

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальностей 6-05-0715-03 «Автомобили,
тракторы, мобильные и технологические комплексы»
и 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных
и технологических машин и комплексов»
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2026

УДК 621.226:532
ББК 34.447
Г46

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Транспортные и технологические машины»
«24» марта 2026 г., протокол № 8

Составитель канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Рецензент Ю. С. Романович

Методические рекомендации к лабораторным работам по дисциплине «Гидравлика и гидропневмопривод» предназначены для студентов специальностей 6-05-0715-03 «Автомобили, тракторы, мобильные и технологические комплексы» и 6-05-0715-07 «Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов» очной и заочной форм обучения.

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОПРИВОД

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Корректор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 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, 2026

Содержание

Введение.....	4
1 Лабораторная работа № 1. Определение кинематического коэффициента вязкости вискозиметром Энглера	5
2 Лабораторная работа № 2. Измерение давления и расхода, определение параметров потока жидкости. Исследование и определение режима течения жидкости. Определение коэффициентов местных сопротивлений, коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)	8
3 Лабораторная работа № 3. Определение зависимости коэффициента расхода дросселя от режима течения рабочей жидкости.....	14
4 Лабораторная работа № 4. Экспериментальное определение скоростного и пьезометрического напора на участке трубопровода	16
5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкций и испытание гидроцилиндров.....	18
6 Лабораторная работа № 6. Изучение шестеренных насосов и режимов их работы.....	20
7 Лабораторная работа № 7. Изучение режимов работы гидромотора	23
8 Лабораторная работа № 8. Определение основных параметров аксиально-поршневых гидромашин	25
9 Лабораторная работа № 9. Изучение конструкций и исследование работы предохранительных гидроклапанов.....	27
10 Лабораторная работа № 10. Изучение конструкций и снятие характеристик распределителей.....	31
11 Лабораторная работа № 11. Изучение аппаратов для управления расходом рабочей жидкости.....	34
12 Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и диагностирование фильтров.....	38
13 Лабораторная работа № 13. Изучение мощностных характеристик гидромашин.....	39
14 Лабораторная работа № 14. Изучение режимов работы гидропривода при работе «на сеть»	41
15 Лабораторная работа № 15. Изучение характеристик гидроудара.....	43
Список литературы	47

Введение

Целью преподавания дисциплины является формирование у будущих инженеров компетенций в области основных законов гидравлики, конструкций объемных и динамических гидромашин и гидрооборудования, принципов их действия, типовых схем объемного гидропривода мобильных машин и методик их расчета.

Целью проведения лабораторных работ является формирование компетенций в области основных законов гидравлики, конструкций гидромашин и гидрооборудования, принципов их действия, испытаний, регулировки, диагностирования, технических характеристик гидромашин и гидроаппаратов.

Лабораторные работы выполняются бригадой студентов на натуральных машинах, моделях, стендах под руководством преподавателя или лаборанта. Все расчеты, замеры и обработка результатов осуществляются студентами самостоятельно с обязательным составлением индивидуального отчета. Отчёты оформляются либо на отдельных листах, либо в тетради, допускается машинописное оформление отчетов в виде отдельной книжки. На титульном листе отчетов указываются учебное заведение, кафедра, дисциплина, фамилия, инициалы студента и год написания отчета.

В отчете излагаются название, цель работы, краткие основные сведения, схемы установки моделей, основные формулы, результаты обработки опытных данных, доверительный интервал, коэффициент вариации, анализ полученных результатов и выводы.

До выполнения лабораторной работы студент самостоятельно изучает методические рекомендации к ней, используя рекомендуемую литературу, и получает конкретное задание.

После завершения лабораторной работы каждый студент индивидуально защищает её у преподавателя.

Обработка лабораторных работ производится согласно разработанному кафедрой графику отработки лабораторных работ после предоставления преподавателю разрешающего документа, подписанного деканом или его заместителем.

1 Лабораторная работа № 1. Определение кинематического коэффициента вязкости вискозиметром Энглера

Цель работы: определение вязкости жидкости при различных температурах и построение температурной кривой $y = f(T)$.

1.1 Общие сведения

Одним из основных свойств жидкости является вязкость. Вязкость (внутреннее трение) – одно из явлений переноса, свойство текучих тел (жидкостей и газов) оказывать сопротивление перемещению одной их части относительно другой. Сила сопротивления сдвигу слоев называется силой внутреннего трения.

При прямолинейном слоистом движении широкого класса жидкостей сила внутреннего трения между смещающимися слоями выражается формулой Ньютона – Петрова.

$$F = \mu \cdot S \frac{dv}{dn}, \quad (1.1)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с;

S – площадь соприкасающихся слоев жидкости, м²;

$\frac{dv}{dn}$ – градиент скорости, являющийся показателем интенсивности

изменения величины скорости по нормали к ее направлению, с⁻¹.

Динамический коэффициент вязкости μ , являющийся основной количественной характеристикой вязкости жидкостей и газов, численно равен силе трения, возникающей на единичной площади при единичном градиенте скорости. Наряду с динамическим коэффициентом вязкости μ , в технических дисциплинах широко используют кинематический коэффициент вязкости ν , определяемый соотношением

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (1.2)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости ν в системе СИ – квадратный метр на секунду.

Единица измерения динамического коэффициента вязкости μ в системе СИ – паскаль-секунда.

Жидкости, для которых выполняется уравнение Ньютона – Петрова, называются ньютоновскими, остальные – неньютоновскими.

Для определения вязкости применяют вискозиметры различных систем: Энглера, капиллярные, шариковые, ротационные.

1.2 Аппаратура и материалы

Вискозиметр Энглера применяется для определения вязкости капельных жидкостей, вязкость которых выше вязкости воды. Он относится к разряду условных приборов, в которых вязкость определяется по отношению к вязкости известной жидкости (дистиллированной воды). Вискозиметр представляет собой два концентрически вставленных друг в друга резервуара в соответствии с рисунком 1.1.

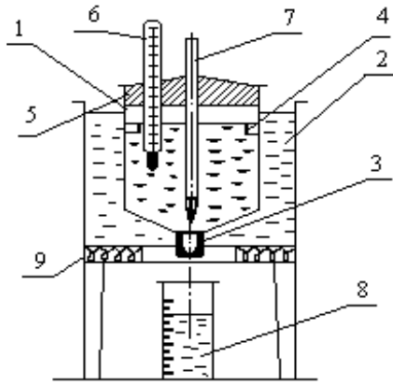


Рисунок 1.1 – Вискозиметр Энглера

Основной частью вискозиметра является колба 1 с вмонтированным в ее дно суживающимся насадком 3. Площади сечения насадка на входе и выходе постоянны и соответственно равны 6,6 и 6,16 мм². На внутренней поверхности ванны имеются три заостренных крючка-штифта 4, с помощью которых осуществляется контроль уровня измеряемой жидкости.

Входное отверстие насадка закрывается стержнем 7. Сосуд имеет крышку 5 с отверстиями для запорного стержня и термометра 6. Латунная ванна помещается в водяную баню 2, которая оборудована электроподогревающим устройством 9 и мешалкой.

Температура воды в бане контролируется с помощью термометра 6. Имеется круглая площадка для мерного стакана 8 емкостью 200...500 мл.

1.3 Методика и порядок выполнения работы

Перед началом опыта необходимо установить прибор в строго горизонтальное положение. Если необходимо, воду, находящуюся в бане, подогреть последовательно до заданной температуры и поддерживать эту температуру в процессе проведения опыта, постоянно перемешивая жидкость (воду).

Входное отверстие насадка закрыть стержнем и во внутренний резервуар залить исследуемую жидкость с условием, чтобы свободная поверхность жидкости в ванне касалась остриев всех трех штифтов. Затем ванну закрыть крышкой, вставить термометр и, после стабилизации температуры по всему объему исследуемой жидкости, открыть входное отверстие насадка для выпуска жидкости, одновременно включив секундомер.

По достижении уровня жидкости в мерном стакане отметки 200 мл, секундомер выключить. (При изменении вязкости масла пена, находящаяся выше уровня, в расчет не принимается.) Измерения производить только при условии непрерывности струи. Если жидкость вытекает по каплям, то измерения вязкости производить при высоких температурах, когда будет соблюдаться условие непрерывности.

В этом случае вязкость жидкости при более низких температурах вычис-

ляют графически или аналитически

При определении вязкости очень густых жидкостей можно измерить время истечения 100 мл и умножить на коэффициент 2,35, что приблизительно соответствует времени истечения 200 мл этой жидкости. При каждой температуре жидкости опыты повторяются. Данные опыта заносят в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Обработка данных опыта

Величина	Обозначение	Единица измерения	Опыт				
			1	2	3	4	5
Температура жидкости	t	°С					
Объем	V	мл					
Время истечения	$\tau_{жс}$	с					
Вязкость	$^{\circ}E = \frac{\tau_{жс}}{\tau_{ПР}}$	градус Энглера					
Кинематический коэффициент вязкости	$\nu = 0,0732 \cdot ^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E}$						

Условная вязкость испытываемой жидкости характеризуется градусами Энглера.

Число градусов Энглера определяется отношением времени истечения (в секундах) 200 мл испытываемой жидкости при данной температуре из вискозиметра типа ВУ (Энглера) ко времени истечения (в секундах) 200 мл дистиллированной воды из того же прибора при нормальной температуре (20 °С) и находится по формуле

$$^{\circ}E = \frac{\tau_{жс}}{\tau_{ПР}}, \quad (1.3)$$

где $\tau_{жс}$ – время истечения 200 мл испытываемой жидкости через насадок при заданной температуре, с;

$\tau_{ПР}$ – время истечения 200 мл дистиллированной воды при 20 °С, с.

Для перехода от условной вязкости $^{\circ}E$ к кинематическому коэффициенту вязкости ν воспользуемся формулой

$$\nu = 0,0732 \cdot ^{\circ}E - \frac{0,0631}{^{\circ}E}. \quad (1.4)$$

После обработки опыта строится температурная кривая $\nu = f(T)$.

Обработку данных опытов необходимо свести в таблицу 1.1.

Контрольные вопросы

- 1 Жидкость (основные понятия). Физические свойства жидкости: плотность, удельный вес, сжимаемость (закон Гука).
- 2 Вязкость жидкости. Коэффициенты, характеризующие вязкость жидкости; их единицы измерения и формула взаимосвязи.
- 3 Каков физический смысл динамического коэффициента вязкости?
- 4 Сила внутреннего трения жидкости, формула ее определения.
- 5 Какими приборами измеряется вязкость жидкости?
- 6 Температурное расширение. Сжимаемость.
- 7 Поверхностное натяжение и капиллярные явления в жидкости. Растворимость газов в жидкостях (закон Генри).

2 Лабораторная работа № 2. Измерение давления и расхода, определение параметров потока жидкости. Исследование и определение режима течения жидкости. Определение коэффициентов местных сопротивлений, коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси)

Цель работы: изучение манометров для измерения давления и экспериментального определения параметров потока жидкости, режимов движения жидкости; экспериментальное определение коэффициента местного сопротивления, коэффициента гидравлического трения и установление зависимости его от числа Рейнольдса.

2.1 Общие сведения

Давление и *расход* являются одними из самых важных понятий в гидравлике. Под давлением понимается сила, действующая на единицу поверхности:

$$P = \frac{F}{S}, \quad (2.1)$$

где P – давление, Па;

F – сила, Н;

S – площадь, м².

Если давление определяется от абсолютного нуля, то его называют *абсолютным*, если от условного – *избыточным*. За условный нуль принимается атмосферное давление.

Под расходом понимается количество жидкости, протекающей в единицу времени через сечение трубопровода. Расход определяется как

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{S \cdot L}{t} = Sv, \quad (2.2)$$

где V – объем жидкости, протекающей через сечение за время t , м³;

S – площадь сечения, м²;

L – путь, проходящий жидкостью за время t , м;

v – средняя скорость движения жидкости через данное сечение, м/с.

