

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Безопасность жизнедеятельности»

**ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА.**

**ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.**

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

*Методические указания к выполнению лабораторных работ
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения*

ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ



Могилев 2010

УДК 532:621.22
ББК 31.56:34.447
Г 46

Рекомендовано к опубликованию
учебно-методическим управлением
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»

Одобрено кафедрой «Безопасность жизнедеятельности» «05» мая 2010 г.,
протокол № 10

Составители: канд. техн. наук, доц. В. И. Мрочек;
канд. техн. наук, ст. преподаватель Т. В. Мрочек

Рецензент д-р техн. наук, проф. В. П. Куликов

Методические указания предназначены для студентов технических специальностей и используются при выполнении лабораторных работ по дисциплинам «Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика», «Гидро- и пневмопривод технологического оборудования», «Гидравлика и гидропневмоавтоматика».

Учебное издание

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА.
ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ.
ГИДРАВЛИКА И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Ответственный за выпуск	В. И. Мрочек
Технический редактор	А. А. Подошевка
Компьютерная верстка	И. А. Алексеюс

Подписано в печать . Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2010

Введение

Данными методическими указаниями предусмотрено выполнение четырех лабораторных работ, относящихся к разделам «Гидромашины и гидроприводы». Все работы выполняются на одном лабораторном стенде.

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

Неподготовленные студенты к занятию не допускаются.

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

Отчет по лабораторной работе оформляется каждым студентом в отдельной тетради.

Содержание отчета:

- наименование лабораторной работы;
- цель;
- основные теоретические положения;
- схема установки;
- таблицы измеряемых и вычисляемых величин;
- пример обработки результатов эксперимента (с подстановкой числовых значений величин, полученных в ходе выполнения одного опыта);
- графики;
- выводы.

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

1 Основные требования техники безопасности при работе на стенде

Работа на стенде допускается только в присутствии лаборанта или преподавателя.

При выполнении лабораторных работ необходимо руководствоваться требованиями данных методических указаний.

Перед включением стенда необходимо убедиться (путем внешнего осмотра) в исправности защитного заземления стенда и целостности соединений трубопроводов.

Золотники гидрораспределителей перед включением насосов (насосы включаются путем подачи электрического питания на электродвигатели М1 и М2) должны находиться в нейтральных позициях.

До включения стенда необходимо убедиться в том, что вентиль В1 открыт (маховик управления полностью вывернут против часовой стрелки).

Перед включением контуров, в которых установлены регуляторы расходов (РР1 и РР2), а также регулируемые дроссели (ДР1 и ДР2), маховики управления этих устройств необходимо повернуть до ограничения по часовой стрелке.

Максимальное давление в гидравлической системе стенда не должно превышать 6,0...6,3 МПа.

Электрическое питание стенда – 380 В, 50 Гц. Для управления электромагнитами гидрораспределителей используется напряжение 24 В (постоянный ток). К концевым выключателям КВ1 и КВ2 подводится напряжение 12 В (постоянный ток).

При возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить насосные установки и отключить электрическое питание стенда.

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

2 Описание устройства лабораторного стенда

Лабораторный стенд предназначен для экспериментальных исследований:

- шестеренного нерегулируемого гидронасоса;
- аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора;
- гидроцилиндра двустороннего действия с односторонним штоком;
- регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена;
- регулируемого гидропривода с вращательным движением выходного звена;

Схема гидравлическая принципиальная стенда приведена на рисунке 2.1.

Основными исследуемыми гидромашинами являются шестеренный насос Н1, гидромотор М и гидроцилиндр Ц1. Для создания нагрузки на валу гидромотора используется шестеренный гидронасос Н2 с регулируемым дросселем ДР2 (дроссель ДР2 предназначен для изменения нагрузки на валу гидромотора).

Для создания нагрузки на штоке гидроцилиндра Ц1 используются гидроцилиндр Ц2, шестеренный насос Н3 и регулируемый напорный гидроклапан КП2 (гидроклапан КП2 при проведении испытаний работает в режиме переливного клапана и служит для изменения нагрузки на штоке цилиндра Ц1). Гидроцилиндр Ц2 имеет одинаковые с основным цилиндром Ц1 конструктивные размеры.

К направляющей и регулирующей аппаратуре стенда (кроме названных выше устройств) относятся клапан В1, предохранительный клапан КП1, двухлинейные регуляторы расходов РР1 и РР2, установленные соответственно в линии управления гидромотором М и цилиндром Ц1, регулируемый дроссель ДР1, а также гидрораспределители Р1, Р2 и Р3. Клапан В1 предназначен для изменения гидравлического сопротивления на всасывании насоса Н1 (используется при определении кавитационных характеристик насоса). Регулятор расхода РР2 отличается от регулятора РР1 тем, что содержит обратный клапан. Это позволяет обеспечить регулирование скорости выдвигания штока цилиндра Ц1. Втягивание штока цилиндра Ц1 происходит с высокой (нерегулируемой) скоростью, поскольку в ходе выполнения этого движения рабочая жидкость из поршневой полости цилиндра Ц1 вытесняется на слив через обратный клапан регулятора расхода РР2. Регулируемый дроссель ДР1 используется при определении рабочих характеристик насоса Н1.

Для привода насосов Н1 и Н3 на стенде установлены два электродвигателя М1 и М2.

Рабочий ход цилиндра Ц1 – выдвигание штока. Втягивание штока цилиндра Ц1 происходит под действием усилия, создаваемого цилиндром Ц2.

В напорной линии насоса Н1 установлен фильтр Ф.

Информационно-измерительная система стенда включает восемь манометров (МН1 – МН8), вакуумметр В, два расходомера интегрирующего типа (один из них выполнен в виде мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ и клапаном В2, в качестве другого используется расходомер РА скоростного типа). Для определения расходов также используется электронный секундомер, работа которого возможна в двух режимах: ручном и автоматическом. При измерениях расходов расходомер работает в режиме ручного управления. Кроме указанных устройств, информационно-измерительная система содержит термометр Т, два электронных тахометра ТХ1 и ТХ2, киловаттметр РВ. С помощью тахометра ТХ1 измеряется частота вращения вала насоса Н1, а тахометр ТХ2 служит для измерения частоты вращения вала гидромотора М. С помощью киловаттметра измеряется величина мощности, подводимой к электродвигателю М1.

Концевые выключатели КВ1 и КВ2 предназначены для управления электронным секундомером при его работе в автоматическом режиме, обеспечивая включение и отключение секундомера в начале и в конце хода штока гидроцилиндра Ц1. Измеряемое при этом время используется для определения скорости движения штока гидроцилиндра Ц1.

Общий вид стенда показан на рисунке 2.2.

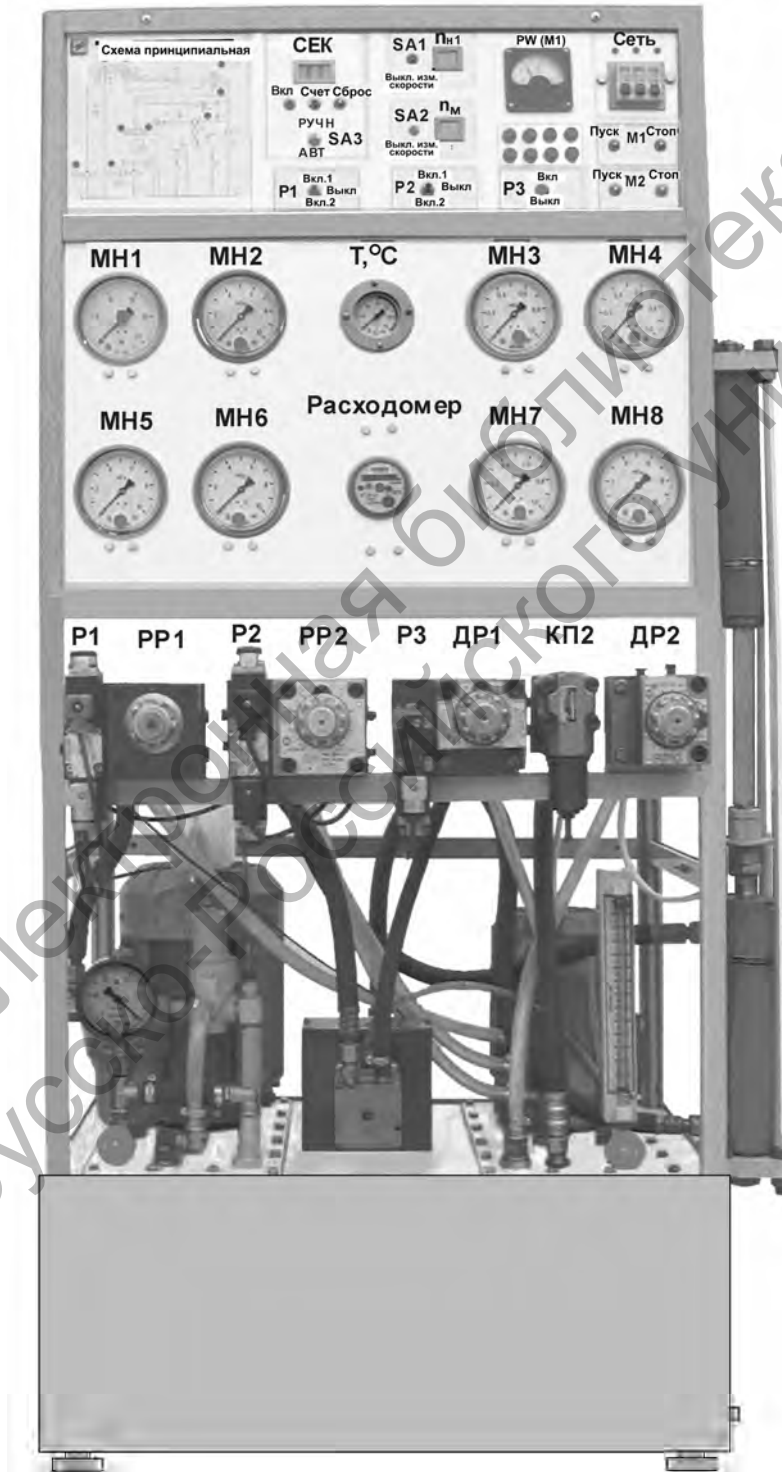


Рисунок 2.2 – Общий вид стенда

Стенд имеет сборную рамную (из алюминиевого профиля) конструкцию, имеющую односторонний базис, на котором установлены три панели, содержащие:

- органы управления стендом и его устройствами;
- гидравлическую аппаратуру;
- информационно-измерительную систему;
- гидравлическую принципиальную схему стенда.

