

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

Пособие
для студентов специальности 6-05 0715-04
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин
и оборудования»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области транспорта
и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2025

УДК 621.22-531.3 (075.8)

ББК 31.56я7

О-29

С о с т а в и т е л и:

Л. Г. Филипова, И. А. Маковская, Я. А. Чикилевский

Р е ц е н з е н т ы:

заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» УО БГАТУ,

канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроить*;

начальник сектора мобильной гидравлики ИП «Линтера ТехСервис»

канд. техн. наук *Е. М. Заболоцкий*

О-29 **Объемные** гидро- и пневмомашин и передачи: пособие для студентов специальности 6-05 0715-04 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин и оборудования» / сост.: Л. Г. Филипова, М. А. Маковская, Я. А. Чикилевский. – Минск : БНТУ, 2025. – 111 с.
ISBN 978-985-31-0113-3.

В пособии приведены конструктивные схемы объемных гидро- и пневмомашин и описания их работы. Изложены основные теоретические положения, даны описания стендов и систем измерения оцениваемых параметров, а также таблицы для всех необходимых вычислений, связанных с расчетом характеристик, и рекомендации по оформлению лабораторных работ.

УДК 7796 : [005+339.138] (075.8)

ББК 75.797

ISBN 978-985-31-0113-3

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ	5
1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЛАБОРАТОРНЫХ СТЕНДОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕМНЫХ МАШИН И ПЕРЕДАЧ	6
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИНЫ	10
3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО	14
4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НЕРЕГУЛИРУЕМОГО НАСОСА	19
5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО	24
6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМОГО НАСОСА	29
7. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН	34
8. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН	42
9. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН	48
10. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА	53
11. ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ И КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН	59
12. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ	66

13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ) НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО	80
14. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ	85
15. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ	89
16. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ.....	97
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	111

ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

Для работы на описываемом в пособии оборудовании необходимо пройти инструктаж по технике безопасности и строго выполнять приведенные ниже правила.

1. Запуск стендового оборудования производить только в присутствии преподавателя (лаборанта) после проверки наличия заземления и внешнего осмотра оборудования.

2. При перерыве в работе стендовое оборудование должно отключаться от источников электроснабжения.

3. Категорически запрещается покидать без надзора стендовое оборудование, находящееся под напряжением.

4. Не допускать при испытаниях превышения установленных норм по давлению и температуре рабочих жидкостей.

5. Если в процессе выполнения работы замечены отклонения от номинальных режимов работы гидросистемы, шумы или подтеки рабочей жидкости, следует немедленно прекратить работу и доложить об этом руководителю работ.

6. Запрещается проводить поиск неисправностей, их устранение и любой вид ремонтных работ на оборудовании, находящемся под напряжением.

7. Запрещается пользоваться неисправными инструментами и приборами, прикасаться руками к оголенным проводам и токонесущим частям, находящимся под напряжением.

8. В случае поражения электрическим током или получения травмы немедленно выключить оборудование, вызвать при необходимости врача и до его прибытия оказать первую помощь пострадавшему.

1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ЛАБОРАТОРНЫХ СТЕНДОВ И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕМНЫХ МАШИН И ПЕРЕДАЧ

Общие сведения

Универсальный стенд предназначен для проведения комплекса лабораторных работ по изучению принципа действия и снятию характеристик как гидроприводов поступательного и вращательного движений, так и элементов гидропривода: насосов, гидромоторов, гидродросселей и др.

Универсальный стенд состоит из гидробака, на котором установлено все гидравлическое оборудование, двух электрошкафов и пульта управления. На верхней плите гидробака, емкость которого составляет 300 литров, расположены насосные установки: гидронасосы *Н1–Н4* с приводными электродвигателями *ЭД1–ЭД4* (рис. 1.1); гидродвигатели-гидроцилиндры *ГЦ1*, *ГЦ2* и гидромотор *М*; вертикальная панель с закрепленной на ней аппаратурой управления, регулирования и контроля.

В качестве источников энергии используются 4 гидронасоса: гидронасос *Н1* пластинчатого типа нерегулируемый, подача которого составляет 25 л/мин, приводимый во вращение асинхронным электродвигателем *ЭД1*; гидронасос *Н2* пластинчатого типа нерегулируемый, подача которого 8 л/мин, приводимый во вращение регулируемым электродвигателем постоянного тока *ЭД2*; гидронасос *Н4* пластинчатый регулируемый, приводимый во вращение асинхронным электродвигателем *ЭД4*; насос *Н3* (насос подпитки) пластинчатый нерегулируемый с подачей 5 л/мин, работающий от *ЭД*.