Для настройки предохранительных клапанов, контроля технического состояния фильтров и другого гидрооборудования, а также для диагностирования гидросистемы и ее элементов необходимы приборы для измерения давления. Наибольшее распространение на мобильных машинах получили пружинные манометры – приборы для измерения избыточного давления.

Наиболее часто используются манометры с одновитковой трубчатой пружиной в соответствии с рисунком 2.1. Основной деталью прибора является изогнутая по дуге полая трубчатая пружина с запаянным концом с одной стороны. Второй конец трубки соединяется с гидросистемой. Ввиду разной длины волокон с наружной и внутренней сторон трубки при действии измеряемого давления появляется разгибающий момент, стремящийся выпрямить трубку. При этом стрелка прибора, соединенная со свободным концом трубки через передаточный механизм, поворачивается на некоторый угол, пропорциональный измеряемому давлению. Для снижения колебаний стрелки при пульсирующем давлении штуцеры манометров обычно оснащены дросселирующим отверстием.

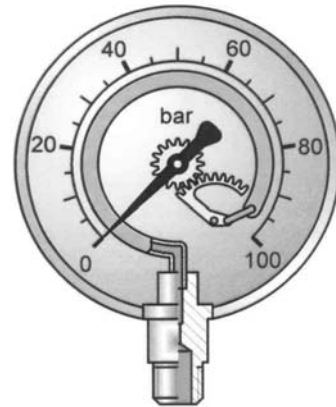
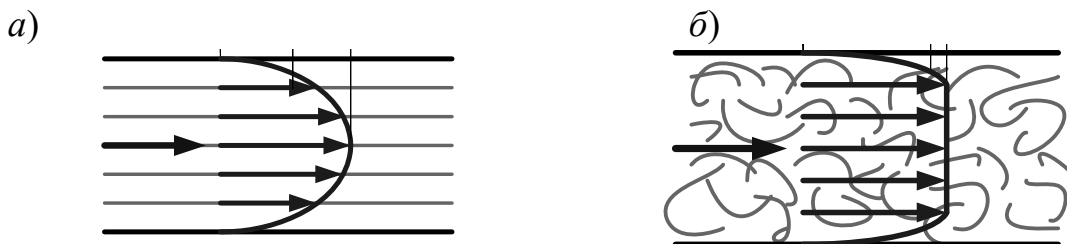


Рисунок 2.1 – Устройство манометра

Режимы течения жидкостей. Существуют два режима движения жидкости – ламинарный и турбулентный. В ламинарном (слоистом) потоке частицы жидкости движутся параллельно стенкам трубопровода, не препятствуя движению друг другу в соответствии с рисунком 2.2. При турбулентном (возмущенном) движении в потоке появляются завихрения. Частицы движутся беспорядочно, сталкиваясь и мешая движению других частиц жидкости.



a – ламинарный; *б* – турбулентный

Рисунок 2.2 – Режимы движения жидкости

Режим движения определяется безразмерным критерием или числом Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{v_{cp} d_z}{\nu}, \quad (2.3)$$

где v_{cp} – средняя скорость потока, м/с;

d_z – гидравлический диаметр; для круглой трубы он равен внутреннему диаметру трубы, м;

ν – кинематическая вязкость, м²/с.

$$d_z = \frac{4S}{U}, \quad (2.4)$$

где S – площадь сечения трубы, м²;

U – периметр сечения, м.

Критическое значение числа Рейнольдса для гладких круглых труб $\text{Re}_{кр} \approx 2300$. При $\text{Re} < \text{Re}_{кр}$ режим движения ламинарный, при $\text{Re} > \text{Re}_{кр}$ – турбулентный.

Потери в местных сопротивлениях. Передачу энергии посредством движущейся жидкости невозможно осуществить без потерь. Применительно к давлению различают два вида потерь: потери в местных сопротивлениях и потери на трение по длине трубопровода.

Места, где изменяются форма или поперечное сечение трубопровода, а также направление движения жидкости, называются местными сопротивлениями. Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_m = \xi_m \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.5)$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

v – средняя скорость потока, м/с.

Потери давления в местных сопротивлениях. Потери давления из-за трения жидкости о стенки трубопровода определяются по формуле

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (2.6)$$

где l , d – длина и диаметр рассматриваемого участка трубопровода соответственно, мм;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

v – средняя скорость потока, м/с;

λ – коэффициент Дарси.

При ламинарном режиме коэффициент Дарси однозначно определяется числом Рейнольдса:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (2.7)$$

При турбулентном режиме, помимо числа Рейнольдса, коэффициент Дарси зависит еще и от относительной шероховатости внутренней поверхности трубы Δ/d , т. е. $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$, где Δ – средняя величина неровностей внутренней поверхности трубы. Универсальной формулой, учитывающей оба фактора, является формула Альтшуля:

$$\lambda_m = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25}. \quad (2.8)$$

2.2 Экспериментальная часть

Определение параметров потока жидкости. Для проведения эксперимента необходимо:

- включить питание стенда;
- включить электродвигатель (кнопка «ПУСК»);
- включить распределитель (тумблер Р1 переместить в верхнее положение);
- дать возможность поработать стенду в течение 5...6 мин;
- произвести замеры времени прохождения заданного объема жидкости через трубопровод *аб* (внутренний диаметр трубопровода – 6 мм).

Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР). При каждом опыте замерять давление на одном из манометров МН1...МН5 (по указанию преподавателя).

Определение режима течения жидкости. Для определения режима течения жидкости необходимо:

- включить питание стенда;
- включить электродвигатель (кнопка «ПУСК»);
- включить распределитель тумблером Р1;
- дать возможность поработать стенду в течение 5...6 мин;
- произвести замеры времени прохождения заданного объема жидкости через трубопровод *аб* (внутренний диаметр трубопровода – 6 мм).

Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР). В каждом опыте необходимо также фиксировать температуру рабочей жидкости для определения вязкости жидкости в соответствии с рисунком 2.3.

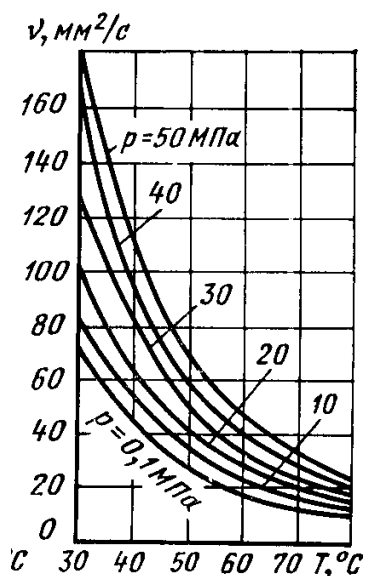


Рисунок 2.3 — Зависимость кинематической вязкости масла МГ-30 от температуры

Определение коэффициентов местных сопротивлений. Для проведения замеров давления в местных сопротивлениях необходимо:

- включить питание стенда;
- включить электродвигатель (кнопка «ПУСК»);
- включить распределитель (тумблер Р1 переместить в верхнее положение);
- дать возможность поработать стенду в течение 5...6 мин;
- произвести замеры времени прохождения заданного объема жидкости через трубопровод *аб* (внутренний диаметр трубопровода – 6 мм).

Опыты провести при различных расходах (расход изменяется с помощью регулятора расхода РР). При каждом опыте замерять давление на одном из манометров МН1...МН5 (по указанию преподавателя).

Определение коэффициента гидравлического трения (коэффициента Дарси). Коэффициент гидравлического трения определяется на участке *вг* трубопровода.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в нижнее положение;
- дать возможность поработать установке в течение 5...6 мин.

Опыты провести при различных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН6 и МН7 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости и температуру жидкости.

Содержание отчета

В отчете приводятся:

- результаты замеров расхода и средних скоростей, подсчитанных для каждого замера (таблица 2.1). Приводится схема манометра для измерения давлений. Строятся зависимости расхода и скорости жидкости от времени;
- результаты замеров и расчетов (таблица 2.2);
- результаты замеров и расчетов параметров местных сопротивлений (таблица 2.3), строятся зависимости величин местных сопротивлений от расхода и давления;
- результаты замеров и расчетов (таблица 2.4), строятся зависимости

коэффициента Дарси и потерь давления в трубопроводе от скорости движения жидкости;

– делаются выводы о режимах движения жидкости, параметрах местных сопротивлений, значениях коэффициентов потерь давления.

Таблица 2.1 – Результаты замеров и расчетов параметров потока жидкости

Номер опыта	Время замера, с	Объем жидкости, дм ³	Расход, дм ³ /с	Средняя скорость, м/с	Давление, МПа

Таблица 2.2 – Результаты замеров и расчетов режима движения жидкости

Номер опыта	Время замера, с	Объем жидкости, дм ³	Расход, дм ³ /с	Средняя скорость, мм/с	Кинематическая вязкость, мм ² /с	Критерий Рейнольдса

Таблица 2.3 – Результаты замеров и расчетов параметров местных сопротивлений

Вид сопротивления	Время замера, с	Объем жидкости, дм ³	Расход, дм ³ /с	Средняя скорость, м/с	Перепад давления на сопротивлении МПа	Коэффициент местного сопротивления

Таблица 2.4 – Результаты замеров и расчетов коэффициента Дарси и потерь давления в местных трубопроводах

Номер опыта	Скорость движения жидкости	Критерий Рейнольдса	Режим движения жидкости	Коэффициент Дарси	Потери давления в трубопроводе, МПа

Контрольные вопросы

- 1 Что понимается под давлением, в каких единицах оно измеряется?
- 2 Что понимается под расходом, в каких единицах он измеряется?
- 3 Принцип действия и устройство манометра.
- 4 Какое давление (абсолютное или избыточное) измеряет манометр?
- 5 С какой целью отверстие штуцера манометра имеет сужение?
- 6 Особенности турбулентного движения жидкости.
- 7 Что такое «критерий Рейнольдса»?

- 8 Что понимается под местным сопротивлением?
 9 Что характеризует коэффициент местного сопротивления?
 10 Как влияет скорость на потери давления в местном сопротивлении?
 11 От чего зависит коэффициент Дарси?

3 Лабораторная работа № 3. Определение зависимости коэффициента расхода дросселя от режима течения рабочей жидкости

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента расхода дросселя и исследование влияния на него режима течения жидкости.

3.1 Общие сведения

К дросселям, используемым в гидросистемах строительных и дорожных машин, работающим в условиях широкого температурного диапазона, предъявляется следующее требование: форма проходного сечения дроссельного канала не должна значительно изменять коэффициент расхода жидкости при изменении теплового режима работы. Этому требованию наиболее полно отвечает квадратичный дроссель в виде тонкой шайбы с малым отверстием, установленной на пути движения жидкости в соответствии с рисунком 3.1. Перепад давления на таком дросселе пропорционален квадрату скорости движения жидкости, что нашло отражение в названии дросселя.

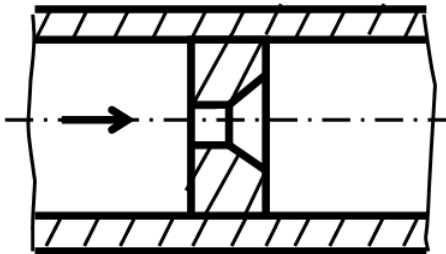


Рисунок 3.1 – Схема квадратичного дросселя

Опыты провести при разных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН4 и МН5 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости. Опыты провести при различных расходах (расход изменять с помощью регулятора расхода РР).

Количество жидкости, проходящей через такой дроссель, можно определить по формуле

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3.1)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0,64 \dots 0,75$;
 S – площадь проходного отверстия дросселя, м^2 ;
 Δp – перепад давления на дросселе, Па;
 ρ – плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

3.2 Экспериментальная часть

Объектом испытаний является дроссель ДР1, установленный на участке *аб* трубопровода (диаметр трубопровода – 6 мм, диаметр дросселя – 3 мм).