Несущей конструкцией стенда является гидробак с установленными на нем электродвигателями М1 и М2, гидромотором М, насосом Н2, предохранительным клапаном КП1 и фильтром Ф. Гидронасосы Н1 и Н3 установлены внутри гидробака.

На боковой стороне рамной конструкции установлены два гидроцилиндра. Основной гидроцилиндр Ц1 установлен снизу. Сверху установлен гидроцилиндр Ц2. Штоки гидроцилиндров соединены между собой с помощью муфты, на которой закреплен диск, предназначенный для управления концевыми выключателями КВ1 и КВ2. Для соединения корпусов гидроцилиндров используются четыре шпильки.

Для заправки гидросистемы необходимо 60...65 дм³ масла. В качестве рабочей жидкости используется минеральное масло МГЕ-46В.

3 Лабораторная работа № 1. 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.

3.1 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, с. 272]. Чаще всего насосы содержат много (до 20 и более) рабочих камер. Под **рабочей камерой** объемной гидромашинки 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,

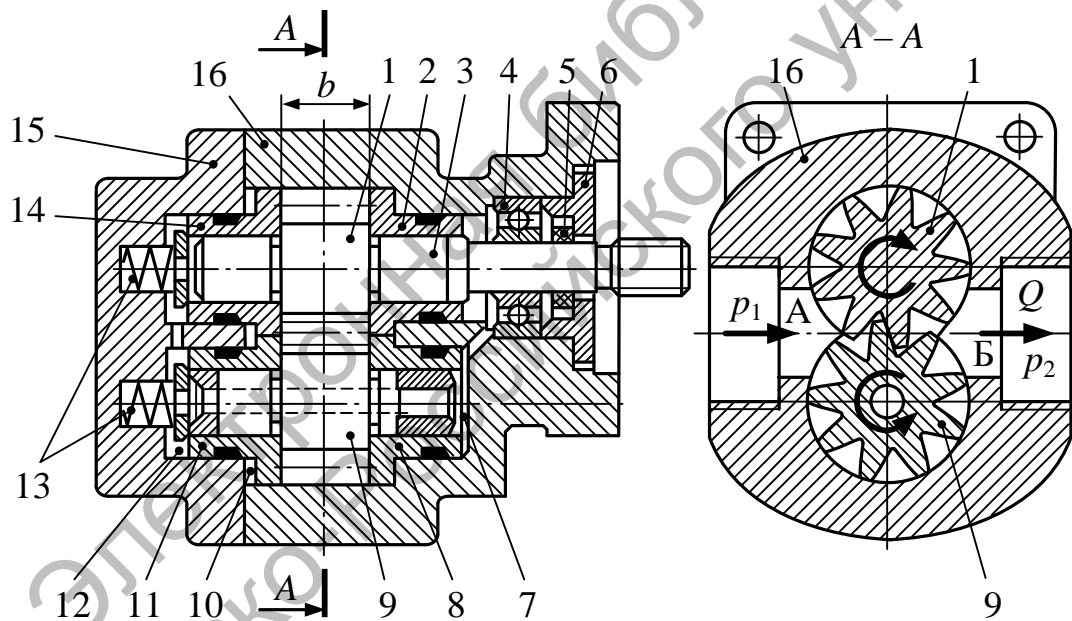
корпуса). Рабочие камеры и вытеснители в шестеренном насосе совершают вращательное движение.

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



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

Рисунок 3.1 – Шестеренный насос

Насос содержит две одинаковые шестерни 1 и 9, установленные на подшипниках скольжения. Шестерня 1 выполнена заодно с валом 3. Кроме установления на подшипники 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 бур-

тиками втулок подшипников скольжения. Зубья шестерен являются вытеснителями. И рабочие камеры, и вытеснители совершают вращательное движение. Рабочая жидкость со входа насоса (полость А) на выход (полость Б) переносится во впадинах между зубьями шестерен. Разрежение на входе (А) насоса создается благодаря тому, что зубья при выходе из зацепления освобождают пространство, занимаемое ими во впадинах. Этим обеспечивается такое свойство насоса, как **самовсасывание**, что означает способность насоса создавать разрежение на входе в насос, заполненном в начальный момент воздухом, достаточное для подъема рабочей жидкости до уровня насоса. При работе насоса жидкость с выхода (Б) стремится перетекать на вход (А). Это происходит под действием перепада давлений $p_2 - p_1$. Внутренние утечки в насосе (с выхода Б на вход А) происходят через радиальные зазоры между зубьями и корпусом 16, а также через торцевые зазоры между боковыми поверхностями шестерен и буртиками втулок подшипников скольжения. Радиальные зазоры между зубьями и корпусом насоса трудно выполнить самоуплотняющимися, хотя в отдельных конструкциях предлагаются технические решения, направленные на решение этой проблемы. Их величина зависит от точности изготовления корпуса, шестерен и подшипников. Для уменьшения утечек через торцевые зазоры у большинства насосов, работающих при давлениях более 10 МПа, применяется **гидравлический поджим** деталей, установленных по торцам шестерен. В конструкции насоса на рисунке 3.1 это достигается соединением полости 10 с выходом насоса Б. Под действием сил давления жидкости, создаваемых в полости 10, втулки подшипников скольжения поджимаются к боковым поверхностям шестерен, что приводит к уменьшению торцевых зазоров. В начальный момент работы насоса поджим втулок осуществляется пружинами 13. Торцевые полости 7 и 12 соединены со входом А насоса (давлением p_1).

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

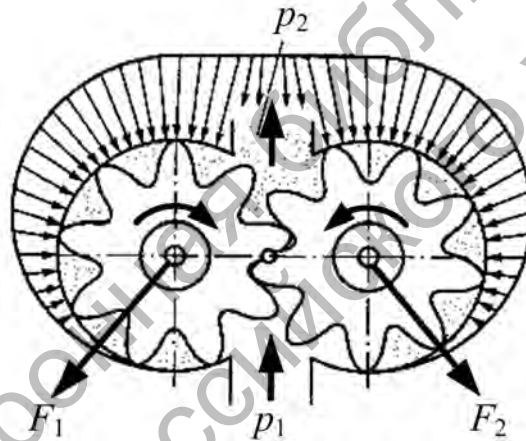
Основными недостатками шестеренных насосов с внешним зацеплением являются:

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

- высокая неравномерность подачи;
- неуравновешенность сил давления, действующих на шестерни;
- повышенный шум.

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

На рисунке 3.2 показана схема распределения давления жидкости по периметру шестерен. Благодаря утечкам между корпусом и головками зубьев давление постепенно снижается от p_2 до p_1 . В результате действия жидкости под давлением на шестерни возникают значительные по величине результирующие силы давления F_1 и F_2 , воспринимаемые подшипниками насоса. Неравномерность подачи вызывает пульсацию этих сил и приводит к увеличению динамических нагрузок на подшипники.

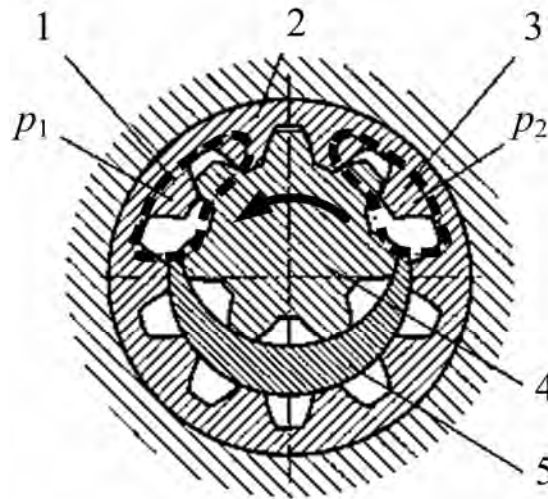


F_1 и F_2 – равнодействующие силы давления; p_1, p_2 – низкое и высокое давления соответственно

Рисунок 3.2 – Распределение давления жидкости по окружности шестерен

Для снижения неравномерности подачи иногда в насосах устанавливают косозубые и наклонные шестерни.

Более высокие энергетические и массовые показатели имеют шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рисунок 3.3). В большинстве случаев в таком насосе ведущей является внутренняя шестерня 4 с наружными зубьями. Подводящее 1 и отводящее 3 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями размещается серповидный уплотняющий элемент 5. Рабочая жидкость со входа (окно 1) на выход (окно 3) переносится во впадинах между зубьями шестерни 2.