Потребителями энергии являются гидродвигатели поступательного движения (гидроцилиндр *ГЦ1* и нагрузочный гидроцилиндр *ГЦ2*) и гидродвигатель вращательного движения (гидромотор) *М*, вал которого нагружается с помощью порошкового тормоза *ТП*.

В качестве аппаратуры регулирования и управления применены гидрораспределители *Р1–Р5* с электрическим и электрогидравлическим управлением, клапаны предохранительные *КП1–КП3* прямого действия, регуляторы скорости *ДР1*, *ДР2*, *ДР5*, *ДР6*, гидродроссели *ДР3*, *ДР4*, *ДР7*, *ДР8*, обратные клапаны *КО1–КО6*.

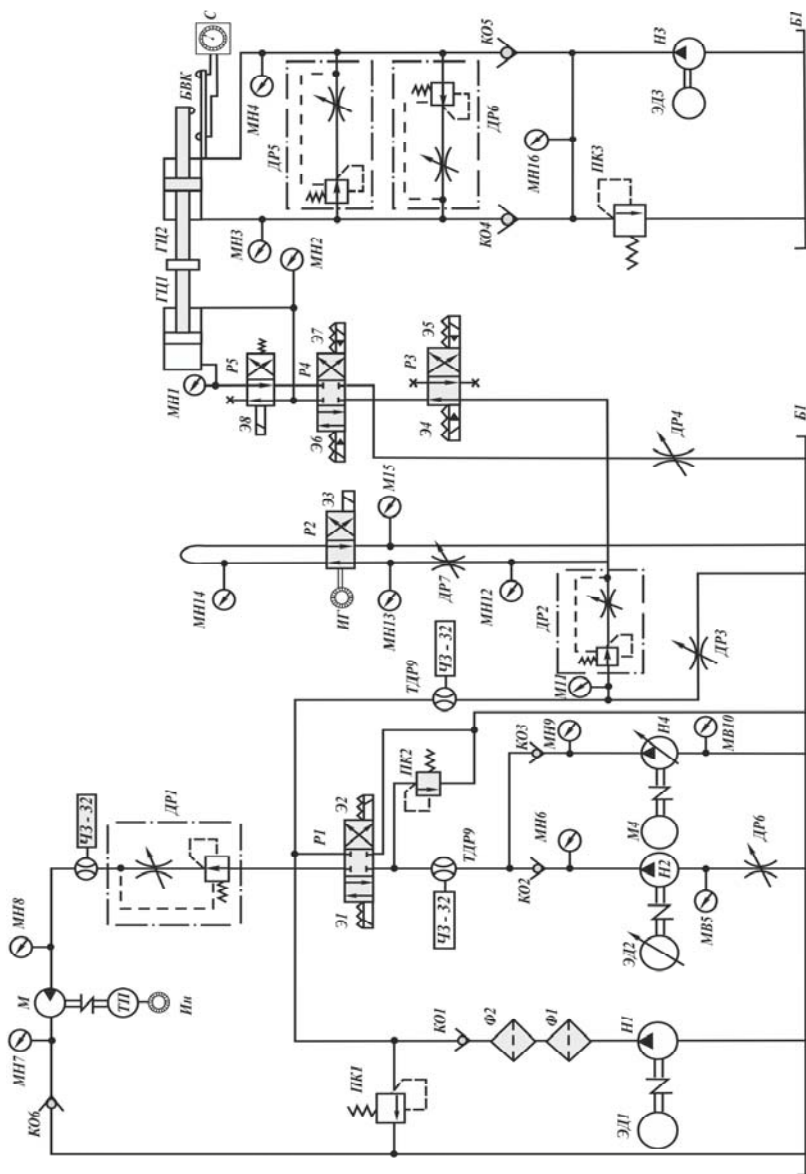


Рис. 1 1 Универсальный стенд для испытаний объемных гидродвигателей

Контрольно-измерительная аппаратура представлена следующими приборами:

- для измерения подачи насоса (расхода масла в трубопроводах) применен датчик расхода турбинного типа *ТДР9*, показания которого выведены на частотомер *ЧЗ-32*;

- давление контролируется с помощью манометров *МН1–МН4*, *МН6–МН9*, *МН11–МН16*, вакуумметров и мановакуумметров *МВ5*, *МВ10*;

- частоты вращения валов гидронасосов и гидромотора контролируются с помощью датчиков оборотов *ЛХ-204*, показания которых выведены на частотомер *ЧЗ-32*;

- время перемещения гидроцилиндра контролируется посредством электронного секундомера *С*, управление работой которого осуществляется с помощью бесконтактных конечных выключателей (БВК), установленных на штоке нагрузочного цилиндра *ГЦ2*;

- частота вращения вала гидронасоса *Н2* регулируется с помощью реостата (он на схеме не показан);

- электрические параметры электродвигателей контролируются с помощью амперметров и вольтметров (*А* и *У*);

- перемещения золотника гидрораспределителя *Р2* устанавливаются с помощью микрометричного винта и контролируются посредством индикатора (Ин) перемещений часового типа.