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить питание электродвигателя;
- включить тумблер Р1 в верхнее положение;
- дать возможность поработать установке в течение 5...6 мин.

Опыты провести при разных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН4 и МН5 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости. Опыты провести при различных расходах (расход изменять с помощью регулятора расхода РР).

Содержание отчета

В отчете приводятся результаты замеров и расчетов (таблица 3.1), строятся зависимости перепада давления на дросселе и коэффициента расхода дросселя от расхода, делаются выводы о полученных результатах.

Таблица 3.1 – Результаты замеров и расчетов

Номер опыта	Режим движения жидкости	Расход, $\text{дм}^3/\text{с}$	Перепад давления на дросселе, МПа	Коэффициент расхода

Контрольные вопросы

- 1 Почему на дросселе возникает перепад давления?
- 2 Что представляет собой квадратичный дроссель?
- 3 Почему в гидроприводах строительного-дорожного машин используется квадратичный дроссель?
- 4 Влияет ли тепловой режим на работу дросселя?
- 5 Как определяется расход через квадратичный дроссель?

4 Лабораторная работа № 4. Экспериментальное определение скоростного и пьезометрического напора на участке трубопровода

Цель работы: уяснение физической сущности полного напора и его составляющих: скоростного (динамического), пьезометрического и геометрического напоров, а также экспериментальное определение скоростного и пьезометрического напоров на участке трубопровода.

4.1 Общие сведения

Идеальной называется жидкость, которая не сопротивляется ни разрыву (сцепление между частицами равно нулю), ни сдвигу (трение между частицами равно нулю), но не изменяет своего объема под действием сжимающих сил.

Уравнение Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости имеет следующий вид:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z = \text{const}, \quad (4.1)$$

где $v^2 / 2g$ – скоростной напор;

$P / \rho g$ – пьезометрический напор;

z – геометрический напор.

Сумма скоростного, пьезометрического и геометрического напоров является постоянной величиной для любых сечений потока жидкости.

Уравнение Бернулли для сечений 1 и 2 потока реальной жидкости в соответствии с рисунком 4.1 будет иметь вид

$$\alpha_1 \frac{v_{cp1}^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \alpha_2 \frac{v_{cp2}^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \Sigma h, \quad (4.2)$$

где α – коэффициент Кориолиса;

Σh – суммарная потеря напора между сечениями 1 и 2.

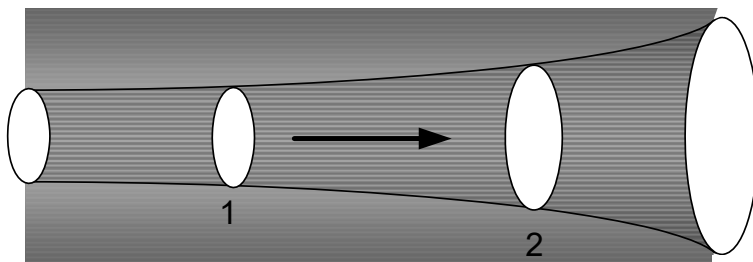


Рисунок 4.1 – Движение потока жидкости

Введение коэффициента Кориолиса вызвано тем обстоятельством, что скоростной напор, подсчитанный по средней скорости жидкости, в данном

сечении не равен сумме скоростных напоров элементарных струек, составляющих этот поток:

$$\Sigma K_i = \alpha K_{cp} (\alpha = 1,02 \dots 1,122). \quad (4.3)$$

4.2 Экспериментальная часть

Объектом исследования является участок *аб* трубопровода (внутренний диаметр трубопровода – 6 мм). К пяти сечениям трубопровода подключены манометры.

Для проведения экспериментов необходимо:

- включить питание стенда;
- включить, нажав кнопку «ПУСК», электродвигатель;
- тумблер Р1 переключить в верхнее положение;
- дать возможность установке поработать в течение 5...6 мин;
- для двух значений расхода (настроек регулятора расхода РР) произвести измерения давлений (по манометрам МН3...МН4). Также необходимо измерить расход рабочей жидкости.

Содержание отчета

В отчете приводятся результаты замеров и расчетов (таблица 4.1), делаются выводы о полученных результатах.

Таблица 4.1 – Результаты замеров и расчетов

Номер опыта	Скоростной напор, м	Пьезометрический напор, м	Потеря напора между сечениями 1 и 2, м

Контрольные вопросы

- 1 Как определить скоростной напор?
- 2 Как определить пьезометрический напор?
- 3 Как определить геометрический напор?
- 4 Для чего в уравнение Бернулли введен коэффициент Кориолиса?
- 5 Чем отличается идеальная жидкость от реальной?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение конструкций и испытание гидроцилиндров

Цель работы: изучение конструкции и овладение навыками проведения испытаний гидроцилиндров.

5.1 Общие сведения

Гидроцилиндр – это гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока). В гидроприводах строительно-дорожных машин в основном применяются поршневые гидроцилиндры двустороннего действия.

Гидроцилиндры характеризуются следующими параметрами: номинальное давление, диаметр поршня, диаметр штока, ход поршня.

При больших скоростях движения штока (свыше 0,3 м/с), а также при перемещении рабочего органа с большой массой или имеющего большую длину обязательно применение гидроцилиндров с торможением поршня в конце хода.

Расчетное усилие, развиваемое гидроцилиндром при выталкивании штока (без учета сил трения в гидроцилиндре), определяется по формуле

$$F_T = p_n \frac{\pi D^2}{4} - p_{ш} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \left(p_n - \frac{p_{ш}}{\psi} \right), \quad (5.1)$$

где ψ – коэффициент мультипликации, равный отношению площадей поршня со стороны поршневой и штоковой полостей, $\psi = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$;

D – диаметр поршня, мм;

d – диаметр штока, мм;

$p_n, p_{ш}$ – давление в поршневой и штоковой полостях цилиндра, Па.

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta = \frac{F_{\delta}}{F_T}, \quad (5.2)$$

где F_{δ} – действительное усилие, развиваемое гидроцилиндром.

5.2 Порядок выполнения работы

Изучить конструкцию стенда НТЦ-11.95 «Автоматизированный гидропривод» в соответствии с рисунком 5.1.

Собрать гидросистему в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 5.2. Провести предварительное включение стенда. Выявить манометры, уста-

новленные на стенде, которые позволяют определить давление в напорных и сливных линиях гидроцилиндров. Установить возможность определения усилий, развиваемых гидроцилиндрами, установленными со встречным направлением движения. Установить возможность определения мощностей, развиваемых гидроцилиндрами и гидронасосами на основании показаний манометров, секундомера и технических характеристик гидронасосов и электродвигателей.

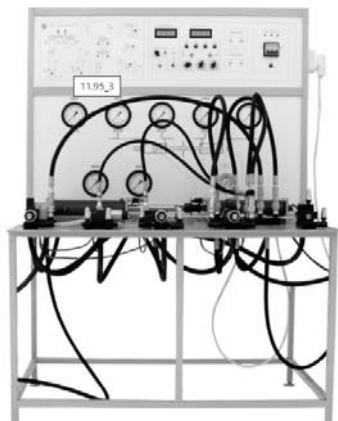


Рисунок 5.1 – Внешний вид стенда НТЦ-11.95

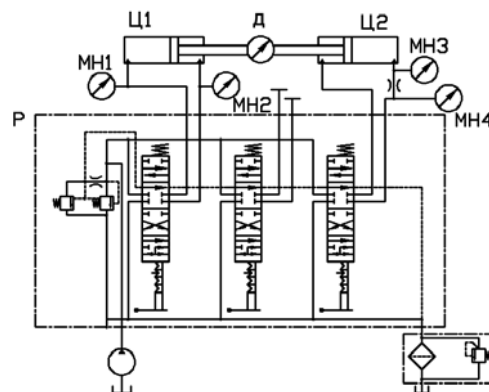


Рисунок 5.2 – Схема подключения гидроцилиндра

На основании результатов предварительных замеров разработать таблицу для занесения результатов измерений. Провести пять-шесть опытов для различных значений сил, развиваемых гидроцилиндрами, результаты замеров занести в таблицу. Вычислить усилия и мощности, развиваемые гидроцилиндрами.

Представить результаты измерений в графическом виде.

При испытаниях снимаются следующие показания:

- по динамометру Д – усилие F_d , развиваемое гидроцилиндром;
- по манометрам МН1 и МН2 – давление в полостях гидроцилиндра.

По формуле (5.1) определяется усилие, развиваемое гидроцилиндром Ц1 при выталкивании штока, и по формуле (5.2) – механический КПД гидроцилиндра. Изменяя при помощи дросселя ДР2 нагрузку, повторяют испытание при других усилиях, развиваемых гидроцилиндром.

Содержание отчета

Результаты экспериментов заносятся в таблицу 5.1, строят зависимость усилия, развиваемого штоком гидроцилиндра от давления.

Таблица 5.1 – Результаты испытаний гидроцилиндра

Показание манометров, МПа		Диаметр штока, мм	Диаметр поршня, мм	Усилие, развиваемое гидроцилиндром, кН		КПД
МН1	МН2	d	D	P_o	P_m	η

Контрольные вопросы

- 1 В каких случаях используются гидроцилиндры с торможением поршня в конце хода?
- 2 Каким образом влияет направление движения штока на усилие, развиваемое гидроцилиндром?
- 3 Зависит ли усилие, развиваемое гидроцилиндром, от подачи насоса?
- 4 Что такое коэффициент мультипликации?
- 5 Каким образом осуществляется крепление гидроцилиндров на рабочем оборудовании?

6 Лабораторная работа № 6. Изучение шестеренных насосов и режимов их работы

Цель работы: изучение особенностей конструкций шестеренных насосов; овладение навыками испытания шестеренных насосов.

6.1 Общие сведения

Гидромашины, у которых рабочие камеры образованы поверхностями зубьев шестерен и корпуса, называются шестеренными.

Шестеренные гидромашины отличаются простотой конструкции, компактностью, надежностью в работе. Они менее требовательны к чистоте рабочей жидкости и имеют меньшую стоимость по сравнению с гидромашинами других типов.

Шестеренный гидронасос с внешним зацеплением в соответствии с рисунком 6.1 состоит из двух одинаковых шестерен, одна из которых является ведущей.

Жидкость, заполнившая впадины между зубьев, по мере вращения шестерен поступает в замкнутые камеры, образованные поверхностями зубьев и корпусом, и переносится в напорный канал в направлении, указанном стрелками.

При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, во всасывающем канале происходит выход зуба из зацепления. В результате этого в образовавшейся впадине возникает разрежение, приводящее к заполнению ее рабочей жидкостью, поступающей из бака.

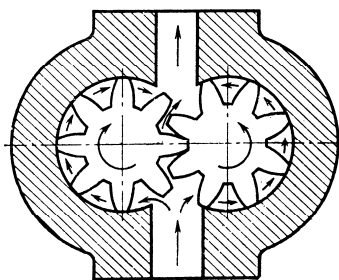


Рисунок 6.1 – Схема шестеренного насоса

В напорном канале часть жидкости вытесняется из впадин входящим туда зубом и поступает в гидросистему, а оставшаяся во впадинах часть жидкости циркулирует в насосе.

6.2 Порядок выполнения работы

Для проведения испытаний необходимо изучить конструкцию стенда НТЦ-11-36 «Гидромашины и гидроприводы М1», представленного на рисунке 6.2.

Определить положения переключателей гидрораспределителей, необходимое для проведения испытаний по нагружению шестеренного насоса.

Провести предварительное включение стенда и установить переключатели в требуемое положение, определить возможность проведения замеров в различных условиях нагружения насоса.