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

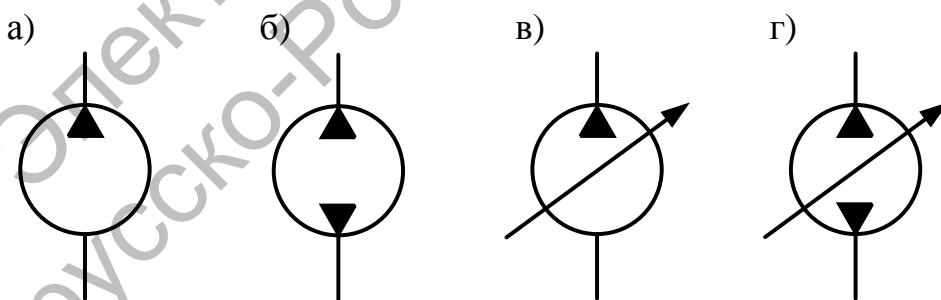
Рисунок 3.3 – Шестеренный насос с внутренним зацеплением

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

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

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

На рисунке 3.4 показаны условные обозначения гидронасосов.



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

Рисунок 3.4 – Условные обозначения гидронасосов

Основные технические параметры объемных насосов:

- рабочий объем насоса V_0 ;
- теоретическая (идеальная) подача насоса Q_T ;

- подача насоса (действительная) Q_H ;
- давление насоса p_H ;
- мощность насоса N_H ;
- полезная мощность насоса N_{Π} ;
- полный КПД насоса η_H ;
- объемный КПД насоса η_o ;
- гидравлический КПД насоса η_{Γ} ;
- механический КПД насоса η_M ;
- гидромеханический КПД насоса $\eta_{ГМ}$.

Рабочий объем насоса

$$V_o = k V_{\text{кам}} z, \quad (3.1)$$

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);

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

z – число рабочих камер.

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

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

Теоретическая или идеальная подача насоса

$$Q_T = V_o n, \quad (3.2)$$

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

Подача насоса (действительная)

$$Q_H = \eta_o Q_T = \eta_o V_o n, \quad (3.3)$$

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 (3.3) следует, что

$$\eta_o = \frac{Q_H}{Q_T}. \quad (3.4)$$

Давление объемного насоса приближенно можно определить как

$$p_H = p_2 - p_1, \quad (3.5)$$

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

Мощность насоса N_H – это мощность, подводимая к насосу:

$$N_H = M \omega, \quad (3.6)$$

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

ω – угловая скорость вала насоса, рад/с.

Полезная мощность насоса

$$N_{II} = p_H Q_H. \quad (3.7)$$

Полный КПД насоса

$$\eta_H = \frac{N_{II}}{N_H}. \quad (3.8)$$

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

$$\eta_H = \eta_o \eta_{II} \eta_M. \quad (3.9)$$

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

$$\eta_{ГМ} = \eta_{II} \eta_M. \quad (3.10)$$

Все известные в настоящее время насосы имеют два типа характеристик:

- 1) рабочие;
- 2) кавитационные.

Рабочие характеристики для объемного насоса представляют собой зависимости подачи Q_H , полезной мощности N_H , полного η_H и объемного η_0 КПД от давления насоса p_H . Определяют рабочие характеристики при постоянной частоте вращения вала насоса, т. е. при $n = const$.

Кавитационные характеристики насоса представляют собой зависимости основных технических показателей насоса (подачи Q_H , полезной мощности насоса N_H , КПД насоса η_H и η_0) 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).

$$H_v = \frac{p_1^{\text{вак}}}{\rho g}, \quad (3.11)$$

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

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

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

Кавитационные характеристики показывают, при каких параметрах в насосе наступает кавитация и происходит «срыв» подачи. Знание этих характеристик позволяет обеспечивать работоспособность насоса на всех режимах работы. Кавитационные характеристики, так же как и рабочие, определяют при постоянной частоте вращения вала насоса ($n = const$).

Примечание – Кавитация в насосе наступает из-за понижения давления p_1 на его входе. Понижение p_1 ниже допустимых значений приводит к обильному выделению пузырьков газа и (или) пара. Газовые пузырьки чаще всего представляют собой выделившийся из рабочей жидкости воздух. Пузырьки переносятся рабочими камерами на выход насоса, где в области с высоким давлением p_2 захлопываются. Исчезновение пузырьков сопровождается локальными повышениями давления и температуры. Локальные повышения давления в некоторых случаях могут достигать 300 МПа и более. В результате появления на выходе насоса обширной области с очень высоким давлением возрастает перепад ($p_2 - p_1$) давления на насосе. При этом увеличиваются внутренние утечки в насосе, возникает ситуация, когда вся жидкость, которую насос стремится подавать на выход, возвращается обратно на вход насоса. В результате происходит «срыв» подачи насоса.

3.2 Проведение испытаний

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

Объектом испытаний в данной работе является шестеренный насос Н1 (см. рисунок 2.1) типа НШ10-3 (рабочий объем $V_0 = 10 \text{ см}^3$, объемный КПД $\eta_0 = 0,92$, полный КПД $\eta_H = 0,8$).

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

3.2.1 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.».

3.2.2 Определение рабочих характеристик. Включить электрическое питание стенда, электродвигателя М1, электронного секундомера, тахометра (n_{H1}). 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_{H1} необходимо делить на 2);
- мощность N_3 , подводимую к электродвигателю М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт);
- время t прохождения через расходомер РА объема жидкости $W_{ж}$ (принять $W_{ж} = 10 \text{ дм}^3 = 1 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3$).

Результаты измерений занести в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты исследований по определению рабочих характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра N_3 , Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время прохождения через расходомер объема $W_{ж}$ жидкости t , с			
Объем жидкости, проходящей через расходомер $W_{ж}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_n (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_t , 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			

3.2.3 Определение кавитационных характеристик. Тумблеры управления гидрораспределителями должны быть в том же положении, что и в п. 3.2.2. 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. 3.2.2).

Результаты измерений занести в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты исследований по определению кавитационных характеристик насоса

Номер опыта	1	...	6
Показание вакуумметра p_1 , МПа			
Показание манометра p_2 , МПа			
Показание киловаттметра N_3 , Вт			
Частота вращения вала насоса n , об/с			
Время прохождения через расходомер объема $W_{ж}$ жидкости t , с			
Объем жидкости, проходящей через расходомер $W_{ж}$, м ³	$1 \cdot 10^{-2}$		
Подача насоса Q_n (действительная), м ³ /с			
Теоретическая подача насоса Q_t , 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			

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

Внимание! При входе в режим кавитации происходит «срыв» пода-

чи насоса. При этом прекращается проток 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.

3.3 Обработка результатов

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

$$Q_H = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Теоретическая подача насоса Q_T определяется по формуле (3.2), давление насоса p_H – по формуле (3.5).

Мощность насоса

$$N_H = \eta_{эд} N_{э},$$

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

Объемный КПД насоса η_o , полезная мощность насоса $N_{п}$, полный КПД насоса η_H вычисляются по формулам (3.4), (3.7), (3.8).

Величина абсолютного давления на входе в насос

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

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

После выполнения вычислений построить:

- 1) рабочие характеристики насоса: $Q_H = f_1(p_H)$, $N_{п} = f_2(p_H)$, $\eta_o = f_3(p_H)$, $\eta_H = f_4(p_H)$;
- 2) кавитационные характеристики насоса: $Q_H = f_5(p_{a1})$, $N_{п} = f_6(p_{a1})$, $\eta_o = f_7(p_{a1})$, $\eta_H = f_8(p_{a1})$.

Контрольные вопросы

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

4 Лабораторная работа № 2. Изучение устройства и определение характеристик гидроцилиндра и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора

Цель работы: изучение устройства гидроцилиндра и аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора; изучение основных технических показателей гидроцилиндров и гидромоторов; изучение методики и экспериментальное определение характеристик гидроцилиндра и гидромотора.

4.1 Краткие теоретические сведения

Объемный гидродвигатель – объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в энергию выходного звена (вала, штока), то есть объемный гидродвигатель – это исполнительное устройство, применяемое в гидроприводе. В зависимости от характера движения выходного звена гидродвигатели делятся на три типа:

- 1) **гидроцилиндры** – объемные гидродвигатели с возвратно-поступательным движением выходного звена;
- 2) **поворотные гидродвигатели** – объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена;
- 3) **гидромоторы** – объемные гидродвигатели с неограниченным вращательным движением выходного звена.

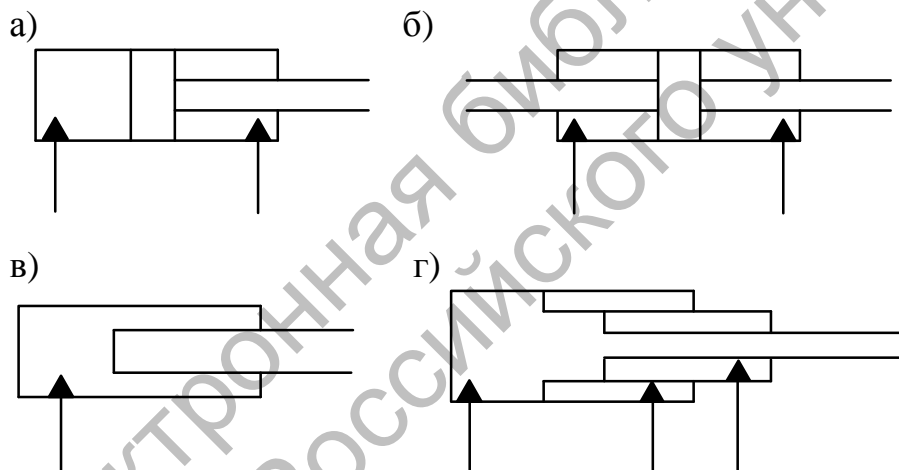
4.1.1 Гидроцилиндры. Классификация гидроцилиндров приведена на рисунке 4.1, а примеры условных обозначений гидроцилиндров на схемах гидравлических принципиальных представлены на рисунке 4.2.

Наибольшее применение находят **поршневые** гидроцилиндры. Это обусловлено их основными достоинствами: возможностью создания значительных по величине усилий; обеспечением высоких значений хода штока; высокими значениями КПД и др.