Пульт управления позволяет осуществлять управление работой стенда по заранее определенной программе. Пульт управления представляет собой стойку, внутри которой смонтировано электрооборудование. На наружной вертикальной панели стойки расположены электроприборы, мнемосхема и панель управления стендом.

Мнемосхема представляет собой гидравлическую схему стенда, отдельные элементы которой снабжены электрическими лампочками, позволяющими проводить контроль исправности и готовности к работе стенда как в режиме наладки, так и при проведении конкретной лабораторной работы в соответствии с выбранной программой.

Панель управления снабжена кнопками управления стендом в режимах наладки и работы по программе, лампочками контроля включения гидронасосов, таблицей функционирования гидроагрегатов для 7 различных программ – вариантов включения в работу определенных участков гидросхемы с целью выполнения конкретных лабораторных работ.

Порядок включения стенда

1. Включить рубильники общий и на электрическом шкафу стенда.
2. В соответствии с выполняемой лабораторной работой выбирается соответствующая программа, по которой должен работать стенд (номер программы указывается в методических указаниях по выполнению лабораторной работы), правильность выбранной программы проверяется на мнемосхеме. Галетным переключателем, расположенным на панели управления, включается выбранная программа.
3. Нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа пуск», на мнемосхеме загораются лампочки, с помощью которых проводится контроль исправности и готовности стенда к работе по выбранной программе.
4. Нажимается кнопка «Гидронасосы Н1–Н3. Пуск». Загорается лампочка включения гидронасосов в работу. Включение электромагнитов Э6, Э7, Э8 гидрораспределителей, управляющих работой гидроцилиндра, осуществляется при помощи кнопок.

Контрольные вопросы

1. Через какие гидроэлементы рабочая жидкость поступает от насоса к гидромотору (показать на схеме)?
2. Через какие гидроаппараты рабочая жидкость поступает от насоса к гидроцилиндрам ГЦ1 и ГЦ2?
3. Каким образом осуществляется нагрузка при испытаниях ГЦ1?
4. Каким образом осуществляется нагрузка гидромотора при испытаниях?
5. Какие основные различия между регулируемым дросселем и регулятором скорости?
6. Какими приборами на стенде измеряются давление, перемещение, крутящий момент, частота вращения, расход жидкости?

2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ГИДРОМАШИНЫ

Общие сведения

Рабочий объем роторной гидромашины представляет собой идеальный (без учета утечек и сжимаемости) объем жидкости, который вытесняется машиной за один оборот вала. Для пластинчатого гидронасоса двукратного действия рабочий объем определяется следующим образом [1]:

$$V_0 = 2b(R-r)[\pi(R+r)-tz], \text{ м}^3, \quad (2.1)$$

где R и r – максимальный и минимальный радиусы поверхности статора;

b – ширина статора;

t – толщина пластины;

z – число пластин;

V_0 – рабочий объем насоса.

При расположении пазов для пластин под углом α к радиусу ротора рабочий объем определится по формуле

$$V_0 = 2b(R-r)[\pi(R+r)-tz/\cos(\alpha)], \text{ м}^3. \quad (2.2)$$

Обычно пластины располагают под углом $\alpha = 7-15^\circ$ к радиусу в сторону вращения ротора, чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах.

Характерный объем насоса определится:

$$V = V_0 / 2\pi, \text{ м}^3. \quad (2.3)$$

При испытании объемных гидромашин наибольшую сложность представляет определение идеальной подачи:

$$Q_T = V_0 n, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.4)$$

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

Нужный для этого рабочий объем V_0 рекомендуется определять экспериментально, измеряя подачу при давлении $p = 0$, т. е. при отсутствии утечек и сжатия жидкости.

Для обеспечения необходимой работоспособности насоса пластины изготавливают из быстрорежущих сталей типа P18, статор – из легированных сталей, например ШХ15, а ротор – из стали 20Х и подвергают их специальной обработке.

Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема станда для определения рабочего объема насоса приведена на рис. 2.1. Установка состоит из гидробака $B1$, пластинчатого насоса H с приводным двигателем $ЭД$, предохранительного клапана $KП1$, манометра $MН$, мерного бака $B2$, электро-механических часов $ЭЧ$, управляемых емкостными датчиками уровня $ДУ1$ и $ДУ2$ через блок управления $БУ$, крана $KР$.