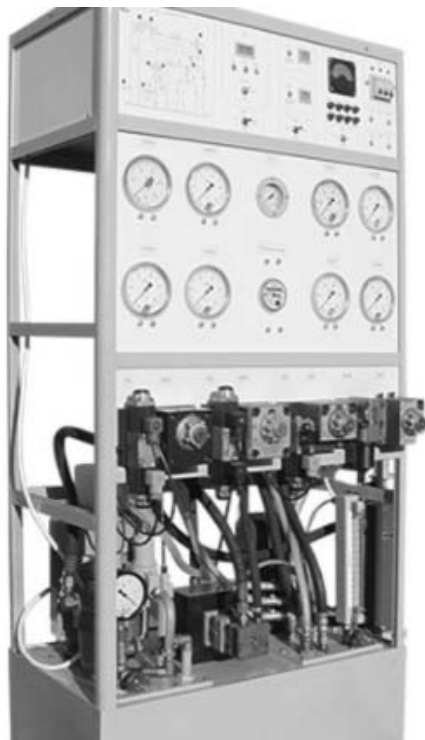


Рисунок 6.2 – Внешний вид стенда НТЦ-11.36

На основании результатов предварительных испытаний работы насоса в различных режимах нагружения составить таблицу испытаний. Провести испытания работы насоса в различных режимах нагружения для пяти-шести случаев. Провести испытания насоса при уменьшении проходного сечения входного трубопровода для определения минимальной подачи, при которой работоспособность насоса остается эффективной.

Результаты испытаний занести в таблицу, на основании результатов испытаний построить график зависимости подачи насоса от давления в гидросистеме.

Рабочий объем шестеренного насоса

$$V_0 = 2\pi m^2 z b, \quad (6.1)$$

где m – модуль зубчатого зацепления, мм;

z – число зубьев;

b – ширина зуба, мм.

Действительная подача насоса за один оборот вала определяется по формуле

$$q_H = \frac{Q_D}{\sum n}, \quad (6.2)$$

где Q_D – замеренный объем жидкости за известное число оборотов вала насоса;
 $\sum n$ – количество оборотов вала насоса, определяемое по табло импульсного счетчика оборотов.

Коэффициент подачи насоса

$$K_Q = \frac{q_H}{V'_0}, \quad (6.3)$$

где V'_0 – рабочий объем насоса, полученный по формуле (6.1) и уточненный по технической характеристике.

Теоретическая подача насоса

$$Q = V'_0 \sum n \cdot K_Q. \quad (6.4)$$

Мощность, которой обладает рабочая жидкость на выходе из насоса, вычисляется по формуле

$$N = Qp, \quad (6.5)$$

где p – давление на выходе из насоса.

Содержание отчета

В отчете приводятся результаты замеров и расчетов (таблица 6.1), строятся зависимости коэффициента подачи насоса K_Q и действительной мощности N от давления p , делаются выводы.

Таблица 6.1 – Результаты испытаний шестеренного насоса

Давление, развиваемое насосом, p , МПа	Объем отсчета Q_0 , дм ³	Количество оборотов вала насоса $\sum n$, с ⁻¹	Подача насоса на оборот q_H , см ³ /об	Рабочий объем насоса V_0 , см ³	Коэффициент подачи насоса K_Q

Контрольные вопросы

- 1 Как определить рабочий объем шестеренного насоса?
- 2 Каким образом осуществляется смазка и охлаждение подшипников в шестеренных машинах?
- 3 Что такое коэффициент подачи насоса?

4 Как изменяется подача насоса с изменением температуры рабочей жидкости?

5 Как изменяется подача насоса с изменением давления?

7 Лабораторная работа № 7. Изучение режимов работы гидромотора

Цель работы: изучение конструкций гидромоторов и их характеристик. № приобретение навыков экспериментального определения характеристик гидромоторов.

7.1 Общие сведения

Назначение и принцип работы. Основная задача гидромотора – создать крутящий момент M и обеспечить вращение с частотой n , об/мин, за счет энергии рабочей жидкости, поступающей от насоса.

Принцип работы. Рабочая жидкость под давлением подается во входную полость (канал) мотора. Внутри мотора жидкость воздействует на рабочие поверхности (поршни, пластины, шестерни), создавая усилие, которое приводит к вращению выходного вала. Отработанная жидкость сливается в бак через выходной канал.

В отличие от пневмомоторов, гидромоторы работают с несжимаемой средой, что позволяет достигать высоких давлений (до 40...50 МПа и выше) и точного позиционирования.

Основные параметры и характеристики. Для описания работы гидромотора используются следующие ключевые параметры.

Рабочий объем q , см³/об – количество жидкости, необходимое для совершения одного полного оборота вала.

Расход Q , л/мин – объем жидкости, проходящей через мотор в единицу времени. Связь с частотой вращения: $Q = q \cdot n$.

Перепад давления Δp , МПа – разность между давлением на входе и давлением на выходе: $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$.

Вращающий момент $M_{теор}$ – теоретический момент, зависит от рабочего объема и давления: $M_{теор} = \frac{\Delta p \cdot q}{2\pi}$.

Гидравлическая мощность N , кВт – мощность, передаваемая потоком жидкости: $N = \Delta p \cdot Q$.

Механическая мощность на валу: $N_{мех} = M \cdot \omega$, где ω – угловая скорость.

Коэффициенты полезного действия (КПД). Реальные параметры всегда отличаются от теоретических из-за потерь. Различают три вида КПД.

Объемный КПД $\eta_{об}$ учитывает потери расхода (утечки через зазоры).

$$\eta_{об} = \frac{Q_{теор}}{Q_{факт}}. \quad (7.1)$$

Для современных гидромоторов $\eta_{об} = 0,92 \dots 0,98$.

Гидромеханический КПД $\eta_{зм}$ учитывает потери на трение в подшипниках и между деталями, а также гидравлические потери (сопротивление).

$$\eta_{зм} = \frac{M_{факт}}{M_{теор}}. \quad (7.2)$$

Общий КПД $\eta_{общ}$ – произведение объемного и гидромеханического КПД.

$$\eta_{общ} = \eta_{об} \cdot \eta_{зм}. \quad (7.3)$$

7.2 Порядок выполнения работы

Для проведения испытаний необходимо изучить конструкцию стенда НТЦ-11-36 «Гидромашины и гидроприводы М1», представленного на рисунке 7.1.

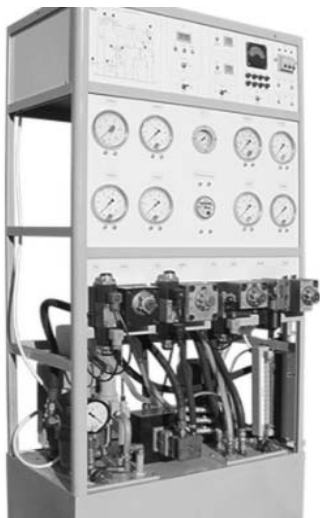


Рисунок 7.1 – Внешний вид стенда НТЦ-11.36

Определить положение переключателей гидрораспределителей, необходимое для проведения испытаний по нагружению гидромотора.

Провести предварительное включение стенда и установить переключатели в требуемое положение. Определить возможность проведения замеров в различных условиях нагружения насоса.

На основании результатов предварительных испытаний работы гидромотора в различных режимах нагружения составить таблицу испытаний. Провести испытания работы гидромотора в различных режимах нагружения для пяти-шести случаев.

Результаты испытаний занести в таблицу, на основании результатов испытаний построить график, отражающий характеристики гидромотора.

Содержание отчета

В отчете приводятся основные сведения о гидромоторах, результаты замеров и расчетов, характеристики гидромотора.

Контрольные вопросы

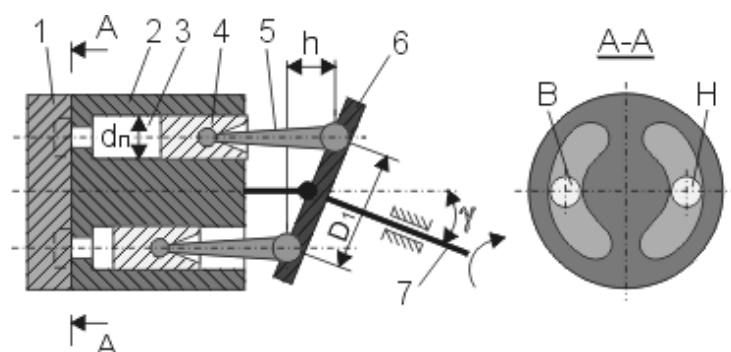
- 1 Как определить рабочий объем гидромотора?
- 2 Каким образом осуществляется смазка и охлаждение подшипников в шестеренных машинах?
- 3 Какие виды КПД гидромоторов вы знаете, как они определяются?
- 4 Как изменяется момент гидромотора с изменением температуры рабочей жидкости?
- 5 Как изменяется момент гидромотора с изменением давления?

8 Лабораторная работа № 8. Определение основных параметров аксиально-поршневых гидромашин

Цель работы: изучение конструкций и принципа действия аксиально-поршневых гидромашин; овладение навыками определения их основных параметров.

8.1 Общие сведения

Аксиально-поршневые гидромашины относятся к роторно-поршневым гидромашинам с пространственной кинематикой, в которых вращательное движение вала (для насосов) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршней (вытеснителей). У этих гидромашин рабочие камеры образованы рабочими поверхностями цилиндров и поршней, а оси поршней параллельны (аксиальны) оси блока цилиндров (ротору) или составляют с ней угол не более 45° в соответствии с рисунком 8.1.



1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров (ротор); 3 – рабочая камера; 4 – поршень (вытеснитель); 5 – шатун; 6 – упорный фланец; 7 – приводной вал

Рисунок 8.1 – Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком цилиндров

Гидромашина работает в режиме насоса следующим образом. При совместном вращении вала 7 (см. рисунок 8.1) и блока цилиндров 2 вокруг

своих осей поршни 4, вращаясь вместе с блоком, совершают возвратно-поступательное движение относительно цилиндров. За один оборот вала каждый поршень насоса совершает один двойной ход. В результате этого каждый поршень в течение одной половины оборота освобождает некоторое пространство внутри цилиндра и рабочая камера заполняется жидкостью из всасывающей гидролинии B . Происходит цикл всасывания. В течение следующей половины оборота поршень вытесняет жидкость из рабочей камеры в напорную гидролинию H . Происходит цикл нагнетания. Если рабочую жидкость подавать под давлением через один из пазов в распределительном диске 1, то гидромашинка будет работать в режиме гидромотора.

Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашинки равен объему жидкости, переносимой из всасывающей гидролинии в напорную всеми поршнями за один оборот:

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} zh = \frac{\pi d^2}{4} zD \sin \gamma, \quad (8.1)$$

где d – диаметр поршней, мм;

z – количество поршней;

h – ход поршней, который обычно выражается через диаметр D окружности, по которой расположены оси цилиндров, и угол наклона блока цилиндров.

$$h = D \sin \gamma. \quad (8.2)$$

Из формул (8.1) и (8.2) видно, что ход поршней, а следовательно, и рабочий объем гидромашинки зависят от угла наклона блока цилиндров. Если изменять угол, то будет изменяться и рабочий объем. Подача насоса прекратится при угле наклона блока цилиндров $\gamma = 0$. Если блок цилиндров повернуть в другую сторону, всасывающая и напорная гидролинии поменяются местами.

Подача насоса

$$Q = V_o n K_Q, \quad (8.3)$$

где n – частота вращения вала насоса, с^{-1} ;

K_Q – коэффициент подачи.

8.2 Порядок выполнения работы

Используя учебные пособия (насосы, макеты, плакаты), изучается конструкция аксиально-поршневых гидромашин. При этом производится их разборка, достаточная для выяснения принципа их работы.

Замеряются основные размеры, позволяющие рассчитывать рабочий объем машины.

Содержание отчета

В отчете приводится схема аксиально-поршневой машины, позволяющая объяснить ее устройство. На схеме проставляются размеры, необходимые для расчета рабочего объема.

