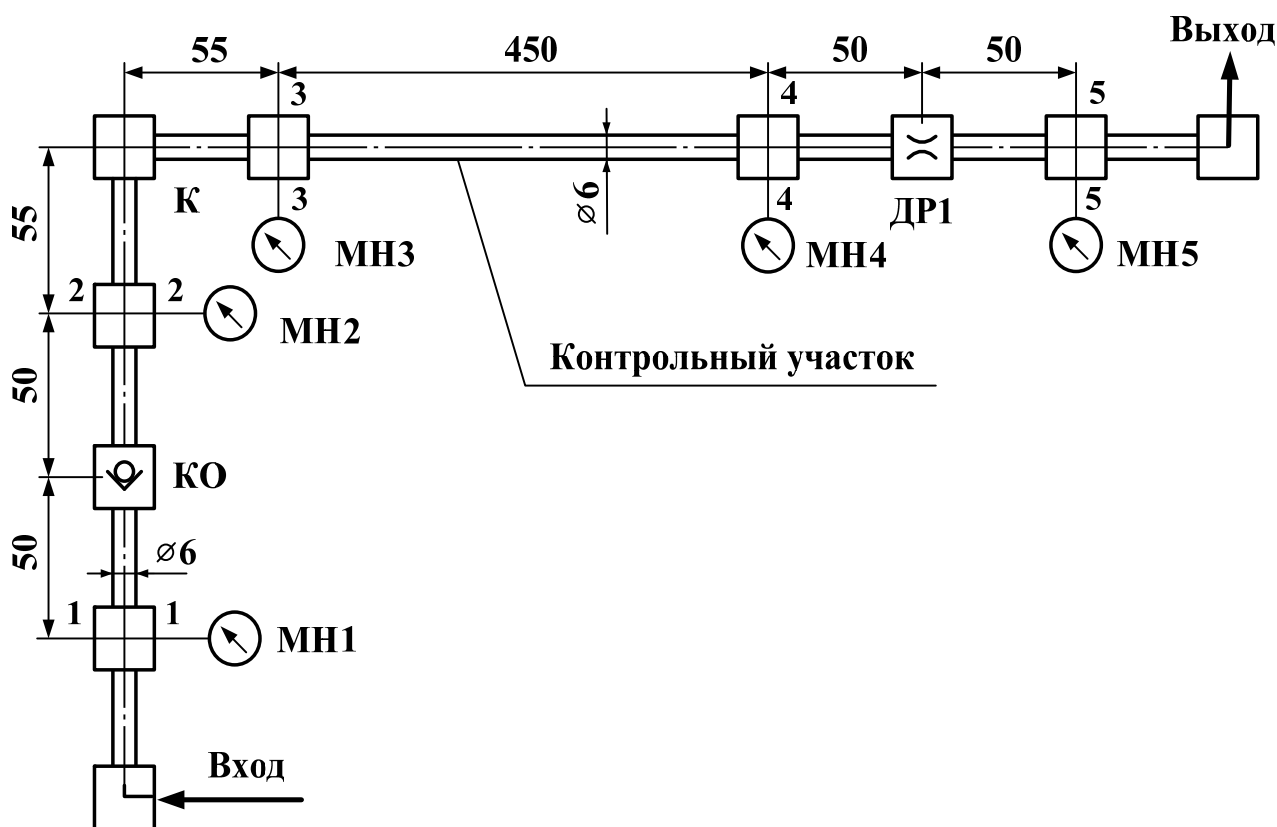


Рисунок 3.1 – Схема объекта исследований

Гидравлический уклон

$$i = \frac{H_2 - H_3}{l_{2-3}}, \quad (3.3)$$

где H_2, H_3 – полные напоры в начале и в конце контрольного участка, м;
 l_{2-3} – длина контрольного участка, м.

Тогда потери давления на трение по длине трубопровода между сечениями 1–1 и 2–2 при течении стабилизированного потока

$$h_{\text{дл.1-2}} = i l_{1-2}, \quad (3.4)$$

где l_{1-2} – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2, $l_{1-2} = l_{1-м} + l_{м-2}$.

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

1) из формулы Вейсбаха (3.1) выразить $\zeta_{м}$:

$$\zeta_{м} = \frac{2g h_{м}}{v^2}; \quad (3.5)$$

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

Для нахождения $h_{м}$ нужно определить полные напоры перед местным сопротивлением и после него $H_{\text{вх}}$ и $H_{\text{вых}}$, а также гидравлический уклон i на контрольном участке.

Тогда

$$h_{м} = H_{\text{вх}} - H_{\text{вых}} - i l, \quad (3.6)$$

где l – расстояние между сечениями участка, включающего исследуемое местное сопротивление.

В случае, когда $d_1 \neq d_2$ (решается, например, задача экспериментального определения $\zeta_{м}$ для таких местных сопротивлений, как внезапное расширение или внезапное сужение), величина $h_{\text{дл.1-2}}$ вычисляется из выражения

$$h_{\text{дл.1-2}} = i_1 l_{1-м} + i_2 l_{м-2}, \quad (3.7)$$

где i_1 и i_2 – гидравлические уклоны, определенные на контрольных участках с диаметрами d_1 и d_2 , т. е. в этом случае нужно создавать два контрольных участка;

$l_{1-м}$ – расстояние от сечения 1–1 до местного сопротивления (диаметр трубопровода d_1);

$l_{м-2}$ – расстояние от местного сопротивления до сечения 2–2 (диаметр трубопровода d_2).

3.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (от сечения 1–1 до сечения 5–5), содержащий три гидравлические местные сопротивления: обратный клапан (без пружины), колено (поворот на 90 град) и постоянный гидродроссель ДР1 (см. рисунок 3.1).

Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Трубопровод содержит: клапан обратный КО (без пружины), колено (поворот на 90 град) и постоянный гидродроссель ДР1 (диаметр 3 мм, толщина стенки 1,5 мм), контрольный участок (расположен между сечениями 3–3 и 4–4).

3.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятора расхода РР полностью вывернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р2 установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера установлен в нижнее положение.

3.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в верхнее положение «Вкл. 1». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на средней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР необходимо провести четыре опыта. Первый опыт проводить при минимальном расходе, а последний – при максимально возможном (смотреть по расходомеру РА).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления $p_{j1} \dots p_{j5}$ по манометрам МН1...МН5 (индекс j соответствует номеру опыта);
- время прохождения t_j , с, через расходомер объема жидкости $W_{жс}$.