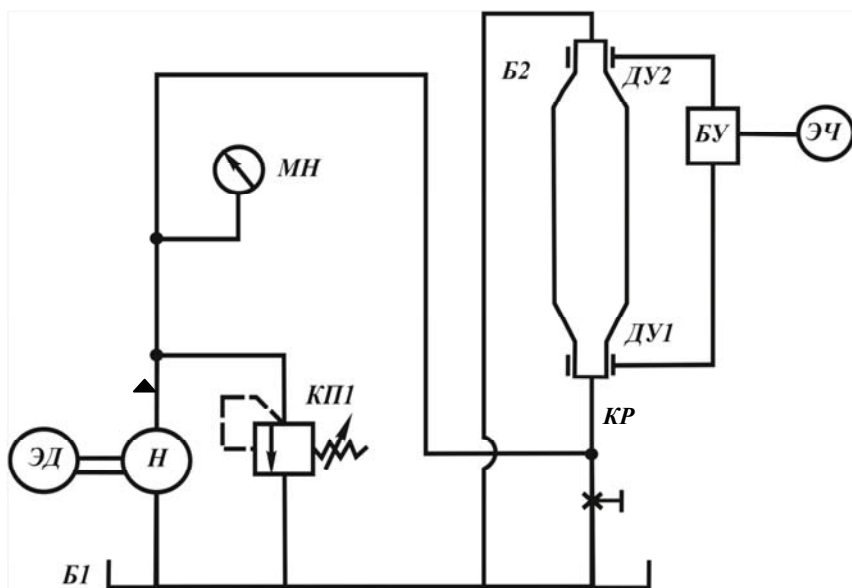


Рис. 2.1. Схема принципиальная гидравлическая для определения рабочего объема гидронасоса

Порядок проведения испытаний

Перед началом работы кран *KP* закрываем, включаем блок управления *БУ* и электродвигатель *ЭД* привода масляного насоса *Н*. При этом масло от насоса *Н* поступает в мерный бак *Б2* под минимальным давлением ($p_n \approx 0$). Время заполнения мерного бака *Б2* определяется с помощью электромеханических часов *ЭЧ*, управляемых через блок управления нижним *ДУ1* и верхним *ДУ2* датчиками уровня. Нижний датчик *ДУ1* включает электромеханические часы.

При достижении необходимого уровня масла в мерном баке *Б2* срабатывает верхний датчик *ДУ2* и подает сигнал в блок управления *БУ*. С помощью *БУ* выключаются электромеханические часы *ЭЧ*. Остановка часов свидетельствует об окончании замера. Приводной электродвигатель насоса выключаем, кран *KP* открываем и масло из мерного бака *Б2* сливается в гидробак *Б1*.

Испытания повторяются 3–4 раза. Измеренные величины заносятся в табл. 2.1, и производятся вычисления.

Таблица 2.1

№ п/п	Время заполнения мерного бака t , с	Частота вращения n , с ⁻¹	Расход Q , м ³ /с	Рабочий объем V_0 , м ³	Характерный объем V , м ³ /рад

Частота вращения вала насоса принимается постоянной и определяется по паспортным данным электродвигателя.

Подача насоса при отсутствии утечки и сжимаемости жидкости определяется по формуле (2.5).

$$Q = W / t, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.5)$$

где W – объем мерного бака ($W = 11,418$ л);

t – время заполнения бака.

Рабочий объем насоса $V_0 = Q/n$, характерный объем $V = V_0 / 2\pi$.

Результаты расчетов вносятся в таблицу 2.1.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой рабочий объем роторной гидромашины?
2. По какой зависимости можно определить рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия?
3. Как будет выглядеть формула определения рабочего объема пластинчатого насоса двукратного действия, если его пазы для пластин будут располагаться под углом α к радиусу ротора?
4. Что представляет собой характерный объем роторной гидромашины?
5. С какой целью экспериментально находят рабочий объем роторных гидромашин?
6. По какой формуле определяется идеальная подача объемных гидромашин?
7. Каким образом проводится эксперимент?

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО

Общие сведения

Рабочий объем роторной гидромашины – это идеальный (без учета утечек и сжимаемости) объем жидкости, который вытесняется машиной за один оборот вала [6].

В качестве роторного насоса для проведения лабораторной работы принимается шестеренный насос с внешним зацеплением.