Приводятся результаты расчетов рабочего объема и подачи при заданных значениях частоты вращения насоса и коэффициента подачи.

Вычерчиваются условные обозначения аксиально-поршневых насосов и гидромоторов известных типов.

Контрольные вопросы

1 Каким образом в аксиально-поршневых машинах осуществляется отвод утечек рабочей жидкости?

2 Как влияет на выходные параметры (реализуемый крутящий момент и частоту вращения вала мотора) регулируемого мотора изменение угла наклона блока цилиндров?

3 Для чего служит распределительный диск?

4 Как влияет угол наклона блока цилиндров на рабочий объем гидромашины?

5 Каким образом можно реверсировать аксиально-поршневую машину?

9 Лабораторная работа № 9. Изучение конструкций и исследование работы предохранительных гидроклапанов

Цель работы: изучение конструкций и регулировка предохранительных клапанов прямого и непрямого действия.

9.1 Общие сведения

Предохранительные гидроклапаны предназначены для защиты гидросистемы от чрезмерных давлений рабочей жидкости.

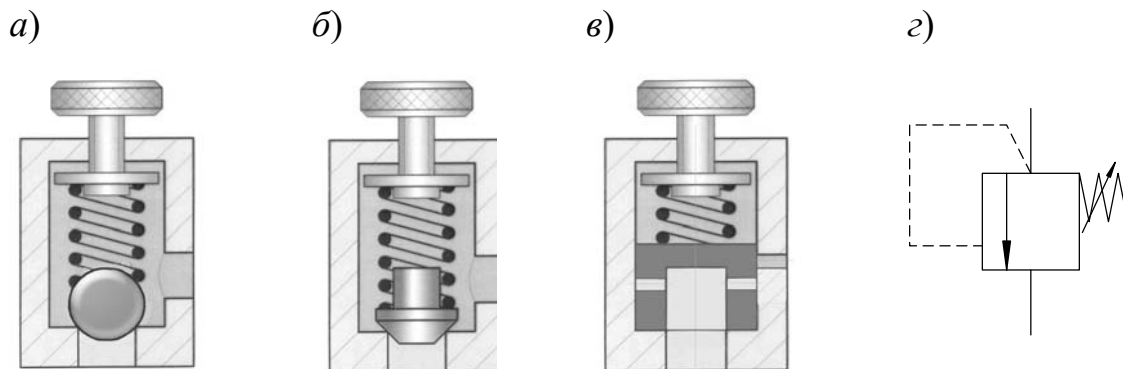
По месту установки предохранительные клапаны условно разделяют на первичные (разгружающие насос) и вторичные (предохраняющие гидродвигатели). Первичные клапаны обычно устанавливаются в напорной гидролинии насоса или непосредственно в гидрораспределителе, вторичные – в гидролиниях между распределителем и гидродвигателем, обычно их присоединяют непосредственно к распределителю. Вторичные предохранительные клапаны ограничивают максимальное давление, возникающее в гидродвигателях от инерционных нагрузок или реактивных усилий при закрытых рабочих отводах распределителя.

По воздействию потока на запорно-регулирующий элемент различают клапаны прямого и непрямого действия.

Предохранительные клапаны прямого действия. У таких клапанов величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент. Наиболее простые схемы этих клапанов представлены на рисунке 9.1.

Предохранительные клапаны шарикового и конусного типов применяют в случаях эпизодического их действия, т. к. при постоянной работе быстро изнашивается седло клапана. Клапаны золотникового типа обычно используются в качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего элемента. Клапаны прямого действия являются быстродействующими, однако стабильность поддерживаемого ими давления при измерении расхода зависит от характеристики пружины и сил трения подвижных частей клапана. Такие клапаны применяют при сравнительно небольших расходах ($D_y < 25$ мм). При больших расходах и давлении свыше 25 МПа значительно увеличиваются габаритные размеры клапанов.

Клапаны прямого действия часто используются в качестве вторичных предохранительных клапанов. Для обеспечения нормальной работы гидродвигателей давление настройки вторичных клапанов должно превышать давление срабатывания первичного предохранительного клапана на 2...3 МПа.



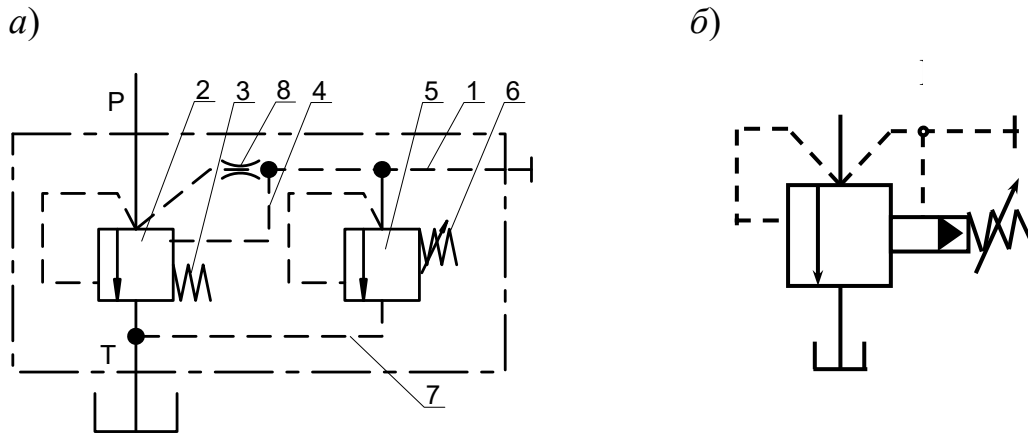
а – с шариковым запорным элементом; *б* – с конусным запорным элементом; *в* – золотникового типа; *з* – условное обозначение на гидросхемах

Рисунок 9.1 – Предохранительные клапаны прямого действия

Предохранительные клапаны непрямого действия. Такие клапаны, несмотря на более сложную конструкцию, находят все более широкое применение, особенно в связи с тенденцией повышения номинального давления. Достоинством этих клапанов является стабильность поддерживаемого давления при изменении расхода в широком диапазоне. Они менее подвержены вибрациям, имеют малый гистерезис, легко обеспечивают дистанционное управление разгрузкой насоса, хотя их быстродействие несколько ниже, чем у клапанов прямого действия.

Принцип действия таких клапанов заключается в следующем (рисунок 9.2). В исходном положении при закрытой линии управления 1 клапан 2

под воздействием пружины 3 перекрывает напорный канал P . Пружина 3 рассчитана на небольшое давление, т. к. клапан 2 уравновешен давлением жидкости в напорном канале P с обеих сторон (справа – по линии управления 4). Клапан 5, удерживаемый пружиной 6, рассчитанной на большое давление, закрывает сливной канал 7. Линия управления 1 и клапан 5 служат для открытия основного клапана 2.



a – полное; *б* – упрощенное

Рисунок 9.2 – Условное обозначение клапана непрямого действия

Открытие клапана 2 произойдет только тогда, когда жидкость будет протекать через дроссель 8. В этом случае на дросселе возникает перепад давления и клапан 2 уже не будет уравновешиваться давлением жидкости, в результате чего он откроется. При этом давление жидкости в напорном канале P перед дросселем 8 будет превышать давление в полости 4 после дросселя на незначительную величину, зависящую от сопротивления пружины 3.

Таким образом, открыть клапан 2 можно двумя способами – при низком и высоком давлениях. Для открытия при низком давлении необходимо открыть линию управления 1. При высоком давлении клапан откроется после срабатывания клапана 5 (при закрытой линии управления 1). В обоих случаях жидкость протекает через дроссель 8, в результате чего на нем возникает перепад давления.

При срабатывании клапана 5 открывается сливной канал 7. Жидкость стремится пройти через дроссель 8, вследствие инерционного напора перед ним будет повышаться давление до тех пор, пока клапан 2 переместится вправо, сжимая пружину 3 и открывая проход рабочей жидкости из напорного P в сливной канал T при высоком давлении.

При снижении давления клапан 5 закроет сливной канал 7 и давление в полости 4 станет равным давлению в напорном канале P . Клапан 2 под воздействием пружины 3 закроет сливной канал T . Линия управления 1 обычно проходит через канал распределителя, открытый при нейтральной позиции золотников (рисунок 9.3).

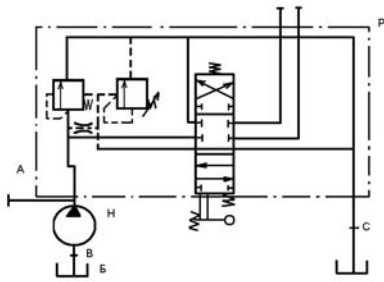


Рисунок 9.3 – Схема установки распределителя при регулировке предохранительного клапана

В результате возникающего на дросселе перепада давления откроется основной клапан (левый на рисунке 9.3) и поток жидкости от насоса будет поступать на слив, минуя золотники распределителя. Такой способ разгрузки насоса более эффективен, чем проточный, при котором жидкость проходит через нейтральную позицию золотников.

При перемещении золотника в рабочее положение линия управления, а следовательно, и предохранительный клапан закрываются. Жидкость будет поступать в гидродвигатель.

9.2 Порядок выполнения работы

Изучить конструкцию стенда НТЦ-11.95 «Автоматизированный гидропривод» в соответствии с рисунком 5.1.

Выявить гидравлические клапаны, которые могут исполнять функции предохранительных. Разработать принципиальную гидравлическую схему подключения выбранных клапанов. Собрать схему на стенде. Провести пробное включение стенда для определения работоспособности выбранного варианта. Провести предварительные замеры давления срабатывания клапана, выполняющего функцию предохранительного. Разработать таблицу регистрации измерений. Провести серию из пяти-шести экспериментов. Заполнить таблицу измерений. Построить график, характеризующий работу клапана.

Содержание отчета

В отчете приводятся условные обозначения клапанов, краткое описание их устройства и принципа действия, таблица замеров, графическая зависимость.

Контрольные вопросы

- 1 Достоинства и недостатки клапанов прямого действия.
- 2 Достоинства и недостатки клапанов непрямого действия.
- 3 Для чего предназначены вторичные предохранительные клапаны?
- 4 Принцип работы клапана непрямого действия.
- 5 Как настраивается клапан на требуемое давление?

10 Лабораторная работа № 10. Изучение конструкций и снятие характеристик распределителей

Цель работы: изучение конструкции и принципа действия распределителей; овладение навыками снятия характеристик распределителей.

10.1 Общие сведения

Направляющие гидроаппараты предназначены для изменения направления движения потока рабочей жидкости путем полного открытия или полного закрытия проходного сечения. С помощью направляющих гидроаппаратов осуществляются пуск, изменение направления движения и остановка гидродвигателей.

Основными параметрами направляющих гидроаппаратов являются номинальный расход, номинальное давление и условный проход.

Под условным проходом понимают диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или площади проходного сечения присоединяемого трубопровода. Условный проход стандартизирован.

В гидроприводах мобильных машин применяют гидрораспределители преимущественно с запорно-регулирующим элементом золотникового типа. Такие распределители компактны и технологичны. Золотники этих распределителей легко уравниваются от действия статического давления жидкости в радиальном и осевом направлениях.

По числу подсоединенных линий различают двух-, трех-, четырехлинейные и другие распределители. В зависимости от числа позиций (положений золотника) распределители могут быть двух-, трех- и четырехпозиционные. У двухпозиционных распределителей только два фиксированных положения золотника, у трехпозиционных – три (одно нейтральное и два рабочих, обеспечивающих работу гидродвигателя в противоположных направлениях) (рисунок 10.1). Четырехпозиционные распределители имеют четыре положения золотника (как правило, четвертая позиция является «плавающей», при которой возможно движение гидродвигателя под действием внешних нагрузок). Гидрораспределители изображаются на схемах в виде нескольких рядом расположенных прямоугольников, число которых равно числу позиций золотника (рисунок 10.2).