Поршневые гидроцилиндры могут быть одностороннего или двустороннего действия, с односторонним или двусторонним штоком, с подвижным штоком или подвижным корпусом.



Рисунок 4.1 – Классификация гидроцилиндров



а – двустороннего действия с односторонним штоком; б – двустороннего действия с двусторонним штоком; в – плунжерный одностороннего действия; г – телескопический одностороннего действия

Рисунок 4.2 – Основные схемы гидроцилиндров

Гидроцилиндры с **двусторонним штоком** используются для обеспечения равенства скоростей холостого и рабочего хода.

В случаях, когда не требуется больших усилий на штоке, применяют **плунжерные** гидроцилиндры. Они проще в изготовлении, так как отпадает необходимость в обработке внутренней поверхности гильзы цилиндра.

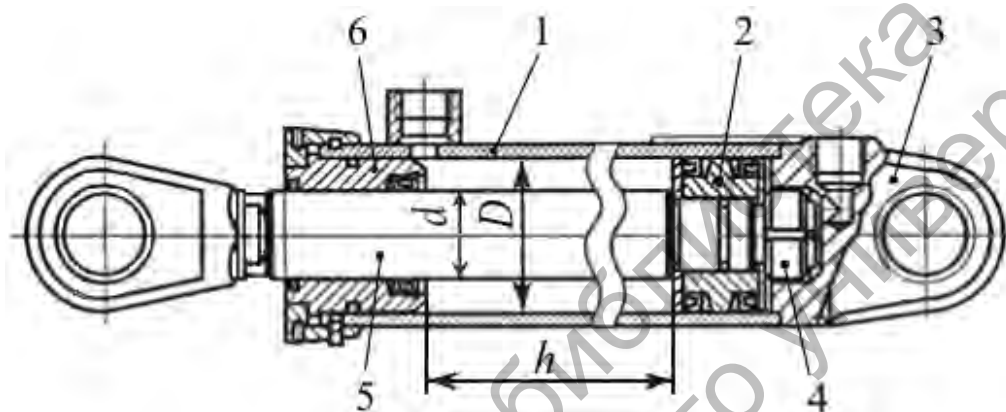
Телескопические гидроцилиндры применяют в тех случаях, когда габариты гидроцилиндра ограничены по длине.

Мембранные и **сильфонные** гидроцилиндры получили применение в системах гидропневмоавтоматики при небольших перемещениях выходного звена и при жестких требованиях к герметичности гидродвигателя.

Эффективность работы гидроцилиндров, их КПД зависят в основном

от работы уплотнительных элементов. Назначение уплотнительного устройства – предупреждение или уменьшение допустимых утечек рабочей жидкости через соединения. Герметизация подвижных соединений штока с крышкой и поршня с гильзой осуществляется с помощью резиновых колец, как правило, круглого сечения и манжет из резины или полимерных материалов. Поршни цилиндров иногда уплотняют также металлическими разрезными кольцами.

На рисунке 4.3 показана конструктивная схема одного из наиболее распространенных типов гидроцилиндров.



1 – корпус (гильза); 2 – поршень; 3 – задняя крышка; 4 – гайка; 5 – шток; 6 – втулка; h – ход штока

Рисунок 4.3 – Гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком

Задняя крышка 3 с корпусом 1 соединена с использованием сварки.

При высоких скоростях перемещения поршня (более 0,35 м/с) для снижения давлений, вызываемых гидроударами в конце хода поршня, в конструкции гидроцилиндра предусматривают специальные демпфирующие устройства.

Основные параметры гидроцилиндров:

- диаметр цилиндра D ;
- диаметр штока d ;
- эффективная площадь поршневой полости

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi D^2}{4};$$

- эффективная площадь штоковой полости

$$A_{\text{ш}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4};$$

– коэффициент мультипликации

$$\psi = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{ш}}};$$

– объемный КПД гидроцилиндра

$$\eta_{\text{о.ц}} = v A / Q_{\text{ц}},$$

где v – скорость поршня;

A – эффективная площадь поршневой (штоковой) полости;

$Q_{\text{ц}}$ – расход рабочей жидкости в поршневую (штоковую) полость);

– механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_{\text{м.ц}} = \frac{F_{\text{наг}}}{F_{\text{наг}} + F_{\text{тр}}}, \quad (4.1)$$

где $F_{\text{наг}}$ – нагрузка на штоке, Н;

$F_{\text{тр}}$ – суммарная сила трения в уплотнениях, Н.

Параметры, влияющие на прочность и жесткость цилиндра и имеющие тоже важное значение, в данной работе не рассматриваются.

Объемные потери (утечки) в современных конструкциях гидроцилиндров незначительные [8, с. 262]. Поэтому объемный КПД гидроцилиндра часто принимается равным 1.

Ниже в данной работе будет определен только механический КПД гидроцилиндра.

Учитывая, что на стенде установлены два одинаковых гидроцилиндра, принято допущение, что механические КПД этих цилиндров равны между собой.

При проведении эксперимента будет рассматриваться также рабочий ход основного (нижнего) гидроцилиндра Ц1 (см. рисунок 2.1) – выдвижение его штока. Усилие, развиваемое при этом гидроцилиндром Ц1:

$$F_1 = \eta_{\text{м.ц1}} [p_2 A_{\text{п}} - p_3 (A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})], \quad (4.2)$$

где $\eta_{\text{м.ц1}}$ – механический КПД гидроцилиндра Ц1;

p_2 и p_3 – давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра Ц1 (см. рисунок 2.1) соответственно.

Нагрузка, создаваемая гидроцилиндром Ц2 при выдвижении штока гидроцилиндра Ц1:

$$F_{\text{наг.2}} = [p_5 A_{\text{п}} - p_4 (A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})] / \eta_{\text{м.ц2}}, \quad (4.3)$$

где $\eta_{\text{м.ц2}}$ – механический КПД гидроцилиндра Ц2;

p_4 и p_5 – давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра Ц2 (см. рисунок 2.1) соответственно.

Учитывая, что $\eta_{\text{м.ц1}} = \eta_{\text{м.ц2}} = \eta_{\text{м.ц}}$, а $F_1 = F_{\text{наг.2}}$, приравняв правые части уравнений (4.2) и (4.3), можно записать

$$\eta_{\text{м.ц}} = \sqrt{[p_5 A_{\text{п}} - p_4 (A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})] / [p_2 A_{\text{п}} - p_3 (A_{\text{п}} - A_{\text{ш}})]}. \quad (4.4)$$

4.1.2 Гидромоторы. **Гидромотор** – это объемный гидродвигатель вращательного движения.

Благодаря свойству обратимости роторных насосов любой из них в принципе может быть использован в качестве гидромотора, поэтому гидромоторы классифицируют так же, как и роторные насосы, то есть разделяют на **шестеренные, винтовые, шиберные (пластинчатые) и поршневые (радиальные и аксиальные)**. В конструкции гидромоторов можно заметить некоторые отличия от соответствующих роторных насосов, обусловленные различным функциональным назначением этих гидромашин. Так, пластинчатый гидромотор, в отличие от насоса, имеет пружины, которые выталкивают пластины из пазов ротора и тем обеспечивают пуск гидромотора. В аксиально-поршневых гидромоторах устанавливается угол наклона блока цилиндров (до 45°) больший, чем у таких же насосов (до 30°).

Широкое распространение в гидроприводах станков, тракторов, строительно-дорожных машин, самолетов и других машин получили роторно-поршневые гидромоторы.

Роторно-поршневые гидромоторы подразделяются на **радиально-поршневые и аксиально-поршневые**.

Радиально-поршневые гидромоторы относятся к высокомоментным (способны развивать большие крутящие моменты при небольшой частоте вращения).

Аксиально-поршневые гидромоторы относятся к низкомоментным (способны развивать небольшие крутящие моменты при большой частоте вращения). У аксиально-поршневых гидромоторов ось вращения блока цилиндров (ротора) расположена аксиально (совпадает или пересекает под углом не более 45°) по отношению к оси вращения выходного вала.

Широкое распространение аксиально-поршневых гидромоторов обусловлено главным образом двумя достоинствами:

- 1) малыми габаритными размерами, а следовательно, низкими значениями моментов инерции вращающихся частей;
- 2) относительно высокими значениями КПД.

Благодаря первому из названных достоинств аксиально-поршневые гидромоторы широко применяются в тех гидроприводах, где требуется реверсирование движений, а также высокая точность позиционирования выходного звена.

В зависимости от возможности регулирования рабочего объема аксиально-поршневые гидромоторы делятся на **нерегулируемые** и **регулируемые**.

Если выходной вал гидромотора может вращаться только в одну сторону, то такой гидромотор называется **неревверсивным**. Гидромотор, у которого вал может вращаться в обоих направлениях, называется **реверсивным**.

Если каждая рабочая камера гидромотора совершает один рабочий цикл за один оборот выходного вала, то это – гидромотор **однократного** действия. Гидромоторы, у которых каждая рабочая камера совершает за один оборот вала два и более рабочих цикла, называются гидромоторами **многократного** действия.

Аксиально-поршневые гидромоторы в зависимости от расположения блока цилиндров (ротора) подразделяют на гидромоторы с **наклонным диском**, у которых оси вращения блока цилиндров и выходного вала совпадают, и гидромоторы с **наклонным блоком**, у которых оси вращения блока цилиндров и выходного вала расположены под углом.

Примером нерегулируемого аксиально-поршневого гидромотора с наклонным диском может служить гидромотор типа Г15-21 (рисунок 4.4). Рабочая жидкость подается в одну из полостей А (другая полость соединена со сливом) и через окна Б распределителя 6 поступает в цилиндры В. Сила давления рабочей жидкости на поршень 7 через толкатель 8 передается на наклонный диск 2, на котором образуется тангенциальная сила, создающая крутящий момент на валу 1. Блок цилиндров 5 приводится во вращение поводком 4 и постоянно прижимается к распределителю пружиной 3. Реверсирование осуществляется за счет изменения направления потока рабочей жидкости. Ниже в лабораторной установке исследуется гидромотор описанного типа (Г15-21Р).