Объемом $W_{жс}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ (5 л);

- температуру рабочей жидкости T_j , °С (по термометру).

Результаты измерений занести в таблицу 3.1.

После выполнения всех опытов необходимо отключить установку.

Таблица 3.1 – Результаты исследований

Но- мер опыта	Показание манометров МН1...МН5, МПа (цифровой индекс при p соответствует номеру сече- ния и манометра)					Время про- хождения объема $W_{ж}$ через расхо- домер t_j , с	Объем жид- кости $W_{ж}$, проходящей через расхо- домер, м ³	Темпера- тура рабочей жидкости T_j , °С	Кинема- тическая вязкость ν_j , м ² /с	Расход жидко- сти Q_j , м ³ /с
	p_{j1}	p_{j2}	p_{j3}	p_{j4}	p_{j5}					
1							5·10 ⁻³			
2										
3										
4										

3.3 Обработка результатов

Кинематическая вязкость ν_j (см. таблицу 3.1) определяется при T_j по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (в качестве рабочей жидкости используется масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Расход жидкости в трубопроводе (см. таблицу 3.1)

$$Q = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Средняя скорость потока

$$v = \frac{Q_j}{A_{тр}},$$

где $A_{тр}$ – площадь сечения трубопровода (внутренний диаметр трубопровода $d = 6 \cdot 10^{-3}$ м (6 мм)), м².

Число Рейнольдса

$$Re_j = \frac{v_j d}{\nu_j}.$$

Коэффициент Кориолиса $\alpha_j = 2$ при $Re_j < 2320$ и $\alpha_j = 1$ при $Re_j > 2320$.

Пьезометрический напор

$$h_{nj,i} = \frac{p_{j,i}}{\rho g},$$

где $p_{j,i}$ – давление в j -м опыте и в i -м сечении, Па;

ρ – плотность жидкости, $\rho = 890$ кг/м³.

В таблице 3.2 приводятся результаты обработки данных эксперимента.

Таблица 3.2 – Результаты обработки экспериментальных данных

Номер опыта j	1					2					3					4				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
Средняя скорость v_i , м/с																				
Число Рейнольдса Re_i																				
Коэффициент Кориолиса α_i																				
Пьезометрический напор $h_{nj,i}$, м																				
Скоростной напор h_{cj} , м																				
Полный напор $H_{j,i}$, м																				
Гидравлический уклон i_j																				
Потери напора $h_{коj}$ на клапане обратном КО, м																				
Потери напора h_{kj} на колене К, м																				
Потери напора $h_{дрj}$ на гидродросселе ДР1, м																				
Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{коj}$ КО																				
Коэффициент местного сопротивления ζ_{kj} К																				
Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{дрj}$ ДР1																				

Скоростной напор

$$h_{cj} = \alpha_j v_j^2 / (2g).$$

В пределах опыта скоростной напор h_{cj} – величина постоянная, а пьезометрические напоры $h_{nj,i}$ изменяются как при переходе от одного опыта к другому, так и при изменении сечения.

Полный напор

$$H_{j,i} = h_{cj} + h_{nj,i}.$$

Гидравлический уклон (определяется на контрольном участке)

$$i_j = H_{j3} - H_{j4} / l_{3-4},$$

где l_{3-4} – длина контрольного участка (см. рисунок 3.1), м.

Потери напора на местных сопротивлениях (КО, К и ДР1) вычисляются по формуле (3.6) в соответствии с изложенной в подразделе 3.1 методикой.

Так, если нужно определить потери напора на клапане обратном КО, например, в первом опыте ($j = 1$), то

$$h_{ко1} = H_{1,1} - H_{1,2} - i_1 l_{1-2},$$

где $H_{1,1}$ – полный напор (первый индекс – номер опыта, второй индекс – номер сечения);

$H_{1,2}$ – полный напор в первом опыте в сечении 2–2;

i_1 – гидравлический уклон в первом опыте;

l_{1-2} – расстояние между сечениями 1–1 и 2–2 (по схеме на рисунке 3.2 $l_{1-2} = 50 + 50 = 100 \text{ мм} = 0,1 \text{ м}$).

Аналогичный подход используется как при определении потерь напора на клапане обратном в других опытах, так и при определении потерь на других сопротивлениях. Нужно только при определении потерь использовать соответствующие напоры в сечениях $H_{j,i}$, гидравлические уклоны i_j и длины участков, на которых между двумя смежными сечениями установлено исследуемое местное сопротивление. После вычисления всех потерь напора на местных сопротивлениях по формуле (3.5) определяются для четырех опытов численные значения $\zeta_{коj}$, ζ_{kj} и $\zeta_{дрj}$.

После заполнения таблицы 3.2 нужно **построить графические зависимости** $\zeta_{ко} = f_1(Re)$, $\zeta_k = f_2(Re)$ и $\zeta_{др} = f_3(Re)$. Построение можно выполнить на одном рисунке. Полученные значения коэффициентов местных сопротивлений нужно сравнить со справочными данными [4].

Контрольные вопросы

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

4 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.

4.1 Краткие теоретические сведения

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

$$h_{\text{дл}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, или коэффициент Дарси;

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

v – средняя скорость течения жидкости.

Для определения $h_{\text{дл}}$ в трубах произвольного поперечного сечения в формулу (4.1) вместо d подставляют гидравлический диаметр D .

Исследованиями установлено, что коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенок Δ_9/d , где Δ_9 – абсолютная величина так называемой эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости (физический смысл Δ_9 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 $\delta_{\text{нл}} = 30d/(Re\sqrt{\lambda})$. При $\delta_{\text{нл}} > \Delta$ труба является гидравлически гладкой, где Δ – абсолютная шероховатость стенок трубы.

При $\delta_{\text{нл}} < \Delta$ (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 $\lambda_{\text{э}}$. Из уравнения (4.1)

$$\lambda_{\text{э}} = \frac{2h_{\text{дл}} d g}{lv^2}. \quad (4.2)$$

Значения $h_{\text{дл}}$ и v определяются на основе экспериментальных данных. Для горизонтального трубопровода постоянного сечения

$$h_{\text{дл}} = h_{\text{нн}} - h_{\text{нк}}, \quad (4.3)$$

где $h_{\text{нн}}$, $h_{\text{нк}}$ – 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 , $\Delta_{\text{э}}$. Определяемый ниже коэффициент гидравлического трения в соответствии со вторым способом обозначен λ_p .