Линии внутри каждого прямоугольника соответствуют схеме соединения или перекрытия каналов в этой позиции. Линии снаружи одного из прямоугольников, соответствующего позиции золотника «на складе» (чаще всего нейтральной), показывают пути подвода жидкости к распределителю и отвода ее к гидродвигателю и в бак. Чтобы представить схемы соединения каналов при другой позиции золотника, необходимо мысленно передвинуть соответствующий контур на место исходного, оставляя подводящие линии в прежнем положении.

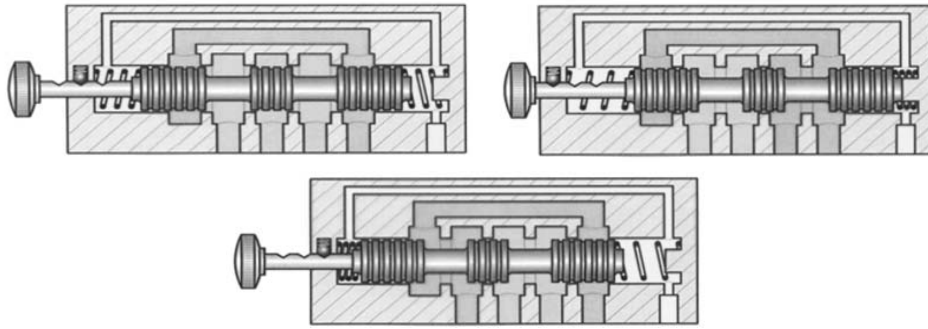


Рисунок 10.1 – Принцип действия четырехлинейного трехпозиционного распределителя

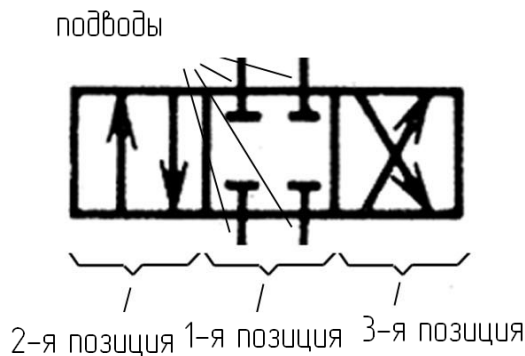


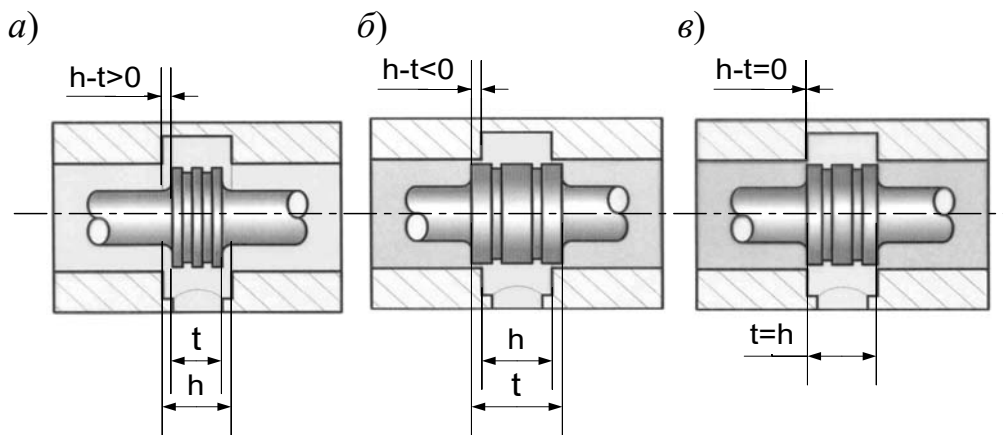
Рисунок 10.2 – Схема распределителя

Отверстия для присоединения к другим устройствам или трубопроводам обозначаются следующими буквами (ГОСТ 26890–86): *P* – отверстие для входа рабочей жидкости под давлением (напорный канал); *T* – отверстие для выхода рабочей жидкости под давлением (сливной канал); *A*, *B* – отверстия для подсоединения к другим устройствам (рабочие каналы); *X*, *Y*, *V* – отверстия для подсоединения к линиям управления (каналы управления); *L* – отверс-

тия для подсоединения дренажных трубопроводов (дренажные каналы); *M* – отверстие для манометра.

Если необходимо показать схему соединения каналов в промежуточном положении золотника (между двумя фиксированными положениями), то это изображается на схеме штриховыми линиями.

По перекрытию проходных каналов золотником различают распределители с положительным, нулевым и отрицательным перекрытием (рисунок 10.3).



a – положительное; *б* – отрицательное; *в* – нулевое

Рисунок 10.3 – Схемы расположения золотников в расточке гидрораспределителя

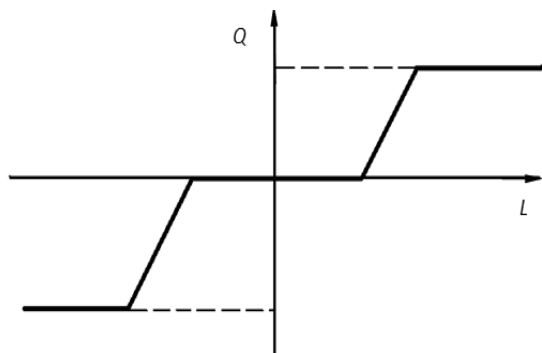
Гидрораспределители могут иметь параллельную, последовательную и индивидуальную схемы соединения каналов.

При параллельной схеме общий напорный канал H позволяет одновременно соединять с насосом несколько гидродвигателей. Отводящие каналы $C1$ и $C2$ рабочих секций соединены между собой и со сливной гидролинией (отверстие T) в сливной секции распределителя. Давление в системе определяется сопротивлением наименее нагруженного гидродвигателя.

При последовательной схеме в гидрораспределителе устанавливают промежуточную секцию, которая позволяет совмещать выполнение рабочих операций двумя гидродвигателями от одного потока. В этом случае каждая рабочая секция распределителя имеет свой напорный H и отводящие $C1$ и $C2$ каналы. Жидкость, сливаемая из первого по ходу ее движения гидродвигателя, поступает в последующий гидродвигатель. Давление в системе для такой схемы соединения определяется суммарной нагрузкой гидродвигателей. При такой схеме соединения каналов во всех отводах рабочих секций, расположенных за промежуточной секцией, должны быть установлены дополнительные предохранительные клапаны, исключающие перегрузки.

Индивидуальная схема обеспечивает подвод всего потока жидкости только к одному гидродвигателю. При одновременном включении всех гидродвигателей будет работать тот, золотник управления который расположен ближе к напорной гидролинии (канал p).

При такой схеме соединения каждая рабочая секция распределителя имеет свой напорный канал H за счет установки промежуточной секции. Сливные каналы $C1$ и $C2$ являются общими.



Регулировочная характеристика (рисунок 10.4) определяет зависимость расхода рабочей жидкости Q от перемещения золотника l . Быстродействие распределительного устройства характеризуется крутизной наклона регулировочной характеристики, оцениваемой коэффициентом усиления по расходу:

$$k_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta l} = \tan \alpha. \quad (10.1)$$

Рисунок 10.4 – Регулировочная характеристика распределителя

10.2 Порядок выполнения работы

Изучить конструкцию стенда НТЦ-11.95 «Автоматизированный гидропривод» в соответствии с рисунком 5.1. Выбрать распределитель, который позволяет проводить регулирование потока жидкости по току или напряжению. Разработать принципиальную гидравлическую схему, позволяющую провести испытания гидрораспределителя. Собрать схему на стенде. Провести пробное

включение с целью выявления работоспособности гидросхемы и определения предварительных характеристик распределителя. Разработать таблицу замеров. Провести серию из пяти-шести экспериментов, занести результаты замеров в таблицу измерений. Построить графическую зависимость, отражающую характеристику гидрораспределителя.

Содержание отчета

В отчете приводятся принципиальная гидравлическая схема распределителя, его краткое описание, принципиальная гидравлическая схема гидросистемы, таблица замеров, характеристика гидрораспределителя.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое условный проход?
- 2 Как уравниваются золотники распределителей в осевом и радиальном направлениях?
- 3 Охарактеризуйте распределители с различными схемами соединения каналов.
- 4 Как классифицируются распределители по конструктивному исполнению корпуса?
- 5 Для чего служит «плавающая» позиция золотника распределителя?

11 Лабораторная работа № 11. Изучение аппаратов для управления расходом рабочей жидкости

Цель работы: изучение аппаратов для управления расходом рабочей жидкости, схем их установки и приобретения навыков регулирования.

11.1 Общие сведения

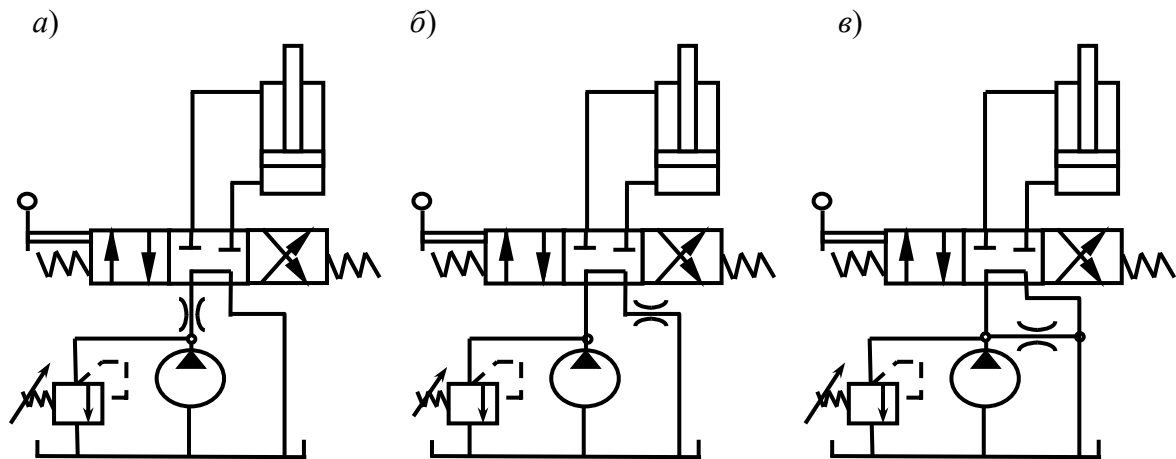
Основными аппаратами для управления расходом рабочей жидкости являются дроссели и регуляторы расхода.

Дроссельное регулирование скорости гидродвигателей основано на том, что через дроссель проходит только часть потока, подаваемого насосом.

В гидросистемах дроссели могут устанавливаться в соответствии с рисунком 11.1 на входе в гидродвигатель, выходе из него и на ответвлении (параллельно гидродвигателю).

При установке дросселя на входе в гидродвигатель давление перед дросселем будет определяться давлением настройки предохранительного клапана, через который осуществляется слив части рабочей жидкости, а давление за дросселем – нагрузкой на гидродвигатель. Перепад давления на дросселе, а следовательно, и расход через дроссель будут зависеть от нагрузки и

вследствие этого быть непостоянными. Это приводит к зависимости скорости выходного звена гидродвигателя от нагрузки.



a – на входе; *б* – на выходе; *в* – параллельно гидроцилиндру (на ответвлении)

Рисунок 11.1 – Схемы дроссельного регулирования скорости гидроцилиндра

Так как через предохранительный клапан постоянно проходит часть потока жидкости, то насос непрерывно работает под максимальным давлением, независимо от нагрузки на выходном звене гидродвигателя, что приводит к значительным потерям мощности.

Дроссели на входе хорошо работают при нагрузках, направленных против направления движения выходного звена (встречные нагрузки).