Примеры условных обозначений гидромоторов на схемах гидравлических принципиальных приведены на рисунке 4.5.

Рассмотрим основные параметры гидромотора. К ним относятся: рабочий объем $V_{о.м}$; эффективный расход $Q_э$; действительный расход $Q_м$; потребляемая мощность $N_м$; полезная мощность $N_{м.п}$; КПД гидромотора: полный $\eta_м$, объемный $\eta_{м.о}$, механический $\eta_{м.м}$, гидравлический $\eta_{м.г}$, гидромеханический $\eta_{м.гм}$; перепад давления на гидромоторе $\Delta p_м$; крутящий момент на валу $M_м$; частота вращения вала $n_м$. Важными являются параметры на номинальном режиме работы: номинальный действительный расход $Q_{м.ном}$; номинальное давление $p_{ном}$ (имеется в виду давление на входе); номинальная потребляемая мощность $N_{м.ном}$; номинальный момент на валу $M_{м.ном}$.

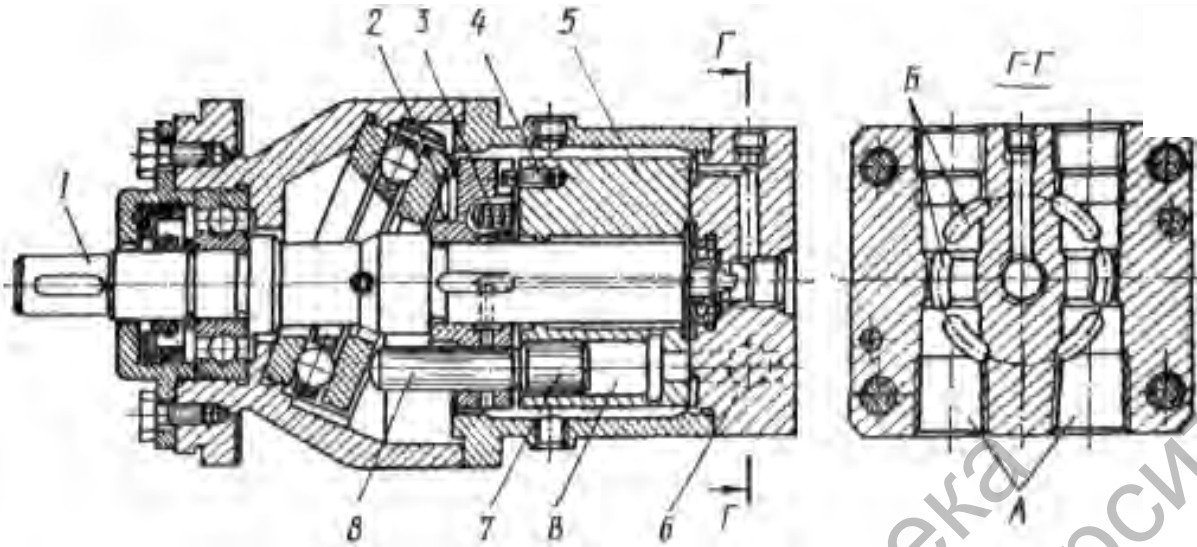
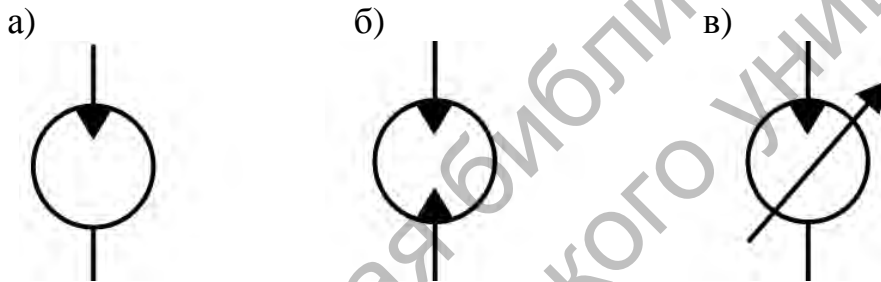


Рисунок 4.4 – Схема реверсивного гидромотора Г15-21



а – гидромотор нерегулируемый с нереверсивным потоком; б – гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком; в – гидромотор регулируемый с нереверсивным потоком

Рисунок 4.5 – Примеры условных обозначений гидромоторов на схемах

Эффективный расход жидкости

$$Q_{\text{Э}} = V_{\text{о.м}} n_{\text{м}} = V_{\text{кам}} z k n, \quad (4.5)$$

где $V_{\text{о.м}}$ – рабочий объем гидромотора, $V_{\text{о.м}} = V_{\text{кам}} z k$;

$n_{\text{м}}$ – частота вращения вала гидромотора, с^{-1} ;

$V_{\text{кам}}$ – рабочий объем одной камеры (определяется геометрическими размерами камеры; неизменен в процессе эксплуатации), м^3 ;

z – число рабочих камер;

k – кратность гидромотора (число рабочих циклов камеры за один оборот вала гидромотора).

Действительный расход $Q_{\text{м}}$ через гидромотор больше, чем эффективный $Q_{\text{Э}}$, потому что, в отличие от насоса, утечки в гидромоторе направлены в ту же сторону, что и основной поток. То есть не весь расход жидкости, поступающей на вход гидромотора, участвует в придании его валу вращательного движения. Поэтому объемный КПД гидромотора вы-

ражается не так, как для насоса, а следующим образом:

$$\eta_{\text{м.о}} = \frac{Q_{\text{э}}}{Q_{\text{м}}} = \frac{Q_{\text{э}}}{Q_{\text{э}} + Q_{\text{ут}}}, \quad (4.6)$$

где $Q_{\text{м}}$ – действительный расход через гидромотор (расход на входе гидромотора), $Q_{\text{м}} = Q_{\text{э}} + Q_{\text{ут}}$;

$Q_{\text{ут}}$ – расход утечек, $Q_{\text{ут}} = Q_{\text{ут.в}} + Q_{\text{ут.д}}$.

Расход утечек $Q_{\text{ут}}$ в общем случае равен сумме расходов утечек (перетечек) на выход гидромотора $Q_{\text{ут.в}}$ и утечек в корпус гидромотора, поступающих затем в дренажную линию $Q_{\text{ут.д}}$.

Ниже при проведении исследований расход на выходе гидромотора $Q_{\text{вых}}$, измеряемый с помощью скоростного расходомера РА, равен: $Q_{\text{вых}} = Q_{\text{э}} + Q_{\text{ут.в}}$. Расход же утечек в дренажную линию $Q_{\text{ут.д}}$ измеряется объемным способом с помощью мерного цилиндра с указателем уровня УУ.

Частота вращения вала гидромотора с учетом объемного КПД

$$n_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}} \eta_{\text{м.о}}}{V_{\text{о.м}}}. \quad (4.7)$$

Перепад давления на гидромоторе определяется как разность давлений на входе и на выходе:

$$\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}. \quad (4.8)$$

Полезная мощность гидромотора

$$N_{\text{м.п}} = M_{\text{м}} \omega_{\text{м}}. \quad (4.9)$$

где $M_{\text{м}}$ – крутящий момент на валу гидромотора;

$\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость вала гидромотора.

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N_{\text{м}} = Q_{\text{м}} \Delta p_{\text{м}}. \quad (4.10)$$

Коэффициент полезного действия гидромотора

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{м.п}}}{N_{\text{м}}} = \eta_{\text{м.о}} \eta_{\text{м.м}} \eta_{\text{м.г}} = \eta_{\text{м.о}} \eta_{\text{м.гм}}, \quad (4.11)$$

где $\eta_{М.М}$, $\eta_{М.Г}$, $\eta_{М.ГМ}$ – соответственно механический, гидравлический и гидромеханический КПД гидромотора, причем $\eta_{М.ГМ} = \eta_{М.М} \eta_{М.Г}$.
Из выражения (4.11)

$$N_{М.П} = \eta_{М} N_{М} = \eta_{М.О} \eta_{М.ГМ} N_{М}. \quad (4.12)$$

С учетом выражений (4.9) и (4.10) получим

$$M_{М} \omega_{М} = \eta_{М.О} \eta_{М.ГМ} Q_{М} \Delta p_{М}. \quad (4.13)$$

Откуда

$$M_{М} = \frac{\eta_{М.О} \eta_{М.ГМ} Q_{М} \Delta p_{М}}{\omega_{М}}. \quad (4.14)$$

Учитывая из (4.7), что $Q_{М} = n_{М} V_{О.М} / \eta_{М.О}$, а $n_{М} = \omega_{М} / (2 \pi)$, из (4.14) получим

$$M_{М} = \eta_{М.ГМ} V_{О.М} \Delta p_{М} / (2 \pi). \quad (4.15)$$

При испытаниях гидромоторов чаще всего определяют их нагрузочные и энергетические характеристики.

Нагрузочная характеристика гидромотора представляет собой зависимость $n_{М} = f(M_{М})$. Малая зависимость частоты вращения вала от момента свидетельствует о стабильной работе гидромотора.

Энергетические характеристики гидромотора представляют собой зависимости $\eta_{М.О} = f_1(M_{М})$, $\eta_{М} = f_2(M_{М})$, а также $\eta_{М.О} = f_3(n_{М})$ и $\eta_{М} = f_4(n_{М})$. На графиках энергетических характеристик видна область эффективной эксплуатации гидромотора.

Для регулируемых гидромоторов могут определяться также **регулируемые характеристики**, представляющие собой зависимости $n_{М} = f_1(x_y)$ и $M_{М} = f_2(x_y)$, где x_y – управляющее воздействие.