Зоны, их границы и формулы, используемые для вычисления λ , следующие [4, 6].

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

$$\lambda_p = 64/Re. \quad (4.4)$$

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

$$\lambda = 2,7/Re^{0,53}. \quad (4.5)$$

Зона 3 – гидравлически гладких труб; $4000 < Re < 20 \frac{d}{\Delta_{\text{э}}}$.

Для вычисления λ в этой зоне пользуются формулой Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (4.6)$$

или формулой Конакова:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}. \quad (4.7)$$

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:

$$\lambda \approx 0,11 \left(\frac{\Delta_э}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (4.8)$$

Зона 5 – квадратичного сопротивления (автомодельности); $Re > 500 \frac{d}{\Delta_э}$.

Для расчета λ в этой зоне широко применяется формула Шифринсона:

$$\lambda = 011 \left(\frac{\Delta_э}{d} \right)^{0,25}. \quad (4.9)$$

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. $\lambda = f(\Delta_э/d)$.

При решении задач в области машиностроительной гидравлики часто выделяют две зоны. Первая соответствует ламинарному режиму течения ($Re < 2320$), для которого λ вычисляют по формуле (4.4), а вторая – турбулентному режиму течения ($Re > 2320$), для которого значения λ определяют по формуле Блазиуса (4.6). При подстановке в формулу Вейсбаха – Дарси $\lambda = 64/Re$ получают формулу Пуазейля:

$$h_{дл} = \frac{32 \nu l}{g d^2} v. \quad (4.10)$$

Третий способ. В соответствии с этим способом при турбулентном течении жидкости ($Re > 4000$) значение λ для стальных труб можно определить графически (например, по графикам Мурина или Никурадзе) [1, с. 74]. Для определения λ по графикам Мурина необходимо знать Re и $d/\Delta_э$, а по графикам Никурадзе – Re и $d/\Delta_э$.

4.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является стальной трубопровод (участок 62, от сечения 8–8 до сечения 9–9), схема которого представлена на рисунке 4.1.

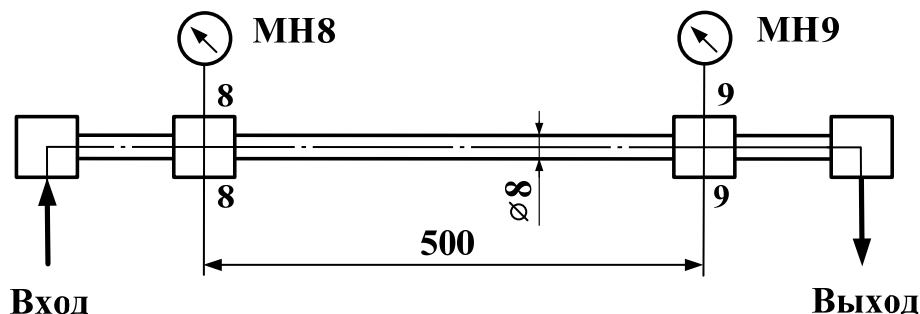


Рисунок 4.1 – Схема исследуемого трубопровода

Размеры на схеме приведены в миллиметрах. Внутренний диаметр трубопровода – 8 мм. К начальному 8–8 и конечному 9–9 сечениям исследуемого трубопровода подключены манометры МН8 и МН9. Эквивалентная шероховатость внутренней стенки трубопровода $\Delta_э = 0,1$ мм [4].

4.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением установки необходимо убедиться, что:

- маховик управления регулятора расхода РР полностью повернут против часовой стрелки (указатель положения маховика установлен в позицию «1»);
- тумблеры управления гидрораспределителями установлены в положение «Выкл.»;
- тумблер установки режима работы электронного секундомера установлен в положение «Ручн.», а тумблер включения питания секундомера установлен в нижнее положение.

4.2.2 Проведение эксперимента. Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), питание электронного секундомера (тумблер установить в положение «Вкл.»). Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в нижнее положение «Вкл.2». При этом жидкость от насоса через распределитель Р1 направляется к исследуемому трубопроводу (установлен на нижней панели стенда).

При различных настройках регулятора расхода РР провести шесть опытов. Первый опыт проводить при минимальном расходе, а шестой – при максимальном (смотреть по расходомеру Р4).

В каждом опыте необходимо измерять:

- давления p_8 и p_9 (по манометрам МН8 и МН9), МПа;
- время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости. Объемом $W_{жс}$ необходимо задаться, приняв его, например, равным во всех опытах $5 \cdot 10^{-3}$ м³ (5 л);

– температуру рабочей жидкости T , °С (по термометру).
Результаты измерения занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты исследований

Номер опыта		1	2	3	4	5	6
Показания манометров, МПа	p_8						
	p_9						
Потери напора $h_{дл}$, м							
Объем жидкости, проходящей через счетчик, $W_{ж}$, м ³		$5 \cdot 10^{-3}$					
Время прохождения объема t , с							
Температура рабочей жидкости T , °С							
Расход Q , м ³ /с; $Q = W_{ж} / t$							
Средняя скорость v , м/с							
Кинематическая вязкость ν , м ² /с							
Число Рейнольдса Re							
Коэффициент гидравличе- ского трения	$\lambda_э$						
	λ_p						

После выполнения всех опытов необходимо маховик регулятора расхода РР повернуть до ограничения против часовой стрелки (указатель положения маховика в позиции «1»), тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в среднее положение, выключить электрическое питание секундомера, электродвигателя и стенда.

4.3 Обработка результатов

Потери напора на участке между сечениями 8–8 и 9–9 трубопровода (потери по длине)

$$h_{дл} = \frac{p_8 - p_9}{\rho g},$$

где ρ – плотность масла, $\rho = 890$ кг/м³.

Давления p_8 и p_9 необходимо подставлять в формулу в паскалях.

Расход жидкости в трубопроводе

$$Q = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Средняя скорость жидкости в трубопроводе

$$v = \frac{Q}{A_{mp}},$$

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

Кинематическую вязкость определяют по графику $\nu = f(T)$, который имеется в лаборатории (масло МГЕ-46В).

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v d}{\nu}.$$

Коэффициент гидравлического трения λ_g , определяемый экспериментальным путем, необходимо вычислять по формуле (4.2).