Для насоса указанного типа рабочий объем определяется по зависимости

$$V_0 = 2\pi b \left(r_a^2 - r_w^2 - t_b^2 / 12 \right), \text{ м}^3, \quad (3.1)$$

где b – ширина шестерен, м;

r_a – радиус вершин зубьев, м;

r_w – радиус начальной окружности, м;

t_b – шаг по основной окружности (основной шаг зацепления), м;

$$t_b = \pi \cdot (m \cdot \cos \alpha),$$

где m – модуль зацепления, м;

α – угол зацепления.

Эти величины обозначены на схеме зацепления (рис. 3.1).

Хорошие результаты для распространенных конструкций с числом зубьев $z = 8-15$ и углом зацепления $\alpha = 20^\circ$ дает формула

$$V_0 = 2\pi m^2 b (z + 1), \text{ м}^3. \quad (3.2)$$

Характерный объем насоса определится по формуле

$$V = V_0 / 2\pi, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.3)$$

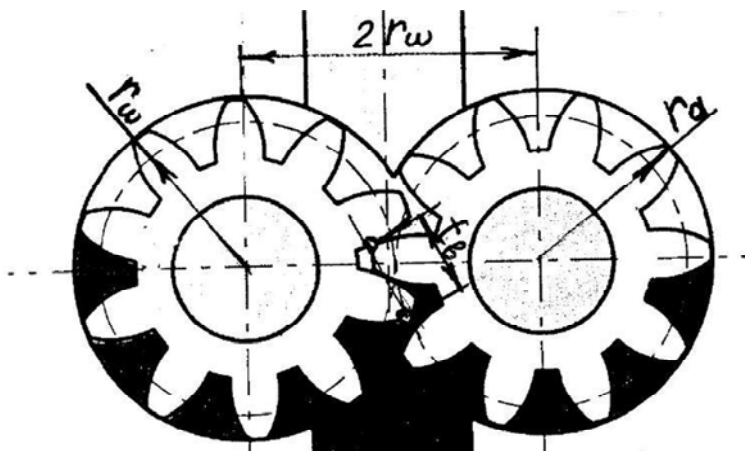


Рис. 3.1. Схема внешнего зацепления шестеренного насоса

При испытании объемных гидромашин бывает сложно определить идеальную подачу

$$Q_T = V_0 n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.4)$$

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

Нужный для этого рабочий объем рекомендуется определять экспериментально, измеряя подачу при давлении $p = 0$, т.е. при отсутствии утечек и сжатия жидкости.

Описание стенда для проведения испытаний

Принципиальная схема стенда для определения рабочего объема насоса приведена на рис. 3.2.

Установка состоит из гидробака $Б1$, шестеренного насоса $Н$ (приводится в движение электродвигателем), предохранительного клапана $КП$, манометра $МН$, прозрачной мерной емкости $Б2$.

Прозрачная мерная емкость (рис. 3.3) оснащена приточной линией с успокоителем 1 , мерной шкалой 2 , защитой от переполнения 3 и открываемой вручную ручкой 4 сливной линией 5 .

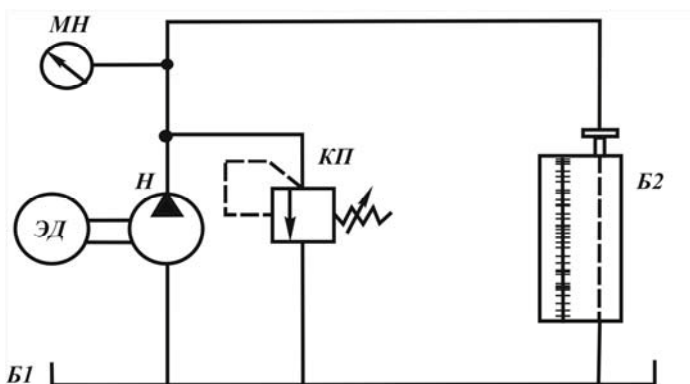


Рис. 3.2. Принципиальная схема для определения рабочего объема насоса

Порядок проведения эксперимента

1. Из комплекта оборудования подбираем необходимые элементы и собираем схему в соответствии с рис. 3.2. Собранная схема подлежит проверке преподавателем.

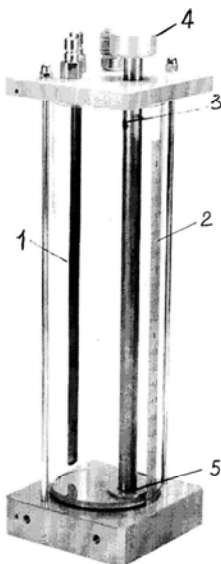


Рис. 3.3. Прозрачная мерная емкость

2. Включаем установку. Масло от насоса H поступает в мерную емкость Б2 при давлении $p = 0$ (по условию эксперимента). Диапазон измерения емкости составляет до двух литров. Выбираем в этих пределах значение измеряемого объема W (например, $W = 1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3$). Определяем секундомером время заполнения выбранного объема по шкале 2 рис. 3.3. При достижении заданного объема тянем вверх ручку 4, открывая таким образом слив 5.