4.2 Проведение испытаний

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

Объектами испытаний в данной работе являются:

– гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком (установлен на стенде снизу) ГЦ 63.200.16.000 (диаметр цилиндра

$D = 63$ мм, ход штока $h = 200$ мм, диаметр штока $d = 25$ мм);

– аксиально-поршневой нерегулируемый гидромотор Г15-21Р (рабочий объем $V_{0,м} = 11,2$ см³; номинальный расход $Q_{ном} = 10,8$ л/мин; номинальное давление $p_{ном} = 6,3$ МПа; номинальная потребляемая мощность $N_{м.ном} = 0,96$ кВт; номинальный момент на выходном валу $M_{м.ном} = 9,4$ Н·м; полный КПД $\eta_{м} = 0,87$, объемный КПД $\eta_{м,о} = 0,91$).

4.2.1 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);
– тумблеры управления гидрораспределителями Р1, Р2 и Р3 установлены в положение «ВЫКЛ.».

После этого необходимо повернуть до ограничения против часовой стрелки маховик управления регулятором РР2 (настроить регулятор на минимальный расход).

4.2.2 Испытания гидроцилиндра. Включить электропитание стенда. Включить электродвигатели М1 и М2. Дать возможность поработать стенду в течение 3...5 мин.

Включить тумблер Р2 в положение «ВКЛ1.», при этом шток нижнего гидроцилиндра Ц1 начнет медленно выдвигаться. Если шток не выдвигается, то необходимо маховик управления регулятором РР2 медленно поворачивать по часовой стрелке с тем, чтобы добиться медленного выдвигания штока. Опыты по определению характеристик гидроцилиндра Ц1 желательно начинать при низкой скорости выдвигания штока цилиндра Ц1. При этом увеличится время опыта и легче будет производить необходимые измерения.

Опыты необходимо проводить при различных нагрузках на штоке гидроцилиндра Ц1, что достигается путем изменения давления p_5 в поршневой полости цилиндра Ц2. Изменение этого давления осуществляется путем изменения настройки клапана КР2 (при вворачивании регулировочного винта клапана давление (нагрузка) повышается). Настройку давления p_5 необходимо выполнять в одном из крайних положений штока гидроцилиндра (например, при полностью втянутом штоке гидроцилиндра Ц1).

При испытаниях гидроцилиндра Ц1 рекомендуется провести три опыта (установить три уровня давления p_5 по манометру МН5: 1, 2, 3 МПа). При установке тумблера Р2 в положение «ВКЛ2.» происходит обратный ход (втягивание) штока гидроцилиндра Ц1. Измерение давлений p_2 , p_3 , p_4 и p_5 (по манометрам МН2 – МН5) осуществляется при выдвигании штока цилиндра Ц1 (нижний гидроцилиндр). Втягивание штока цилиндра Ц1 является холостым ходом.

Результаты измерений необходимо записать в таблицу 4.1.

После выполнения всех опытов необходимо отключить питание электродвигателя М2.

Таблица 4.1 – Результаты испытаний гидроцилиндра

Номер опыта	Давление, МПа				Механический КПД $\eta_{м.ц}$
	p_2	p_3	p_4	p_5	
1					
2					
3					

4.2.3 *Испытания гидромотора.* Предполагается, что электропитание стенда и электродвигателя М1 включено. Далее необходимо включить:

- питание электронного секундомера;
- тумблер SA3 в положение «РУЧН.»;
- питание тахометра $n_{Н1}$;
- тумблер Р1 в положение «ВКЛ2.».

Маховик управления регулятором расхода РР1 необходимо повернуть до ограничения по часовой стрелке. При этом регулятор будет настроен на максимальный расход, а вал гидромотора будет вращаться с максимально возможной скоростью. При вращении вала гидромотора вращается также и вал насоса нагрузки Н2. Уровень нагрузки на валу гидромотора определяется настройкой регулируемого дросселя ДР2. При повороте по часовой стрелке до ограничения маховика управления регулируемого дросселя ДР2 нагрузка на валу гидромотора минимальная.

Необходимо при различных настройках регулятора расхода РР1 провести две серии опытов. Первую серию опытов провести при максимальной частоте вращения вала гидромотора, а вторую – при частоте вращения, уменьшенной примерно в два раза.

В каждой серии провести шесть опытов при различных настройках регулируемого дросселя ДР2.

В каждом опыте необходимо измерять:

- давление p_6 (манометр МН6);
- давление p_7 (манометр МН7);
- давление p_8 (манометр МН8);
- частоту вращения вала гидромотора n_M (для получения n_M , об/с, показание тахометра необходимо делить на 2);
- расход жидкости на выходе гидромотора $Q_{\text{ВЫХ}}$ (измеряется с помощью расходомера РА и электронного секундомера);
- расход утечек $Q_{\text{УТ.Д}}$ из корпуса гидромотора в дренажную линию (измеряется с помощью мерного бачка Б2 с указателем уровня УУ и электронного секундомера).

Результаты измерений записать в таблицу 4.2.

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

Таблица 4.2 – Результаты исследований гидромотора

Настройка регулятора расхода (номер серии опытов)		I			II		
Номер опыта		1	...	6	1	...	6
Давление, МПа	p_6						
	p_7						
	p_8						
	$p_M = p_6 - p_7$						
Объем жидкости $W_{ж}$, проходящей через расходомер РА, м ³		5·10 ⁻³			5·10 ⁻³		
Время прохождения объема $W_{ж}$ жидкости t , с							
Расход на выходе гидромотора $Q_{вых}$, м ³ /с							
Объем жидкости, поступившей в мерный цилиндр W_6 , м ³		10·10 ⁻⁶			10·10 ⁻⁶		
Время поступления объема W_6 жидкости t_6 , с							
Расход утечек в дренажную линию $Q_{ут.д}$, м ³ /с							
Действительный расход через гидромотор Q_M , м ³ /с							
Показание тахометра $T_ч$							
Частота вращения вала гидромотора n_M , с ⁻¹							
Мощность, потребляемая гидромотором N_M , Вт							
Мощность насоса N_n , Вт							
КПД гидромотора	η_M						
	$\eta_{M.0}$						
	$\eta_{M.гМ}$						
Момент на валу гидромотора M_M , Н·м							

4.3 Обработка результатов

4.3.1 Обработка результатов испытаний гидроцилиндра. Механический КПД гидроцилиндра вычисляется по формуле (4.4).

4.3.2 Обработка результатов испытаний гидромотора. Перепад давления на гидромоторе

$$\Delta p_M = p_6 - p_7.$$

Расход на выходе гидромотора

$$Q_{вых} = \frac{W_{ж}}{t}.$$

Расход утечек в дренажную линию

$$Q_{\text{ут.д}} = \frac{W_{\text{б}}}{t_{\text{б}}}.$$

Действительный расход через гидромотор

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{вых}} + Q_{\text{ут.д}}.$$

Частота вращения вала гидромотора (равна частоте вращения вала насоса Н2) $n_{\text{м}}$, с^{-1} (об/с):

$$n_{\text{м}} = 0,5 T_{\text{ч}}.$$

Мощность $N_{\text{м}}$, потребляемая гидромотором, вычисляется на основе выражения (4.10).

Полезная мощность гидромотора $N_{\text{м.п}} = N_{\text{н}}$ (где $N_{\text{н}}$ — мощность насоса Н2 (мощность на валу насоса)). В качестве насоса Н2 используется шестеренный насос НШ10-3 (рабочий объем $V_{\text{о}} = 10 \text{ см}^3$, гидромеханический КПД $\eta_{\text{г.м}} = 0,89$).

Мощность насоса

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{о}} n p_{\text{г}}}{\eta_{\text{г.м}}}.$$

Тогда КПД гидромотора

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\text{н}}}{N_{\text{м}}}.$$

Объемный КПД гидромотора из (4.7)

$$\eta_{\text{м.о}} = \frac{n_{\text{м}} V_{\text{о.м}}}{Q_{\text{м}}}.$$

Гидромеханический КПД гидромотора

$$\eta_{\text{м.г.м}} = \frac{\eta_{\text{м}}}{\eta_{\text{м.о}}}.$$

Момент на валу гидромотора $M_{\text{м}}$ определяется на основе выраже-

ния (4.15).

Результаты вычислений занести в таблицу 4.2 и построить графические зависимости $n_M = f_1(M_M)$, $\eta_M = f_2(M_M)$ и $\eta_{M.0} = f_3(M_M)$ для обеих серий опытов.

Контрольные вопросы

- 1 Устройство стенда.
- 2 Классификация и устройство гидроцилиндров и гидромоторов. Обозначения на схемах гидравлических принципиальных.
- 3 Основные технические параметры и характеристики гидроцилиндров и гидромоторов.
- 4 Методика испытаний по определению механического и объемного КПД гидроцилиндра.
- 5 Методика испытаний гидромотора.
- 6 Анализ результатов исследований.

5 Лабораторная работа № 3. 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.

5.1 Краткие теоретические сведения

Объемный гидропривод [3, с. 379] – это совокупность объемных гидромашин, гидроаппаратуры, гидрولين и вспомогательных устройств, предназначенная для передачи энергии и преобразования движения посредством жидкости.

К числу гидромашин относятся насосы и гидродвигатели.

Гидроаппаратура – это устройства управления гидроприводом, при помощи которых он регулируется, а также средства защиты его от чрезмерно высоких давлений жидкости. К гидроаппаратуре относятся дроссели, клапаны различного назначения и гидрораспределители – устройства для изменения направления потока рабочей жидкости.

Вспомогательные устройства – это кондиционеры рабочей жидкости (отделители твердых частиц, теплообменники) и различные гидроемкости (гидробаки, гидроаккумуляторы).