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

Для определения зоны гидравлического сопротивления необходимо использовать численное значение Re (из таблицы 4.1).

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 (4.4), т. е. $\lambda_p = 64/Re$.

После выполнения всех расчетов **необходимо построить графические зависимости** $\lambda_g = f_1(Re)$ и $\lambda_p = f_2(Re)$ (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 Поясните физический смысл эквивалентной шероховатости труб Δ_g .

5 Лабораторная работа № 5. Изучение устройства и определение характеристик гидрораспределителей

Цель работы: изучение устройства и экспериментальное определение характеристик гидрораспределителей.

5.1 Краткие теоретические сведения

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.

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_y** .

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

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

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

$$\zeta = \frac{\Delta p \pi^2 d^4}{8 \rho Q^2}, \quad (5.1)$$

где Δp – перепад давления на распределителе;

d – диаметр гидролинии, в которой установлен исследуемый распределитель;

ρ – плотность жидкости;

Q – расход жидкости через распределитель.

Выражение (5.1) 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

$$N_{ном} = \Delta p Q. \quad (5.2)$$

Характеристики $Q_{ум} = f(p)$ 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 $Q_{ум} = f(p)$ на стенде выходы распределителя А и В необходимо перекрыть, ко входу Р подключить насосную установку, а сливы Т₁ и Т₂ подключить к расходомеру. Расходы утечек могут быть определены в трех положениях (позициях) золотника (две из них рабочие). Измерение величины $Q_{ум}$ осуществляется при фиксированных значениях давления p и температуры (вязкости) рабочей жидкости.

5.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является трехпозиционный пятилинейный распределитель с ручным управлением. Условный проход его $d_v = 6$ мм. Единственное важное отличие заключается в том, что у испытываемого распределителя в нейтральной позиции золотника вход Р соединен со сливом.

5.2.1 Подготовка установки к испытаниям по определению расходно-перепадной характеристики. Перед включением стенда необходимо собрать гидравлическую схему исследуемой подсистемы. Для этого следует, используя эластичный трубопровод с ответвлением, соединить выход регулятора расхода РР1 (разъем R1) со входом распределителя Р (разъем R8), а ответвление под-

ключить к блоку TR1 (разъем R2). Выход распределителя (разъем R10) вторым эластичным трубопроводом с ответвлением соединить с регулируемым дросселем ДР (разъем RK12), ответвление подключить к блоку TR2 (разъем R3). Соединение необходимо обеспечить таким образом, чтобы ответвления к манометрам находились со стороны распределителя P, что позволит более точно измерять давления на его входе и выходе.

Распределитель необходимо переключить в рабочую позицию, в которой обеспечивается прохождение жидкости со входа (разъем R8) на выход (разъем R10).

Регулятор расхода PP1 следует настроить на минимальный расход (повернуть маховик управления до ограничения против часовой стрелки).

5.2.2 Определение расходно-перепадной характеристики распределителя.

Включить электрическое питание стенда («Сеть»), электродвигателя М (кнопка «Пуск»), электронного секундомера (тумблер «Вкл.»).

Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

При различных настройках регулятора расхода PP1 провести шесть опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- давление на входе распределителя $p_{вх}$ (по манометру МН3);
- давление на выходе распределителя $p_{вых}$ (по манометру МН4);
- время прохождения t , с, через расходомер РА заданного объема жидкости $W_{жс}$ (с помощью электронного секундомера);
- температуру рабочей жидкости $t_{жс}$ (по термометру Т).

Результаты измерений записать в таблицу 5.1.

Таблица 5.1 – 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 $W_{жс}$, дм ³	10					
Температура жидкости $t_{жс}$, °С						
Расход через распределитель Q , дм ³ /с						
Перепад давления на распределителе Δp , МПа						
Кинематическая вязкость жидкости ν , мм ² /с						
Коэффициент местного сопротивления распределителя ζ						
Потери мощности на распределителе $N_{пот}$, Вт						

Величиной объема $W_{жс}$ необходимо задаться, приняв, например, $W_{жс} = 10 \text{ дм}^3$.

Следует иметь в виду, что значения Δp , ζ и N_{nom} 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.

5.2.3 Подготовка установки к испытаниям по определению утечек в распределителе. При сборке схемы исследуемой подсистемы необходимо трубопроводом с ответвлением соединить регулятор расхода РР1 (разъем R1) со входом распределителя Р (разъем R8), а ответвление подключить к блоку TR1 (разъем R2). Ответвление к блоку TR1 (манометру МН3) должно находиться у распределителя Р.

Слив с распределителя (разъем R9) необходимо простым трубопроводом соединить с разъемом R13 мерного бака Б2.

Регулятор расхода РР1 следует настроить на максимальный расход (повернуть маховик управления до ограничителя по часовой стрелке).

Переключить распределитель в рабочую позицию.

5.2.4 Определение характеристики утечки в распределителе. Включить электродвигатель и питание электронного секундомера.

Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

При различных настройках напорного клапана КП1 провести пять опытов.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

- величину давления p (по манометру МН3);
- время t поступления в мерный бак объема $W_{ж}$;
- температуру рабочей жидкости $t_{ж}$.

Давление p изменять в пределах 2...6 МПа. Величину $W_{ж}$ принять равной 10 дм³.

Результаты измерений записать в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 – Результаты исследований по определению утечек в распределителе

Параметры	Номер опыта i					
	1	2	3	4	5	6
Давление p , МПа						
Время t , с						
Температура жидкости $t_{ж}$, °С						
Объем $W_{ж}$, см ³	10					
Расход утечек $Q_{ут}$, см ³ /с						
Кинематическая вязкость жидкости ν , мм ² /с						

После выполнения всех опытов отключить питание секундомера, электродвигателя и стенда.

5.3 Обработка результатов

Расход жидкости через распределитель

$$Q = \frac{W_{жс}}{t}. \quad (5.3)$$

Расход утечек $Q_{ут}$ (см. таблицу 5.2) определяется также по формуле (5.3).

Кинематическая вязкость жидкости определяется по графику $\nu = f(t_{жс})$, имеющемуся в лаборатории (в гидравлической системе стенда используется минеральное масло для гидрообъемных передач МГЕ-46 В).

Перепад давления на распределителе

$$\Delta p = p_{вх} - p_{вых}.$$

Коэффициент местного сопротивления распределителя определяется по формуле (5.1), а величина $N_{ном}$ – по формуле (5.2).