3. Испытания повторяются 3–4 раза, измеренные величины заносятся в табл. 3.1 и производятся вычисления.

Подача насоса при отсутствии утечки и сжимаемости жидкости

$$Q = W / t, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.5)$$

где W – объем мерной емкости, м^3 ;

t – время заполнения емкости, с.

Рабочий объем насоса:

$$V_0 = Q / n, \text{ м}^3, \quad (3.6)$$

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

Частота вращения вала насоса постоянна и определяется по паспортным данным электродвигателя ($n = 1\,350$ об/мин).

Характерный объем

$$V = V_0 / 2\pi, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.7)$$

Находятся средние значения расхода, рабочего объема, характерного объема и заносятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

№ п/п	Время заполнения мерной емкости t , с	Расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Рабочий объем V_0 , м^3	Характерный объем V , $\text{м}^3/\text{рад}$
1				
2				
3				
4				
5				

Контрольные вопросы

1. Что такое рабочий объем роторной гидромашины?
2. По какой зависимости можно определить рабочий объем шестеренного насоса с наружным зацеплением?
3. С какой целью экспериментально находят рабочий объем роторных гидромашин?
4. Нарисуйте принципиальную схему определения рабочего объема.
5. Каким образом проводится эксперимент?
6. Как в результате эксперимента находится рабочий объем насоса, в каких величинах он измеряется?
7. Что представляет собой характерный объем насоса?

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НЕРЕГУЛИРУЕМОГО НАСОСА

Общие сведения

Рабочие характеристики роторного объемного насоса представляют собой совокупность зависимостей подачи $Q_n = f_1(p_n)$, мощности на валу насоса $N = f_2(p_n)$, КПД $\eta = f_3(p_n)$, от давления нагнетания, развиваемого насосом при постоянной частоте вращения $n = \text{const}$ и прочих постоянных условиях (качество рабочей жидкости, температура и др.) [1].

На рис. 4.1 в качестве примера приведена рабочая характеристика роторного объемного насоса.

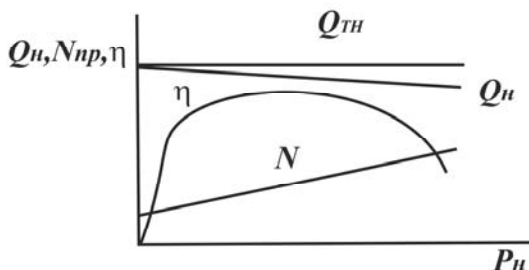


Рис. 4.1. Рабочие характеристики гидронасоса

Давление p_n , создаваемое насосом, — есть энергия, сообщаемая насосом каждой единице объема жидкости [2]:

$$p_n = E_n - E_v = p_{нг} + \left(V_{нг}^2 / 2 \right) \rho - \left(p_{вс} + \left(V_{вс}^2 / 2 \right) \rho \right), \text{ Па}, \quad (4.1)$$

где $p_{нг}$ — абсолютное давление на выходе из насоса, Па;

$p_{вс}$ — абсолютное давление на входе в насос, Па;

$V_{нг}$, $V_{вс}$ — скорости движения жидкости в нагнетательной и всасывающей гидролиниях, м/с.

При равенстве диаметров трубопроводов $d_{нг} = d_{вс}$ скорости равны $V_{нг} = V_{вс}$.

Выражая абсолютные давления через показания манометра p_m и вакуумметра p_v , давление насоса находим по формуле

$$p_n = p_m + p_{at} - (p_{at} - p_v) = p_m + p_v. \quad (4.2)$$

Показанием вакуумметра, ввиду его малости, можно пренебречь, тогда давление, создаваемое насосом, определяется по показаниям манометра, устанавливаемого на выходе из насоса.

Зависимость подачи насоса от давления в напорной гидролинии описывается прямой линией, имеющей некоторый угол наклона к оси абсцисс. Величина этого угла зависит от коэффициента подачи насоса, определяемого свойствами рабочей жидкости и исследуемого насоса. При увеличении температуры рабочей жидкости и износа насоса этот угол возрастает. При давлении нагнетания равном 0, подача насоса Q_n совпадает с теоретической подачей насоса Q_{th} , а коэффициент подачи равен 100 %.

Полезная мощность определяется соотношением

$$N_n = p_n Q_n, \text{ Вт}, \quad (4.3)$$

КПД насоса

$$\eta = N_n / N = N_n / (N_n + \Delta N), \quad (4.4)$$

где N – мощность, подведенная к валу насоса;

ΔN – потери мощности.