Перечисленные элементы гидропривода связаны между собой гидрوليниями.

Классификация объемных гидроприводов приведена на рисунке 5.1. В ней приведены только основные классификационные признаки.



Рисунок 5.1 – Классификация объемных гидроприводов

Выходное звено гидропривода – это выходное звено гидродвигателя, совершающее полезную работу.

На практике используют два основных способа регулирования величины скорости выходного звена объемного гидропривода:

1) **машинное** (объемное) регулирование, т. е. регулирование скорости изменением рабочего объема регулируемого насоса или регулируемого гидромотора, или и того, и другого;

2) **дрессельное** регулирование, т. е. регулирование скорости дросселированием потока рабочей жидкости и отводом части подачи нерегулируемого насоса через дроссель или клапан в сливную гидролинию, минуя гидродвигатель и не выполняя при этом полезную работу.

Если в объемном гидроприводе регулирование скорости выходного звена происходит одновременно двумя вышеперечисленными способами, то такой способ регулирования называется **машинно-дрессельным**.

В некоторых случаях в насосном гидроприводе скорость движения выходного звена регулируется за счет изменения частоты вращения приводящего двигателя (электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и т. п.). Такой гидропривод называется гидроприводом с управлением приводящим электродвигателем или двигателем внутреннего сгорания.

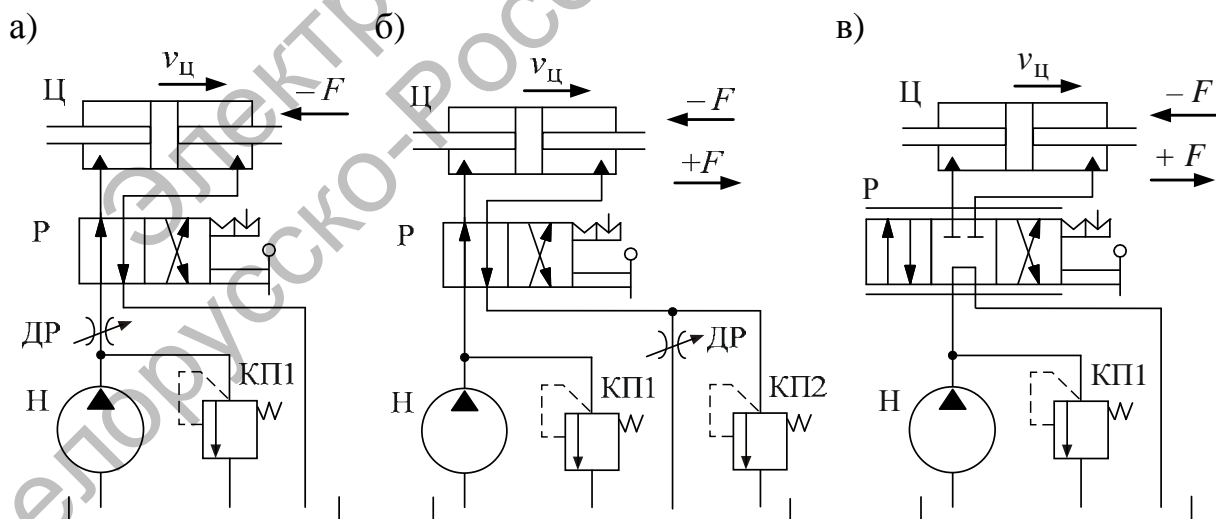
Машинное регулирование скорости происходит без потерь на дросселирование потока, поэтому является наиболее эффективным и широко используется в гидроприводах с замкнутой циркуляцией потока и с реверсивными регулируемым насосами, оснащенными регуляторами мощности.

При дроссельном способе регулирование скорости возможно только за счет изменения величины расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель.

Дроссельный способ регулирования скорости ввиду больших потерь мощности менее эффективен, чем объемный, особенно при эксплуатации гидроприводов большой мощности. Однако гидравлические схемы с дроссельным регулированием проще и дешевле, поэтому для привода небольшой мощности или редко включаемого привода достаточно часто применяют дроссельное регулирование.

При дроссельном регулировании возможны два различных способа включения регулируемого дросселя: **последовательно с гидродвигателем** и **параллельно гидродвигателю**.

Последовательное включение регулируемого дросселя может быть осуществлено в трех вариантах: дроссель включен на входе в гидродвигатель, на выходе из него и на входе и выходе одновременно (рисунок 5.2). Во всех трех случаях регулирование скорости строится на принципе поддержания постоянного значения давления на выходе нерегулируемого насоса за счет слива части рабочей жидкости через переливной клапан. Поэтому система дроссельного регулирования с последовательным включением дросселей получила название **системы с постоянным давлением**.



Н – нерегулируемый насос; Ц – гидроцилиндр с двусторонним штоком; P – распределитель; KП1 – переливной клапан; ДР – регулируемый дроссель; KП2 – предохранительный клапан; а – дроссель на входе; б – дроссель на выходе; в – дросселирование в распределителе на входе и выходе

Рисунок 5.2 – Схемы гидроприводов с дроссельным регулированием

При полном открытии дросселя скорость поршня получается максимальной. При уменьшении открытия давление перед дросселем повышается, клапан приоткрывается и пропускает часть подачи насоса. Скорость $v_{ц}$ штока гидроцилиндра при этом уменьшается. При полном закрытии дросселя вся подача насоса направляется через клапан на слив в бак, а скорость поршня равна нулю. При постоянном открытии дросселя и увеличении преодолеваемой нагрузки, т. е. силы F , давление насоса возрастает, расход через клапан увеличивается, а скорость поршня уменьшается.

Гидросистема с дросселем на входе (см. рисунок 5.2, а) допускает регулирование скорости только при *отрицательной нагрузке* (направленной против движения поршня). При положительной нагрузке может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости, особенно при закрытом дросселе, когда поршень продолжает движение под действием сил инерции.

В отношении потерь давления и КПД при регулировании последовательно включенным дросселем безразлично, какая из трех схем на рисунке 5.2 используется. Однако схемы на рисунках 5.2, б и в имеют свои преимущества.

Гидросистема с дросселем на выходе (см. рисунок 5.2, б) допускает регулирование скорости гидродвигателя при знакопеременной нагрузке, т. к. при любом направлении действия силы F изменению скорости препятствует сопротивление дросселя, через который рабочая жидкость поступает из полости гидроцилиндра на слив. В случае больших положительных нагрузок давление перед дросселем может превысить допустимый уровень, поэтому параллельно дросселю включают предохранительный клапан КП2. При установке дросселя в сливной гидролинии тепло, выделяющееся при дросселировании потока жидкости, отводится в бак без нагрева гидродвигателя, как это имеет место в схеме с дросселем на входе. В результате гидросистема работает в более стабильных и благоприятных условиях.

В современных гидроприводах, особенно в следящих гидроприводах, применяют схему регулирования скорости с дросселями на входе и выходе гидродвигателя. На рисунке 5.2, в регулирование скорости движения поршня осуществлено с помощью четырехлинейного трехпозиционного дросселирующего распределителя, который дросселирует поток рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях.

При параллельном включении дросселя (рисунок 5.3) рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока, один из которых проходит через гидродвигатель, а другой – через регулируемый дроссель. В такой системе при $F = const$ скорость движения будет изменяться от $v_{ц.min}$ до $v_{ц.max}$ при изменении площади проходного сечения дросселя от $A_{др.max}$ до $A_{др} = 0$. В рассматриваемом гидроприводе давление на выходе насоса зависит от нагрузки F и не является постоянной величиной – такую

систему регулирования скорости называют **системой с переменным давлением**. Обозначения, принятые на рисунке 5.3, аналогичны используемым на рисунке 5.2. Клапан КП, установленный в системе, является предохранительным. Эта система позволяет регулировать скорость только в случае отрицательной нагрузки на гидродвигатель.

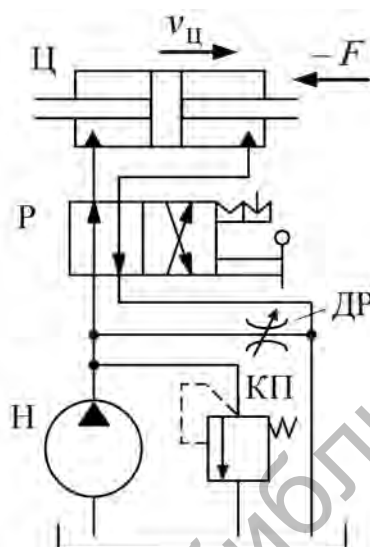


Рисунок 5.3 – Схема гидропривода с дроссельным регулированием при параллельном включении дросселя

Как следует из проведенного анализа, при работе в условиях знакопеременных нагрузок для обеспечения высокого качества процессов (движения штока цилиндра без рывков и колебаний) необходимо предусматривать дросселирование жидкости на сливе из цилиндра.

При использовании дросселя для управления скоростью выходного звена – штока цилиндра – с изменением нагрузки на штоке изменяется и его скорость $v_{ц}$.

В гидравлической подсистеме стенда, используемой при выполнении данной лабораторной работы, реализована схема, близкая к той, которая представлена на рисунке 5.2, а. Существенное отличие заключается только в использовании вместо дросселя ДР двухлинейного регулятора расхода РР2 с обратным клапаном (см. рисунок 2.1). Расход рабочей жидкости через регулятор расхода определяется его настройкой и не зависит от величины давлений на входе и выходе РР2. Следовательно, при неизменной настройке регулятора скорость штока цилиндра $v_{ц}$ будет постоянной при изменяющейся нагрузке F .

Важным параметром объемных гидроприводов является номинальные давление.

Номинальным давлением $p_{ном}$ называют наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установлен-

ного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм.

На практике пользуются еще двумя понятиями давления – максимальным и пиковым.