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

Контрольные вопросы

- 1 Классификация и устройство гидрораспределителей.
- 2 Условные графические обозначения гидрораспределителей.
- 3 Основные параметры гидрораспределителей.
- 4 Методика определения гидравлических характеристик гидрораспределителей.
- 5 Анализ экспериментальных гидравлических характеристик распределителя.

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

Цель работы:

- изучение устройства шестеренного насоса; изучение технических показателей объемных насосов;
- изучение методики и экспериментальное определение рабочих и кавитационных характеристик насоса.

6.1 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]. Под **рабочей камерой** объемной гидромашины понимается ограниченное пространство, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое 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.

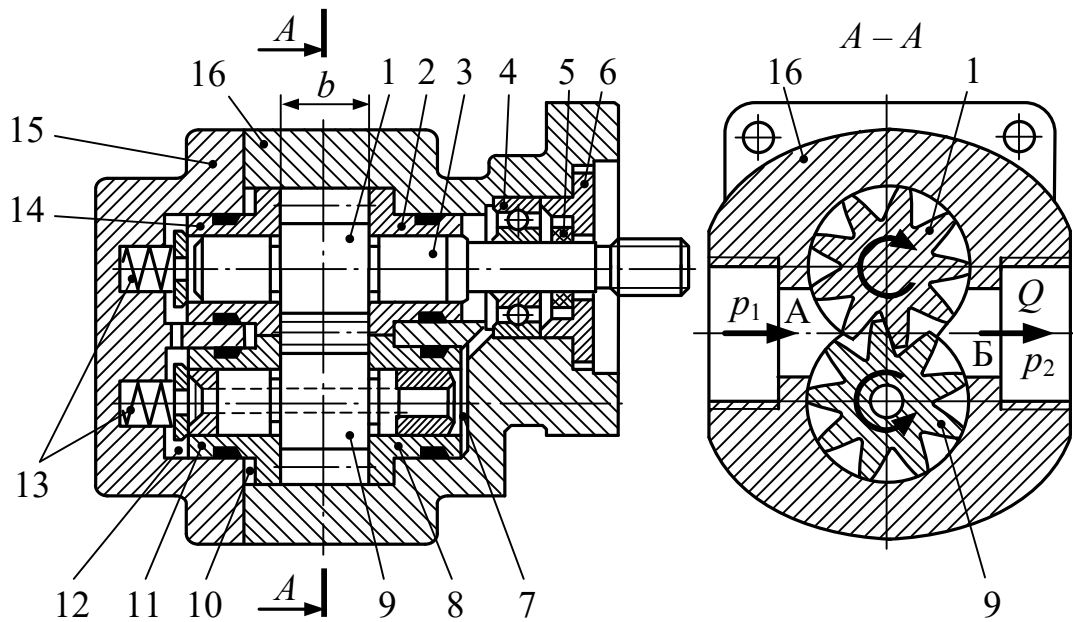
Шестеренные насосы обладают всеми свойствами, присущими объемным насосам. К ним относятся [3]:

- 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 6.1 показана одна из конструктивных схем шестеренного насоса с внешним зацеплением шестерен.

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.



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 6.1 – Шестеренный насос

Таким образом 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 **гидравлический поджим** деталей, установленных по торцам шестерен. В конструкции насоса на рисунке 6.1 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).

Основные технические параметры объемных насосов:

- рабочий объем насоса V_o ;
- теоретическая (идеальная) подача насоса Q_m ;
- подача насоса (действительная) Q_n ;
- давление насоса p_n ;
- мощность насоса N_n ;
- полезная мощность насоса N_n ;
- полный КПД насоса η_n ;
- объемный КПД насоса η_o ;
- гидравлический КПД насоса η_g ;
- механический КПД насоса η_m ;
- гидромеханический КПД насоса η_{gm} .

Рабочий объем насоса

$$V_o = kV_{кам}z, \quad (6.1)$$

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, м³;

z – число рабочих камер.

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

Теоретическая или идеальная подача насоса

$$Q_m = V_o n, \quad (6.2)$$

где n – частота вращения вала насоса, с⁻¹ (об/с).

Подача насоса (действительная)

$$Q_n = \eta_o Q_m = \eta_o V_o n, \quad (6.3)$$

где η_o – 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 (6.3) следует, что

$$\eta_o = \frac{Q_n}{Q_m}. \quad (6.4)$$

Давление объемного насоса приближенно можно определить как

$$p_n = p_2 - p_1, \quad (6.5)$$

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 (6.5) вместо знака «минус» необходимо использовать знак «плюс».

Мощность насоса N_n – это мощность, подводимая к насосу,

$$N_n = M\omega, \quad (6.6)$$

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

ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Полезная мощность насоса

$$N_n = p_n Q_n. \quad (6.7)$$

Полный КПД насоса

$$\eta_n = N_n / N_n. \quad (6.8)$$

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

$$\eta_n = \eta_o \eta_e \eta_m. \quad (6.9)$$

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

$$\eta_{em} = \eta_e \eta_m. \quad (6.10)$$

Все известные в настоящее время насосы имеют два типа характеристик:

- 1) рабочие;
- 2) кавитационные.

Рабочие характеристики для объемного насоса представляют собой зависимости подачи Q_n , полезной мощности N_n , полного η_n и объемного η_o КПД от давления насоса p_n . Определяют рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. при $n = \text{const}$.

Кавитационные характеристики насоса представляют собой зависимости основных технических показателей насоса (подачи Q_n , полезной мощности насоса N_n , КПД насоса η_n и η_o) от давления на входе в насос p_1 . Иногда при построении кавитационных характеристик по оси абсцисс откладывают не p_1 , а вакуумметрическую высоту всасывания H_v (в метрах).

$$H_v = \frac{p_1^{вак}}{\rho g}, \quad (6.11)$$

где $p_1^{вак}$ – вакуумметрическое давление на входе в насос, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

6.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является шестеренный насос Н1 (см. рисунок 6.1) типа НШ10-3 (рабочий объем $V_o = 10$ см³, объемный КПД $\eta_o = 0,92$, полный КПД $\eta_n = 0,8$).

При проведении испытаний по определению рабочих характеристик необходимо учитывать, что в напорной линии насоса Н1 установлен предохранительный клапан КП1, т. е. в данной работе определяются рабочие характеристики насоса совместно с предохранительным клапаном.