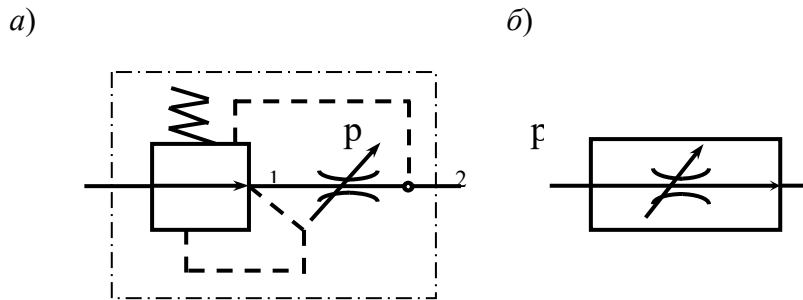
При воздействии на выходное звено гидродвигателя знакопеременных нагрузок дроссель целесообразно устанавливать на выходе. Установка дросселя на выходе обеспечивает плавное движение рабочего органа, но так же, как и в предыдущем случае, не обеспечивает стабильной скорости выходного звена гидродвигателя при переменных нагрузках.

Установка дросселя на ответвлении (параллельно гидродвигателю) позволяет снизить потери мощности в гидроприводе по сравнению с двумя выше рассмотренными случаями. Насос будет развивать давление, зависящее от нагрузки на гидродвигатель. Однако и эта схема не обеспечивает постоянной скорости выходного звена гидродвигателя.

В тех случаях, когда требуется обеспечить постоянный расход жидкости для поддержания требуемой скорости движения выходного звена гидродвигателя независимо от нагрузки, в линии питания потребителя вместо дросселей устанавливают регуляторы расхода в соответствии с рисунком 11.2.

Регулятор расхода состоит из дросселя, обычно регулируемого, и клапана, поддерживающего постоянным перепад давления на дросселе ($\Delta p = p_1 - p_2$). Поршень клапана находится под действием давления p_1 , с одной стороны, и давления p_2 и усилия пружины – с другой. Если, например, внешнее давление p_2 после дросселя увеличится, то поршень клапана сместится вниз, открывая проходное сечение, благодаря чему возрастет и поток жидкости,

поступающей к дросселю. За счет этого увеличится и давление p_1 перед дросселем, но при этом сохранится условие $\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const}$. При уменьшении давления p_2 поршень клапана уменьшит сечение для прохода потока жидкости, поступающей к дросселю, что приведет и к снижению давления p_1 при $\Delta p = \text{const}$. Устойчивая работа двухлинейного регулятора расхода обеспечивается при выполнении условия $p_1 > p_2^{\text{max}}$.



a – подробная; *б* – упрощенная

Рисунок 11.2 – Схемы двухлинейного регулятора расхода

Двухлинейные регуляторы расхода могут использоваться для обеспечения совместной, независимой друг от друга работы нескольких гидродвигателей в соответствии с рисунком 11.3.

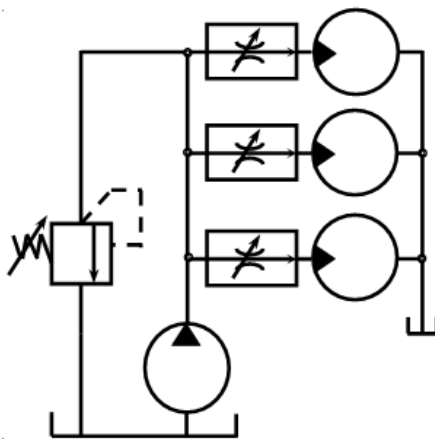


Рисунок 11.3 – Схема подключения регуляторов расхода для управления несколькими гидромоторами

Включение каждого гидромотора и регулирование его частоты вращения обеспечивается соответствующим регулятором расхода. В этом случае подача насоса должна превышать максимальный суммарный расход гидромоторов, а предохранительный клапан настроен на давление, превышающее максимальное рабочее давление на наиболее нагруженном гидромоторе.

Лишь при выполнении этого условия обеспечивается устойчивая работа приведенной на рисунке гидросистемы. Существенным недостатком такой схемы является постоянный слив рабочей жидкости через предохранительный

клапан на слив, т. к. в этом случае насос постоянно будет работать при максимальном давлении, даже при отсутствии нагрузки на гидромоторах.

11.2 Порядок выполнения работы

Изучаются схемы дроссельного регулирования скорости гидродвигателя, их преимущества и недостатки.

На стенде проводятся опыты при разных значениях расхода. В каждом опыте необходимо регистрировать по манометрам МН4 и МН5 давления, а также время прохождения через расходомер заданного объема рабочей жидкости. Опыты провести при различных расходах (расход изменять с помощью регулятора расхода РР), для которых определяется площадь проходного сечения дросселя.

Содержание отчета

В отчете приводятся схемы дроссельного регулирования скорости гидродвигателя, а также результаты замеров и расчетов (таблица 11.1), делаются выводы о полученных результатах.

Таблица 11.1 – Результаты замеров и расчетов

Номер опыта	Расход, дм ³ /с	Перепад давления на дросселе, МПа	Площадь отверстия дросселя, мм ²

Контрольные вопросы

1 В каких случаях дроссель устанавливается на выходе из гидроцилиндра и параллельно ему?

2 Как изменится скорость движения штока гидроцилиндра при уменьшении проходного сечения дросселя, установленного на ответвлении?

3 Как изменится скорость движения штока гидроцилиндра при уменьшении проходного сечения дросселя, установленного на выходе из гидроцилиндра?

4 Назовите достоинства и недостатки дроссельного регулирования скорости движения гидродвигателей.

5 Поясните устройство регулятора расхода.

12 Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и диагностирование фильтров

Цель работы: изучение конструкции фильтров и приобретение навыков их диагностирования.

12.1 Общие сведения

Фильтром называется аппарат для отделения твердых примесей от рабочей жидкости. Фильтры являются обязательным устройством любого гидропривода, т. к. загрязнение рабочей жидкости вызывает повышенный износ гидродвигателей и гидроаппаратов, и вследствие этого преждевременный выход их из строя.

Различают абсолютную и номинальную тонкость фильтрации. Абсолютная характеризует минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром, номинальная – размер частиц, задерживаемых на 90 %.

Для шестеренных насосов номинальная тонкость фильтрации должна быть в пределах 25...40 мкм, для аксиально-поршневых – не более 25 мкм.

По форме фильтрующих элементов фильтры разделяются на сетчатые и пористые. У сетчатых фильтров фильтроэлементом является сетка из металла или текстильных материалов. Такие фильтры обладают высокой пропускной способностью, долговечны, просты. У пористых фильтров очистка осуществляется за счет прохождения жидкости через поры фильтроэлемента. Такие фильтры обеспечивают номинальную тонкость фильтрации (10...50 мкм). Наибольшее распространение получили фильтры с бумажными фильтроэлементами, у которых бумага сложена «гармошкой» для увеличения пропускной способности.

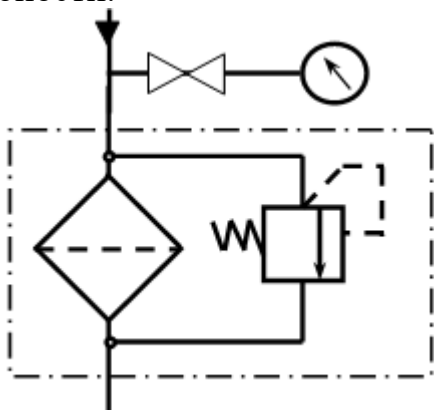


Рисунок 12.1 – Схема установки фильтра

Для защиты фильтра от давлений при низкой температуре масла параллельно фильтру устанавливается предохранительный клапан. Клапан начинает открываться при давлении 0,4 МПа и полностью открыт при давлении 0,63 МПа. Для проверки технического состояния фильтра, установленного в сливной линии, перед ним устанавливается манометр в соответствии с рисунком 12.1.

Если манометр показывает давление свыше 0,2 МПа при рабочей температуре масла, это свидетельствует о загрязнении фильтра и необходимости его замены. Если давление ниже сопротивления чистого фильтра (0,08 МПа), то

фильтр необходимо также заменить вследствие нарушения целостности его фильтрующих элементов.

12.2 Порядок выполнения работы

Для проверки технического состояния фильтра необходимо включить стенд, направив жидкость на слив через фильтр.

По показаниям манометра делаются заключения о степени загрязнения и исправности фильтра.

Содержание отчета

В отчете приводятся условные и графические обозначения фильтров, краткое описание их устройства и принципа действия.

Делается вывод о степени загрязнения проверяемого фильтра.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое тонкость фильтрации?
- 2 От чего зависит пропускная способность фильтра?
- 3 Какими принципами нужно руководствоваться при выборе фильтра для гидросистемы?
- 4 Для чего параллельно фильтру устанавливается предохранительный клапан?
- 5 Как проверить техническое состояние фильтра?

13 Лабораторная работа № 13. Изучение мощностных характеристик гидромашин

Цель работы: изучение параметров, оказывающих влияние на мощностные характеристики гидромашин, а также зависимостей для определения показателей мощности.

13.1 Общие сведения

Полная мощность гидропривода N равна мощности, потребляемой насосом (с учетом потерь давления на трение и в местных сопротивлениях во всасывающем трубопроводе):

$$N = \frac{(P_{ном} + \Delta P_{вс}) \cdot Q_n}{\eta_n}, \quad (13.1)$$

где η_n – общий КПД насоса, $\eta_n = 0,86$.

Полезная мощность $N_{пол}$ определяется по усилиям, моментам и скоростям гидродвигателей:

– для гидроцилиндров

$$N_{ц}^{пол} = P \cdot v \cdot z , \quad (13.2)$$

где P – давление на входе в гидроцилиндр;

v – скорость хода гидроцилиндра;

z – количество гидроцилиндров;

– для гидромоторов

$$N_{м}^{пол} = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n_{м} , \quad (13.3)$$

где M – момент, развиваемый гидромотором;

$n_{м}$ – количество гидромоторов.

Общий КПД гидросистемы равен отношению

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N} . \quad (13.4)$$

Мощность, потребляемая гидронасосом, определяется по формуле

$$N_{н} = M_{н} \cdot \omega_{н} , \quad (13.5)$$

где $M_{н}$ – вращающий момент на валу насоса;

$\omega_{н}$ – угловая скорость вращения вала насоса.

13.2 Порядок выполнения работы

Изучить конструкцию стенда НТЦ-11.36 «Гидромашины и гидроприводы М1». Выбрать вариант включения гидроаппаратов, позволяющий определить мощностные характеристики гидронасосов, гидромоторов и гидроцилиндров. Определить входные и выходные параметры исследуемых гидромашин. Разработать таблицы для фиксации входных и выходных параметров. Провести измерения для каждого исследуемого варианта не менее пяти выходных параметров. Определить значения мощности для каждого исследованного случая. Построить характеристики мощности от входных параметров.

Содержание отчета

В отчете приводятся теоретические сведения, гидравлические схемы, таблица измеренных и рассчитанных параметров, характеристики мощности в зависимости от входных параметров.

Контрольные вопросы

- 1 Как определяется мощность гидронасоса?
- 2 Как определяется мощность гидромотора?
- 3 Как определяется мощность гидроцилиндра?
- 4 Как определить КПД гидронасоса?
- 5 Как определить КПД гидромотора?

14 Лабораторная работа № 14. Изучение режимов работы гидропривода при работе «на сеть»

Цель работы: изучение принципов работы гидравлических систем, в которых один или несколько насосов (или насосных станций) питает несколько гидромоторов (или гидроцилиндров), подключенных параллельно или последовательно.

14.1 Общие сведения

Когда гидропривод работает «на сеть», подразумевается, что гидравлическая система представляет собой распределенную магистраль (трубопроводы, распределители, клапаны), к которой подключено несколько потребителей.

Параллельное и последовательное подключение. В гидросети принципиально важным является способ подключения потребителей к источнику потока.