Зависимость полного КПД насоса от давления имеет сложный характер. Условно эту зависимость можно представить тремя зонами. В первой зоне полный КПД насоса увеличивается с увеличением давления. Это объясняется тем, что потери мощности насоса в этой зоне незначительно увеличиваются при возрастании давления в основном за счет объемных потерь, а при достижении давлением некоторой величины $p_{ном}$ потери мощности практически не изменяются с увеличением p и составляют незначительную долю от мощности, подведенной к валу насоса. Вторая зона соответствует максимальным значениям полного КПД для данного режима. Дальнейшее увеличение давления в напорной гидролинии приводит к возрастанию

потерь мощности за счет возрастания объемных и механических потерь в насосе. Полный КПД насоса в третьей зоне снижается при увеличении давления.

Описание экспериментальной установки

Установка для испытаний пластинчатого насоса Г12-53А представляет собой часть универсального стенда, описание которого приведено в теме № 1. На рис. 4.2 приведена принципиальная схема установки. Установка состоит из пластинчатого насоса Г12-53А (*Н4* – на гидравлической схеме стенда) с приводным асинхронным электродвигателем типа А02-42-6 (*ЭД4*), предохранительного клапана М-ПКП-1 (*КП2*), обратного клапана (*КОЗ*). Измерительная аппаратура: манометр *МН9*, мановакуумметр *МВ10*, турбинный расходомер *ТДР9*, вольтметр *V*, амперметр *A*, частотомер ЧЗ-32.

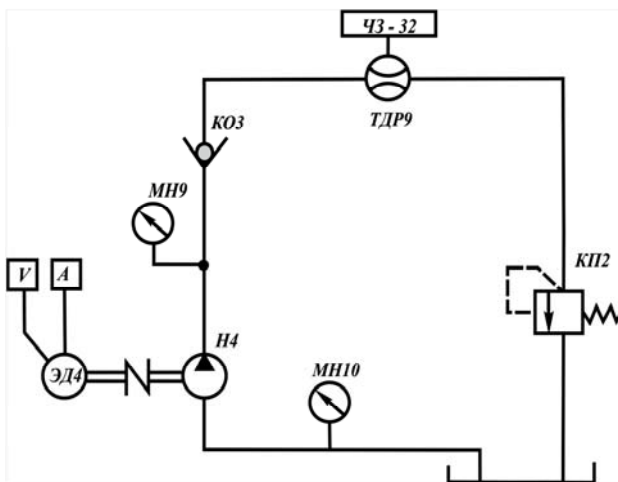


Рис. 4.2. Схема принципиальная гидравлическая установки для испытаний гидронасоса с нерегулируемой подачей

Методика испытаний состоит в опытным определении подачи насоса, мощности и КПД при различных значениях давления, создаваемого насосом, причем частота вращения вала насоса поддерживается постоянной и равна частоте вращения вала электродвигателя.

Порядок проведения испытаний

1. Универсальный стенд готовится к проведению испытаний, для чего предохранительный клапан *КП2* насоса *Н4* должен быть открыт.

2. На панели управления с помощью галетного переключателя устанавливается программа «Наладка», нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа», «Пуск насоса Н4» в наладочном режиме.

3. Путем настройки предохранительного клапана *КП2* нагружается насос от 10 до 35 кгс/см² (5–8 фиксированных значений), давление p_n контролируется по манометру *МН9*. Для каждого значения давления p_n фиксируются и заносятся в табл. 4.1 показания амперметра *A*, вольтметра *V*, частотомера *ЧЗ-32*, манометра *МН9*, вакуумметра *МВ10*.

Таблица 4.1

№ п/п	Показания приборов				
	вакуумметра p_v , Па	манометра p_m , Па	амперметра I , А	вольтметра U , В	датчика расхода f , Гц

4. На основании проведенных испытаний вычисляются и заносятся в табл. 4.2 следующие величины:

– давление насоса $p_n = p_m + p_v$, Па;

– подача насоса по формуле $Q_n = a + bf$ или по тарировочному графику $Q_n = f(f)$, где a и b – коэффициенты датчика расхода турбинного типа $a = 1,765 \cdot 10^{-6}$, м³/с, $b = 7,820 \cdot 10^{-7}$, м³/имп, f – частота вращения турбины датчика расхода, контролируемая по частотомеру *ЧЗ-32*, Гц;

– полезная мощность насоса $N_n = p_n Q_n$, Вт;

– мощность, потребляемая насосом (приводная) $N = \sqrt{3}IU\eta_{эл}\cos(\varphi)$, Вт, где I , U – показания амперметра и вольтметра, $\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя, $\cos(\varphi)$ (см. паспортные данные на электродвигатель);

– коэффициент полезного действия насоса $\eta = N_n / N$.