6.2.1 Подготовка установки к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что:

– вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки);

– полностью вывернуть по часовой стрелке маховик управления регулируемым дросселем ДР1 (этому положению соответствует максимальное проходное сечение дросселя);

– тумблеры управления гидрораспределителями:

Р1 – в положении «ВЫКЛ.»;

Р2 – в положении «ВЫКЛ.»;

Р3 – в положении «ВЫКЛ.».

6.2.2 Определение рабочих характеристик. Включить электрическое питание стенда, электродвигателя М1, электронного секундомера, тахометра ($n_{н1}$). Тумблер переключения режимов работы секундомера SA3 установить в положения «РУЧН.». Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р1 в положение «ВКЛ.1», а тумблер Р3 – в положение «ВКЛ.».

При различных настройках регулируемого дросселя ДР1 провести шесть опытов. В каждом опыте необходимо измерять:

- давление p_1 (по вакуумметру, установлен снизу);
- давление p_2 (по манометру МН1);
- частоту вращения вала насоса n (для определения частоты вращения n , об/с, показание тахометра $n_{н1}$ необходимо делить на 2);
- мощность $N_э$, подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт);
- время прохождения t , с, через расходомер РА объема жидкости $W_{жс}$ (принять $W_{жс} = 10 \text{ дм}^3 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$).

Результаты измерений занести в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра $N_э$, Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости			
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{жс}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_n (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_m , м ³ /с			
Давление насоса p_n , МПа			
Мощность насоса N_n , Вт			
Объемный КПД η_o			
Полезная мощность насоса N_n , Вт			
Полный КПД насоса η_n			

6.2.3 Определение кавитационных характеристик. Тумблеры управления гидрораспределителями должны быть в том же положении, что и в п. 6.2.2. С помощью регулируемого дросселя ДР1 установить давление в напорной линии насоса по манометру МН1, равное, например, 1 МПа. При различных степенях закрытия вентиля В1 провести серию опытов. В каждом опыте измерять все величины, которые измерялись при определении рабочих характеристик (см. п. 6.2.2).

Результаты измерений занести в таблицу 6.2.

В процессе определения кавитационных характеристик первоначальную настройку регулируемого дросселя ДР1 **не изменять**.

Внимание!!! При входе в режим кавитации происходит «срыв» подачи насоса. При этом прекращается поток рабочей жидкости через насос и ухудшается его охлаждение и смазка. Поэтому с целью предотвращения преждевременного выхода из строя насос не рекомендуется вводить в режим кавитации. Для этого необходимо следить за стрелкой расходомера РА: стрелка должна вращаться.

После завершения опытов по определению кавитационных характеристик необходимо **полностью открыть вентиль В1**.

После выполнения всех опытов необходимо тумблеры управления гидрораспределителями Р1 и Р3 установить в положение «ВЫКЛ.», отключить электропитание тахометра, секундомера, электродвигателя М1 и стенда.

Результаты занести в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – Результаты исследований по определению кавитационных характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра $N_э$, Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время прохождения t , с, через расходомер объема жидкости			
Объем жидкости, проходящей через расходомер, $W_{жс}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_n (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_m , м ³ /с			
Давление насоса p_n , МПа			
Мощность насоса N_n , Вт			
Объемный КПД η_o			
Полезная мощность насоса N_n , Вт			
Полный КПД насоса η_n			

6.3 Обработка результатов

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

$$Q_n = \frac{W_{жс}}{t}.$$

Теоретическая подача насоса Q_m определяется по формуле (6.2), давление насоса p_n – по формуле (6.5).

Мощность насоса

$$N_n = \eta_{эд} N_э,$$

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

Объемный КПД насоса η_o , полезная мощность насоса N_n , полный КПД насоса η_n вычисляются по формулам (6.4), (6.7), (6.8).

Величина абсолютного давления на входе в насос

$$p_{a1} = p_0 - p_1,$$

где p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 0,1$ МПа.

После выполнения вычислений построить:

- 1) рабочие характеристики насоса: $Q_n = f_1(p_n), N_n = f_1(p_n), \eta_o = f_1(p_n), \eta_n = f_4(p_n)$;
- 2) кавитационные характеристики насоса: $Q_n = f_5(p_{a1}), N_n = f_6(p_{a1}), \eta_o = f_7(p_{a1}), \eta_n = f_8(p_{a1})$.

Контрольные вопросы

- 1 Назначение элементов и устройство станда.
- 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 и кавитационных характеристик шестеренного насоса.
- 6 Анализ результатов испытаний шестеренного насоса.

7 Лабораторная работа № 7. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена

Цель работы:

- изучение устройства регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования);
- экспериментальное определение характеристик гидропривода.

7.1 Краткие теоретические сведения

Объемный гидропривод [3] – это совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидролиний и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости.

Классификация объемных гидроприводов приведена на рисунке 7.1.



Рисунок 7.1 – Классификация объемных гидроприводов

КПД гидропривода определяется из следующего выражения:

$$\eta_{en} = \frac{N_n}{N_n}, \quad (7.1)$$

где N_n – полезная мощность при работе гидродвигателя (гидропривода), Вт;

N_n – мощность, подводимая к насосу (к гидравлической системе), Вт.

Полезная мощность при работе выходного звена регулируемого гидропривода с поступательным движением (при работе гидроцилиндра):

$$N_n = Fv_u, \quad (7.2)$$

где F – нагрузка на штоке гидроцилиндра, Н;

v_u – скорость перемещения штока гидроцилиндра, м/с.

Мощность, подводимая к насосу,

$$N_n = \frac{Q_n p_n}{\eta_n}, \quad (7.3)$$

где Q_n – действительная подача насоса, м³/с;

p_n – давление насоса, Па;

η_n – полный КПД насоса.

7.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропривод с поступательным движением выходного звена. Выходное звено привода – шток гидроцилиндра Ц1. Энергия, подводимая к гидроприводу, поступает к шестеренному насосу Н1 типа НШ10-3. Гидроцилиндр Ц1 установлен на стенде снизу. Обозначение гидроцилиндра – ГЦ 63.200.16.000 (диаметр цилиндра $D = 63$ мм, ход штока $h = 200$ мм, диаметр штока $d = 25$ мм).

7.2.1 Подготовка стенда к работе. Перед включением стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки).

Тумблеры управления гидрораспределителями Р1, Р2 и Р3 должны находиться в положении «ВЫКЛ.».