Максимальному давлению p_{max} соответствует наибольшее рабочее давление, характеризующее превышение над номинальным и допускаемое для периодической работы гидрооборудования.

Пиковому давлению $p_{п}$ соответствует максимальное давление, кратковременно возникающее при создании мгновенного сопротивления потоку и определяемое динамической характеристикой предохранительного устройства.

Герметичность гидрооборудования проверяют при максимальном давлении не менее $1,25 p_{ном}$, прочность при $1,5 p_{ном}$. Для проверки запаса прочности гидрооборудование подвергают разрушающему давлению, которое в 3–5 раз превышает номинальное, т. е. $p_{разр} \geq 3 p_{ном}$.

Функциональные свойства объемного гидропривода принято оценивать по статическим и динамическим характеристикам, определяемым экспериментальным или расчетным путем [7].

Статические характеристики отражают свойства объемного привода при установившихся режимах работы, поэтому точки для построения статической характеристики определяют при установившихся (постоянных) значениях скорости $v_{ц}$ и силы F (момента силы M) на выходном звене. Рассмотрим основные статические характеристики объемных приводов.

Нагрузочная характеристика гидропривода – это графическая зависимость при поступательном движении скорости $v_{ц}$ выходного звена гидропривода от силы F , развиваемой для преодоления внешней нагрузки или при вращательном движении частоты вращения n от момента силы M . Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики $v_{ц} = f(F)$ или $n = f(M)$ свидетельствуют о стабильной работе объемного привода.

Регулировочная характеристика – это зависимость скорости выходного звена $v_{ц}$ (частоты вращения n) или силы F (момента силы M) на выходном звене гидропривода от управляющего воздействия (значения площади проходного сечения дросселя $A_{др}$, от хода золотника распределителя и др.). По графику регулировочной характеристики оценивают линейность регулирования, зону нечувствительности и возможный гистерезис объемного привода.

Энергетическая характеристика – зависимость КПД гидропривода $\eta_{гп}$ от скорости $v_{ц}$ (частоты вращения n) или силы F (момента силы M) на выходном звене. На графиках $\eta_{гп} = f(v_{ц})$ и $\eta_{гп} = f(F)$, а при вращатель-

ном движении $\eta_{\text{ГП}} = f(n)$ и $\eta_{\text{ГП}} = f(M)$, видна область эффективной эксплуатации объемного привода, в которой КПД имеет приемлемые значения.

К **динамическим характеристикам** относят временные и частотные характеристики. **Временные характеристики** – это зависимости скорости и перемещения выходного звена гидропривода от времени при типовом управляющем или нагружающем воздействии. Эти характеристики отражают переходные процессы в объемном приводе и позволяют оценить быстродействие и колебательность выходного звена при резком изменении управляющего или нагружающего воздействия. **Частотные характеристики** представляют собой отношения амплитуд $W(\omega)$ и сдвиг по фазе выходного и входного сигналов $\psi(\omega)$ в функции круговой частоты ω при гармоническом движении объемного привода. Частотные характеристики позволяют в большинстве случаев косвенно оценить динамические свойства объемного привода, однако рассчитать их по алгебраическим выражениям значительно проще, чем определять временные характеристики решением дифференциальных уравнений.

КПД гидропривода определяется из следующего выражения:

$$\eta_{\text{ГП}} = \frac{N_{\text{П}}}{N_{\text{Н}}}, \quad (5.1)$$

где $N_{\text{П}}$ – полезная мощность при работе гидродвигателя (гидропривода), Вт;

$N_{\text{Н}}$ – мощность, подводимая к насосу (к гидравлической системе), Вт.

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

$$N_{\text{П}} = F v_{\text{Ц}}, \quad (5.2)$$

где F – нагрузка на штоке гидроцилиндра, Н;

$v_{\text{Ц}}$ – скорость перемещения штока гидроцилиндра, м/с.

Мощность, подводимая к насосу,

$$N_{\text{Н}} = \frac{Q_{\text{Н}} p_{\text{Н}}}{\eta_{\text{Н}}}, \quad (5.3)$$

где $Q_{\text{Н}}$ – действительная подача насоса, м³/с;

$p_{\text{Н}}$ – давление насоса, Па;

$\eta_{\text{Н}}$ – полный КПД насоса.

5.2 Проведение испытаний

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

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропривод с поступательным движением выходного звена. Выходное звено привода – шток гидроцилиндра Ц1 (см. рисунок 2.1). 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).

5.2.1 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.».

5.2.2 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, то есть будет происходить рабочий ход, в течение которого следует выполнить все необходимые измерения.

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

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

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 се-

кундомера, воздействуя на кнопку «Сброс»);

– мощность N_3 на входе электродвигателя М1 (по киловаттметру, 1 деление = 200 Вт).

Результаты необходимо записать в таблицу 5.1.

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

Таблица 5.1 – Результаты испытаний регулируемого гидропривода с поступательным движением выходного звена

Номер опыта	Давление, МПа				Время выдвижения штока $t_{ц1}$, с	Показание киловаттметра N_3 , Вт	Мощность насоса N_n , Вт	Скорость выдвижения штока $v_{ц1}$, м/с	Нагрузка на штоке F , Н	Полезная мощность на штоке гидроцилиндра N_n , Вт	КПД гидропривода $\eta_{гп}$
	$p_{вак}$	p_1	p_4	p_5							
1											
...											
7											

5.3 Обработка результатов

Мощность насоса (подводимая к насосу)

$$N_n = \eta_э N_3,$$

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

Скорость выдвижения штока гидроцилиндра Ц1 определяется по формуле

$$v_{ц1} = \frac{h}{t_{ц1}},$$

где h – ход штока гидроцилиндра, м;

$t_{ц1}$ – время выдвижения штока, с.

Нагрузка на штоке гидроцилиндра Ц1

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

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 вы-

числять по формулам (5.1) и (5.2).

По данным таблицы 5.1 *необходимо построить* графическую зависимость энергетической характеристики $\eta_{гп} = f(v_{ц})$.

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.

6 Лабораторная работа № 4. 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.

6.1 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). Описание конструкции гидромотора приведено в подразделе 4.1.

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 (см. рисунок 2.1) 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 M поступает рабочая жидкость от основного насоса стенда $H1$. Изменение расхода на входе гидромотора осуществляется с помощью двухлинейного регулятора расхода $PP1$. Каждому положению маховика управления регулятором $PP1$ соответствует определенное значение расхода на его выходе. Причем величина расхода, дозируемого регулятором, не зависит от уровня давлений на входе и выходе $PP1$. Избыток подачи основного насоса $H1$ по отношению к дозируемому регулятором $PP1$ расходу направляется на слив через предохранительный клапан $KП1$.

Рассмотренные в подразделе 5.1 схемы установки дросселя при реализации принципа дроссельного регулирования в гидроприводе с поступательным движением выходного звена применимы и для гидропривода с вращательным движением выходного звена.

Описанные в подразделе 5.1 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 $v_{ц}$ и величина усилия F на штоке гидроцилиндра).

КПД объемного гидропривода с вращательным движением выходного звена гидропривода рассчитывается по формуле (5.1).

При этом полезная мощность при работе гидромотора:

$$N_{п} = M_M \omega_M, \quad (6.1)$$

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

ω_M – угловая скорость вала гидромотора, рад/с:

$$\omega_M = 2 \pi n_M, \quad (6.2)$$

где n_M – частота вращения, об/с.

6.2 Проведение испытаний

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

Объектом испытаний в данной работе является объемный гидропри-

вод с вращательным движением выходного звена. Выходное звено привода – вал гидромотора М (тип Г15-21Р). Подводимая к гидроприводу энергия поступает через вал электродвигателя к насосу Н1 (тип НШ10-3).

6.2.1 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.

6.2.2 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 два 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_3 , 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 6.1.

После выполнения всех экспериментов необходимо:

- тумблер управления гидрораспределителем P1 установить в положение «ВЫКЛ.»;
- выключить электропитание тахометра n_{H1} , электродвигателя M1 и стенда.

Таблица 6.1 – 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_3 , 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							

6.3 Обработка результатов

Мощность насоса (мощность, подводимая к гидроприводу)

$$N_H = \eta_э N_э,$$

где $\eta_э$ – КПД электродвигателя M1, $\eta_э = 0,82$.

Мощность на валу гидромотора (она же мощность на выходе гидропривода, полезная мощность $N_{п}$)

$$N_M \approx \frac{V_0 n_m p_8}{\eta_{ГМ}},$$

где V_0 – рабочий объем насоса Н2 (НШ10-3), $V_0 = 10 \text{ см}^3$;

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

Момент на валу гидромотора

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

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 $\eta_{ГП} = f_1(n_M)$ и $\eta_{ГП} = f_2(M_M)$.

Контрольные вопросы

- 1 Схема и устройство подсистемы станда 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 **Васильченко, В. А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с. : ил.
- 2 Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод : учеб. пособие для вузов / Под ред. С. П. Стесина. – 3-е изд., стер. – М. : Академия, 2007. – 336 с.
- 3 Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроит. вузов / Т. М. Башта [и др.] ; отв. ред. Т. М. Башта. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с. : ил.
- 4 Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи : учеб. пособие для вузов / Под общ. ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1987. – 310 с. : ил.
- 5 **Лепешкин, А. В.** Гидравлика и гидропневмопривод : учеб. пособие. Ч. 2 : Гидравлические машины и гидропневмопривод / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин, А. А. Шейпак ; под ред. А. А. Шейпака. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : МГИУ, 2007. – 352 с.
- 6 **Медведев, В. Ф.** Гидравлика и гидравлические машины : учеб. пособие / В. Ф. Медведев. – Минск : Выш. шк., 1998. – 311 с.
- 7 **Навроцкий, К. Л.** Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с. : ил.
- 8 Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с. : ил.