Параллельное включение. В этом случае напорные линии всех гидрораспределителей подключены к одной напорной магистрали, а сливные – к общей сливной магистрали. Особенность: давление в напорной магистрали определяется самым нагруженным потребителем (потребителем, требующим наибольшего давления). Если одновременно работают два потребителя, насос должен развивать давление, достаточное для самого нагруженного из них. Распределение потока: расход насоса распределяется между работающими потребителями пропорционально их гидравлическому сопротивлению. При параллельной работе без регулирующей аппаратуры (делителей потока) жидкость пойдет по пути наименьшего сопротивления. Мотор с наименьшей нагрузкой будет вращаться быстрее, чем нагруженный. Для решения этой проблемы применяется использование делителей потока (синхронизаторов) или раздельное регулирование каждым распределителем.

Последовательное включение. Жидкость проходит последовательно через несколько гидромоторов (или гидроцилиндров). Расход через все потребители одинаков, если нет утечек. Давление на входе первого мотора равно сумме перепадов давления на всех последующих моторах. Используется редко (в основном для синхронизации движения нескольких моторов с жесткой

кинематической связью), т. к. требует высокой герметичности и снижает КПД системы.

Насосы в гидросети. Постоянная или переменная мощность. Поведение сети кардинально зависит от типа используемого насоса:

– насос с постоянной подачей (нерегулируемый). Это самый простой вариант. Насос подает фиксированный поток независимо от нагрузки (в пределах мощности привода). Если все потребители остановлены (распределители в нейтралли), вся жидкость сливается через предохранительный клапан в бак под давлением настройки клапана. Недостатком являются постоянные потери энергии (нагрев масла) при простое или работе не всех потребителей. Энергоэффективность низкая;

– насос с переменной подачей (регулируемый) – насос с постоянной мощностью. Это более сложные аксиально-поршневые насосы. Режим Load Sensing (LS) – чувствительный к нагрузке – самый эффективный режим. Насос «видит» через сигнальные линии самое высокое давление, требуемое потребителями в данный момент, и автоматически регулирует свою подачу так, чтобы давление в магистрали было ровно на 15...25 бар выше, чем требуется самому нагруженному потребителю. Потери энергии минимальны. Если потребители не работают, насос уходит на «стоянку», подавая лишь небольшой расход на компенсацию утечек. Режим Constant Pressure (CP): насос поддерживает постоянное давление в магистрали. Это удобно, когда нагрузка на моторах меняется скачкообразно. Насос подает ровно столько жидкости, сколько требуется потребителям для поддержания заданного давления.

14.2 Порядок выполнения работы

Изучить конструкцию стенда НТЦ-11.60 «Исследование гидравлических характеристик насосного оборудования с МПСО». Выбрать вариант включения гидроаппаратов, позволяющий определить мощностные характеристики гидронасосов при работе «на сеть». Определить входные и выходные параметры исследуемых гидромашин. Разработать таблицы для фиксации входных и выходных параметров. Провести измерения для каждого исследуемого варианта не менее пяти выходных параметров. Определить значения мощности для каждого исследованного случая. Построить характеристики мощности от входных параметров.

Содержание отчета

В отчете приводятся теоретические сведения, гидравлические схемы, таблица измеренных и рассчитанных параметров, характеристики мощности в зависимости от входных параметров.

Контрольные вопросы

1 В чем принципиальное отличие работы насоса с переменной подачей в режиме «постоянная мощность» (Constant Horsepower) от работы насоса в режиме «постоянное давление» (Constant Pressure)?

2 Как изменяется крутящий момент на валу гидромотора в каждом из режимов при увеличении нагрузки?

3 Назовите не менее трех факторов, определяющих величину гидравлического сопротивления (потерь давления) в напорной магистрали между насосом и гидромотором. Как сопротивление влияет на фактическое давление на выходе насоса?

4 Какую функцию выполняет гидроаккумулятор в гидросети при питании нескольких гидромоторов, работающих в циклическом режиме (например, с пиковыми нагрузками)?

5 Опишите два способа обеспечения синхронного вращения двух гидромоторов, механически связанных между собой (например, привод колес или гусениц), при работе от одного насоса. В чем преимущества и недостатки каждого способа?

6 Какие функции выполняют обратные клапаны и гидрозамки в гидросети, питающей гидромоторы?

15 Лабораторная работа № 15. Изучение характеристик гидроудара

Цель работы: изучение сущности, причин возникновения и характеристик гидроудара.

15.1 Общие сведения

Гидроудар (гидравлический удар) – это резкое скачкообразное изменение давления в гидросистеме, возникающее при мгновенном изменении скорости движения рабочей жидкости (обычно при быстром перекрытии потока, пуске или остановке насоса, срабатывании распределителей).

Физическая сущность гидроудара заключается в том, что жидкость, обладая массой (инерцией) и практически несжимаемая (в классическом понимании), не может остановиться мгновенно. Кинетическая энергия движущегося потока преобразуется в энергию упругой деформации жидкости и стенок трубопровода, что приводит к локальному повышению давления, распространяющемуся по системе в виде ударной волны.

Ключевые особенности гидроудара:

– локальность: максимальное давление возникает в месте перекрытия потока (например, перед быстро закрывающимся распределителем);

– волновой характер: ударная волна распространяется по трубопроводу со скоростью звука в данной среде и отражается от границ системы (насос, бак,

тупиковые участки);

– цикличность: после первичного скачка давления следуют волны пониженного давления (разряжения), которые могут вызывать кавитацию.

Причины возникновения гидроудара. Гидроудар возникает при любом резком изменении расхода жидкости.

Основные причины:

- быстрое перекрытие потока;
- мгновенное срабатывание гидрораспределителей: золотниковые распределители с электрогидравлическим управлением могут закрывать проходное сечение за десятки миллисекунд;
- заклинивание предохранительных клапанов: если клапан резко садится в седло;
- ручное или автоматическое быстрое закрытие шаровых кранов;
- внезапный пуск или остановка насоса, остановка насосного агрегата: при отключении электродвигателя или механическом разрушении муфты;
- обратный поток: при остановке насоса жидкость под действием инерции продолжает движение, создавая обратную волну. Если обратный клапан установлен непосредственно у насоса, его резкое захлопывание генерирует удар;
- пуск насоса: при резком открытии задвижки на нагнетании или при пуске с полностью открытой задвижкой;
- кавитационный гидроудар возникает не при повышении, а при резком падении давления ниже давления насыщенных паров жидкости. Образующиеся паровые пузырьки схлопываются при последующем повышении давления, создавая локальные микроудары высокой интенсивности;
- длинные трубопроводы: чем больше длина линии, тем больше масса жидкости, участвующей в инерционном движении;
- отсутствие демпфирующих элементов: нет гидроаккумуляторов, дросселей замедления.

Характеристики гидроудара. Повышение давления (ударное давление). Основная характеристика – величина скачка давления ΔP . Для ее расчета используется формула, выведенная Н. Е. Жуковским (классическая теория гидроудара).

Характеристики прямого гидроудара.

Прямой гидроудар возникает, когда время закрытия запорного устройства $t_{\text{закр}}$ меньше времени пробега ударной волны до конца трубопровода и обратно $t_{\text{фазы}}$.

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot \Delta v, \quad (15.1)$$

где ΔP – повышение давления, Па;

ρ – плотность рабочей жидкости; для масел $\sim 850 \dots 900 \text{ кг/м}^3$;

c – скорость распространения ударной волны (скорость звука в данной среде с учетом упругости стенок), м/с;

Δv – изменение скорости потока, м/с.

Характеристики непрямого (неполного) гидроудара.

Непрямой гидроудар возникает, когда время закрытия больше времени фазы $t_{\text{закр}} > t_{\text{фазы}}$. Давление снижается, т. к. волна успевает вернуться и частично компенсировать рост давления.

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot \Delta v \cdot \frac{t_{\text{фазы}}}{t_{\text{закр}}}. \quad (15.2)$$

Скорость распространения ударной волны. Скорость звука в жидкости в упругом трубопроводе определяется формулой

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot \delta}}}, \quad (15.3)$$

где c_0 – скорость звука в неограниченном объеме жидкости; для масел $c_0 \approx 1200 \dots 1400$ м/с;

K – модуль объемной упругости жидкости; для масел $K \approx (1,3 \dots 2,0) \cdot 10^9$ Па;

E – модуль упругости материала трубы; для стали $E \approx 2,1 \cdot 10^{11}$ Па;

D – внутренний диаметр трубы, м;

δ – толщина стенки трубы, м.

Чем толще стенка и чем жестче материал, тем выше c и тем выше ударное давление. В стальных трубопроводах $c \approx 1000 \dots 1200$ м/с; в полимерных (гибких) рукавах $c \approx 200 \dots 400$ м/с, что снижает интенсивность удара.

Время фазы (период)

$$t_{\text{фазы}} = 2L / c, \quad (15.4)$$

где L – длина трубопровода от источника (насос) до места перекрытия.

Это время, за которое ударная волна проходит до конца линии и возвращается обратно. Если время закрытия меньше этой величины, удар считается прямым.

15.2 Порядок выполнения работы

Изучить лабораторный стенд НТЦ-11.91.3 «Механика жидкости, гидравлический удар». Определить режимы работы стенда. Выбрать вариант включения гидроаппаратов, позволяющий определить режимы возникновения гидроудара. До включения стенда необходимо закрыть краны В4, В6, В8, В9 и В10, открыть краны В3, В7 и В11.

Включите электрическое питание стенда и насосную установку Н1.

Прикройте кран В3 и проконтролируйте (используя расходомер и секундомер) расход в трубопроводе. Расход должен быть примерно 6 л/мин ($0,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с).

Включите ноутбук (который уже подключен к разъему USB) и в приложении PcLab200.exe задайте необходимые параметры двухканальному USB-осциллографу Velleman PCSU200 (установлен на внутренней стороне электрической панели стенда) для обеспечения записи осциллограммы выходных сигналов с датчиков давления Д5 и Д6. В лабораторной работе используется информация только с датчика Д5.

После этого включите переключатель SA1 в позицию «1», а далее одновременно включите тумблер SA2 в позицию «Ручн.» и режим запоминания на ноутбуке. При этом в течение заданного промежутка времени с определенным (заданным) шагом будет обеспечено запоминание сигнала, формируемого датчиком Д5. Перед проведением эксперимента необходимо обеспечить масштабирование регистрируемого сигнала по времени и уровню давления.

Эксперименты провести при различных расходах (скоростях). Уменьшение расхода достигается прикрытием крана В3.

Используя полученную в ходе эксперимента информацию, следует на экране ноутбука построить осциллограмму изменения давления в точке б (сечение, к которому подключен датчик Д5). При необходимости осциллограммы могут быть распечатаны на принтере.

Содержание отчета

В отчете приводится гидравлическая схема для определения характеристик гидроудара.

Делаются выводы о причинах возникновения гидроударов и их характеристиках.

Контрольные вопросы

1 Дайте определение гидроудару. В чем заключается физическая причина резкого повышения давления при мгновенном перекрытии потока рабочей жидкости?

2 Перечислите не менее четырех основных причин возникновения гидроудара в гидравлических системах. Какая из них встречается наиболее часто в мобильной гидравлике?

3 Чем отличается прямой гидроудар от непрямого (неполного)? Какое условие определяет тип гидроудара?

4 От каких факторов зависит скорость распространения ударной волны в трубопроводе? Почему в гибких резиновых рукавах высокого давления гидроудар менее опасен, чем в стальных трубах?

5 Каким образом осуществляется питание блоков гидравлического дистанционного управления?

Список литературы

1 **Юдаев, В. Ф.** Гидравлика : учеб. пособие / В. Ф. Юдаев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2021. – 423 с.

2 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод. Гидравлические машины и гидропневмопривод : учебник / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : ИНФРА-М, 2020. – 446 с.