7.2.2 Испытания гидропривода. Включить питание стенда и электродвигателей М1 и М2. Дать возможность стенду поработать в течение 3...5 мин.

Включить питание секундомера, переключить с помощью тумблера SA3 секундомер в режим работы «АВТ.».

Установить с помощью клапана КП2 давление в поршневой полости гидроцилиндра Ц2 (по манометру МН5), равное 2 МПа.

Тумблер управления распределителем Р1 установить в положение «ВКЛ1.».

При различных настройках регулятора расхода РР2 провести семь опытов. При проведении каждого опыта тумблер Р2 переключать в положение «ВКЛ1.».

При этом шток нижнего цилиндра Ц1 будет выдвигаться, т. е. будет происходить рабочий ход, в течение которого следует выполнить все необходимые измерения.

Втягивание штока цилиндра Ц1 (холостой ход) обеспечивается при установке Р2 в положение «ВКЛ2.».

Первый опыт целесообразно начинать при минимальной скорости выдвижения штока цилиндра Ц1, что достигается поворотом маховика управления регулятором расхода РР2 против часовой стрелки.

Во время проведения каждого опыта необходимо измерять:

– давления $p_{\text{вак}}$ по вакуумметру В и p_1, p_4, p_5 по манометрам МН1, МН4 и МН5;

– время выдвижения штока цилиндра Ц1 $t_{\text{ц1}}$ – по секундомеру (перед каждым опытом необходимо обнулять показания цифрового табло секундомера, воздействуя на кнопку «Сброс»);

– мощность $N_э$ на входе электродвигателя М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт).

Результаты необходимо записать в таблицу 7.1.

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание секундомера, электромагнитов распределителей Р1 и Р2 (тумблеры установить в положение «ВЫКЛ.»), электродвигателей М1, М2 и стенда.

Таблица 7.1 – Результаты испытаний регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена

Номер опыта	Давление, МПа				Время выдвигания штока $T_{ц1}$, с	Показание киловаттметра, $N_э$, Вт	Мощность насоса N_H , Вт	Скорость выдвигания штока $v_{ц1}$, м/с	Нагрузка на штоке F , Н	Полезная мощность на штоке гидроцилиндра N_H , Вт	КПД гидропривода $\eta_{гп}$
	$p_{вак}$	p_1	p_4	p_5							
1											
...											
7											

7.3 Обработка результатов

Мощность насоса (подводимая к насосу)

$$N_H = \eta_э N_э,$$

где $\eta_э$ – КПД электродвигателя, $\eta_э = 0,82$.

Скорость выдвигания штока гидроцилиндра Ц1 определяется по формуле

$$v_{ц1} = \frac{h}{t_{ц1}},$$

где h – ход штока гидроцилиндра, м;

$t_{ц1}$ – время выдвигания штока, с.

Нагрузка на штоке гидроцилиндра Ц1

$$F = \frac{\frac{\pi}{4} [p_5 D^2 - p_4 (D^2 - d^2)]}{\eta_{м.ц}},$$

где D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра Ц1 соответственно, м;

$\eta_{м.ц}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Полезную мощность N_n и КПД гидропривода $\eta_{гп}$ необходимо вычислять по формулам (7.2) и (7.1).

По данным таблицы 7.1 необходимо построить графическую зависимость энергетической характеристики $\eta_{гп} = f(v_u)$.

Контрольные вопросы

- 1 Схема и устройство подсистемы стенда для исследований гидропривода с поступательным движением выходного звена.
- 2 Классификация объемных гидравлических приводов.
- 3 Принципы построения гидроприводов с дроссельным регулированием скорости выходного звена.
- 4 Возможные схемы установки дросселя, их достоинства и недостатки.
- 5 Виды статических и динамических характеристик.
- 6 Методика определения КПД гидропривода.
- 7 Анализ результатов исследований.

8 Лабораторная работа № 8. Исследование характеристик объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена

Цель работы:

- изучение устройства объемного регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена (с дроссельным принципом регулирования);
- экспериментальное определение характеристик гидропривода.

8.1 Краткие теоретические сведения

В объемном гидроприводе с вращательным движением выходного звена используется объемный гидродвигатель вращательного движения – гидромотор. В качестве последнего применен нерегулируемый реверсивный аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском (тип Г15-21Р).

Возможности реверсирования вращения вала гидромотора на стенде не используются. Это значит, что вал мотора вращается всегда в одном направлении. Обусловлено это тем, что для создания нагрузки на валу гидромотора используется нереверсивный шестеренный насос Н2 (тип НШ10-3).

Изменение давления в напорной линии насоса Н2 осуществляется с помощью регулируемого дросселя ДР2. При увеличении давления в напорной линии насоса увеличивается нагрузка на валу гидромотора М.

На муфте, соединяющей гидромотор М с насосом Н2, установлен светодиодный первичный преобразователь электронного тахометра, позволяющего измерять частоту вращения вала гидромотора и насоса Н2. Показания тахометра отображаются на панели в цифровом виде.

Регулирование угловой скорости вращения вала гидромотора в рассматриваемом гидроприводе с дроссельным принципом регулирования происходит за счет управления величиной расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидромотор. На вход гидромотора М поступает рабочая жидкость от основного насоса стенда Н1. Изменение расхода на входе гидромотора осуществляется с помощью двухлинейного регулятора расхода РР1. Каждому положению маховика управления регулятором РР1 соответствует определенное значение расхода на его выходе. Причем величина расхода, дозируемого регулятором, не зависит от уровня давлений на входе и выходе РР1. Избыток подачи основного насоса Н1 по отношению к дозируемому регулятором РР1 расходу направляется на слив через предохранительный клапан КП1.

Схемы установки дросселя при реализации принципа дроссельного регулирования в гидроприводе с поступательным движением выходного звена применимы и для гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Статические и динамические характеристики определяют также и для гидропривода с вращательным движением выходного звена. Отличие заключается лишь в том, что в качестве фазовых переменных используются угловая скорость ω_m или частота вращения n_m вала гидромотора и момент M на валу гидромотора (при исследованиях гидропривода с поступательным движением выходного звена фазовыми переменными принимались скорость перемещения v_c и величина усилия F на штоке гидроцилиндра).

КПД объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена гидропривода рассчитывается по формуле (7.1).

При этом полезная мощность при работе гидромотора

$$N_n = M_m \omega_m, \quad (8.1)$$

где M_m – момент на валу гидромотора, Н·м;

ω_m – угловая скорость вала гидромотора, рад/с.

$$\omega_m = 2\pi \cdot n_m, \quad (8.2)$$

где n_m – частота вращения, об/с.

8.2 Проведение испытаний

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропривод с вращательным движением выходного звена. Выходное звено привода – вал гидромотора М (тип Г15-21Р). Подводимая к гидроприводе энергия поступает через вал электродвигателя к насосу Н1 (тип НШ10-3).

8.2.1 *Подготовка стенда к работе.* Перед включением стенда необходимо убедиться, что вентиль В1 (установлен снизу на баке слева) полностью открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки).

Тумблеры управления гидрораспределителями Р1, Р2 и Р3 должны находиться в положении «ВЫКЛ.».

Маховик управления регулятором расхода РР1 повернуть до ограничения по часовой стрелке.

Маховик управления регулируемым дросселем ДР2 повернуть до ограничения по часовой стрелке.

8.2.2 *Испытания гидропривода.* Включить питание стенда, электродвигателя М1 и тахометра (n_m). Дать возможность стенду поработать в течение 3...5 мин.

Тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в положение «ВКЛ2.». При этом вал гидромотора начнет вращаться, что будет видно по тахометру.

Необходимо при различных настройках регулятора расхода РР1 провести две серии опытов.

Первая серия опытов проводится при максимальной частоте вращения вала гидромотора, а вторая – при уменьшенной примерно в 2 раза. Для уменьшения частоты вращения вала гидромотора при переходе ко второй серии опытов необходимо перенастроить регулятор расхода РР1, воздействуя при этом на маховик регулятора.

В каждой серии необходимо провести по семь опытов, изменяя в каждом опыте величину нагрузки на валу гидромотора. Изменение нагрузки осуществляется с помощью регулируемого дросселя ДР2.

При повороте маховика управления регулируемым дросселем ДР2 против часовой стрелки уменьшается площадь проходного сечения дросселя, что приводит к росту сопротивления сети, на которую работает насос Н2, и увеличению момента сопротивления на валу гидромотора.

В каждом опыте необходимо регистрировать:

– мощность N_s , подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру), (1 деление по прибору = 200 Вт);

– частоту вращения вала гидромотора n_m (для получения значения, n_m об/с, показание тахометра необходимо разделить на 2);

– давление p_8 в напорной линии насоса Н2 (по манометру МН8).

Результаты испытаний необходимо записать в таблицу 8.1.

После выполнения всех экспериментов необходимо:

– тумблер управления гидрораспределителем Р1 установить в положение «ВЫКЛ.»;

– выключить электропитание тахометра (n_{H1}), электродвигателя М1 и стенда.

Таблица 8.1 – Результаты исследований регулируемого гидропривода вращательным движением выходного звена

Номер серии	Номер опыта	Давление p_8 , МПа	Частота вращения вала гидромотора n_m , об/с	Показание киловаттметра, $N_э$, Вт	Мощность насоса Н1 N_H , Вт	Мощность на валу гидромотора N_M , Вт	Момент на валу гидромотора M_M , Н·м	КПД гидропривода $\eta_{гп}$
I	1							
	...							
	7							
II	1							
	...							
	7							

8.3 Обработка результатов

Мощность насоса (мощность, подводимая к гидроприводу)

$$N_n = \eta_э N_э,$$

где $\eta_э$ – КПД электродвигателя М1, $\eta_э = 0,82$.

Мощность на валу гидромотора (она же мощность на выходе гидропривода, полезная мощность N_n)

$$N_M \approx V_o n_m p_8 / \eta_{гм},$$

где V_o – рабочий объем насоса Н2 (НШ10-3), $V_o = 10 \text{ см}^3$;

$\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД насоса Н2.

Момент на валу гидромотора

$$M_M = \frac{N_M}{2\pi \cdot n_m},$$

где n_m – частота вращения вала гидромотора, об/с.

При выполнении вычислений размерности величин должны быть в СИ.

По результатам исследований необходимо построить следующие графические зависимости:

– нагрузочные характеристики $n_m = f(M_M)$;

– энергетические характеристики $\eta_{гн} = f_1(n_m)$ и $\eta_{гн} = f_2(M_M)$.

Контрольные вопросы

- 1 Схема и устройство подсистемы стенда для исследований гидропривода с вращательным движением выходного звена.
- 2 Что такое регулируемый гидропривод?
- 3 Способы реализации принципа дроссельного регулирования скорости движения выходного звена.
- 4 Возможные схемы включения регулируемого дросселя и регулятора расхода.
- 5 Методика определения КПД гидропривода.
- 6 Анализ полученных результатов исследований.

Список литературы

- 1 Гидравлика: учебник и практикум для академического бакалавриата / В. А. Кудинов [и др.]; под ред. В. А. Кудинова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Юрайт, 2018. – 386 с.
- 2 Гидравлика в машиностроении: учебник в 2 ч. / А. Г. Схиртладзе [и др.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол: ТНТ, 2016. – Ч. 1. – 392 с.
- 3 Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод: учебное пособие для вузов / Под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – Москва: Академия, 2007. – 336 с.
- 4 **Медведев, В. Ф.** Гидравлика и гидравлические машины: учебное пособие / В. Ф. Медведев. – Минск: Вышэйшая школа, 1998. – 311 с.
- 5 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 382 с. : ил.
- 6 Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта [и др.]; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – Москва: Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
- 7 **Юшкин, В. В.** Гидравлика и гидравлические машины: учебное пособие / В. В. Юшкин. – Минск: Вышэйшая школа, 1974. – 272 с.
- 8 **Ивановский, Ю. К.** Основы теории гидропривода: учебное пособие / Ю. К. Ивановский, К. П. Моргунов. – Санкт-Петербург; Москва; Краснодар: Лань, 2018. – 200 с.
- 9 **Наземцев, А. С.** Пневматические и гидравлические приводы и системы: учебное пособие в 2 ч.: Гидравлические приводы и системы. Основы / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. – Москва: ФОРУМ, 2017. – 304 с. : ил.
- 10 **Корнюшенко, С. И.** Основы объемного гидропривода и его управления: учебное пособие / С. И. Корнюшенко. – Москва: ИНФРА-М, 2016. – 338 с.