Таблица 4.2

№ п/п	Давление насоса p_n , Па	Подача насоса Q_n , м ³ /с	Полезная мощность N_n , Вт	Потребляемая мощность N , Вт	КПД η

5. По вычисленным значениям Q_n , N и η строится рабочая характеристика насоса как совокупность зависимостей $Q_n = f_1(p_n)$, $N = f_2(p_n)$, $\eta = f_3(p_n)$, при $n = \text{const}$.

Контрольные вопросы

1. Совокупность каких зависимостей представляют собой рабочие характеристики объемного насоса?
2. Из каких элементов состоит схема для проведения испытаний?
3. Каким образом проводятся испытания насоса?
4. Как рассчитывается подача насоса?
5. Как найти полезную мощность насоса?
6. Как вычисляется приводная мощность насоса?
7. Соотношение каких величин представляет собой полный КПД насоса?

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРНОГО ГИДРОНАСОСА С НЕРЕГУЛИРУЕМОЙ ПОДАЧЕЙ НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО

Общие сведения

Рабочие характеристики роторного объемного насоса представляют собой совокупность зависимостей подачи $Q_n = f_1(p_n)$, мощности на валу насоса $N_{np} = f_2(p_n)$, КПД $\eta = f_3(p_n)$, от давления нагнетания, развиваемого насосом при постоянной частоте вращения $n = \text{const}$ и прочих постоянных условиях (качество рабочей жидкости, температура и др.) [6].

На рис. 5.1 в качестве примера приведена рабочая характеристика роторного объемного насоса.

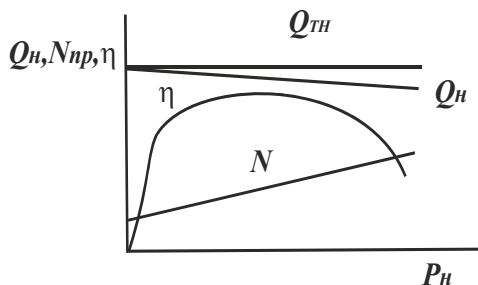


Рис. 5.1. Рабочие характеристики гидронасоса

Давление p_n , создаваемое насосом, — есть энергия, сообщаемая насосом каждой единице объема жидкости:

$$p_n = p_{нг} + (V_{нг}^2 / 2) \rho - (p_{вс} + (V_{вс}^2 / 2) \rho), \text{ Па}, \quad (5.1)$$

где $p_{нг}$ — абсолютное давление на выходе из насоса, Па;

$p_{вс}$ — абсолютное давление на входе в насос, Па;

$V_{нг}$, $V_{вс}$ — скорости движения жидкости в нагнетающей и всасывающей гидролиниях, м/с.

При равенстве диаметров трубопроводов $d_{\text{нг}} = d_{\text{вс}}$ скорости течения жидкости также равны $V_{\text{нг}} = V_{\text{вс}}$.

Выражая абсолютные давления через показания манометра $p_{\text{м}}$ (на выходе из насоса) и вакуумметра $p_{\text{в}}$ (на входе в насос) давление насоса находим по формуле

$$p_{\text{н}} = p_{\text{м}} + p_{\text{АТ}} - (p_{\text{АТ}} - p_{\text{в}}) = p_{\text{м}} + p_{\text{в}}, \text{ Па.} \quad (5.2)$$

Показанием вакуумметра, ввиду его малости, можно пренебречь, тогда давление, создаваемое насосом, определяется по показаниям манометра, устанавливаемого на выходе из насоса.

Зависимость подачи насоса от давления в напорной гидрوليнии описывается прямой линией, имеющей некоторый угол наклона к оси абсцисс. Величина этого угла зависит от коэффициента подачи насоса, определяемого свойствами рабочей жидкости, и исследуемого насоса. При увеличении температуры рабочей жидкости и износа насоса этот угол возрастает. При давлении нагнетания равном 0 подача насоса $Q_{\text{н}}$ совпадает с теоретической подачей $Q_{\text{тн}}$ коэффициент подачи равен 100 %.

Полезная мощность определяется соотношением

$$N_{\text{п}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}}, \text{ Вт.} \quad (5.3)$$

КПД насоса

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{пр}} = N_{\text{п}} / (N_{\text{п}} + \Delta N), \quad (5.4)$$

где $N_{\text{пр}}$ – мощность, подведенная к валу насоса, Вт;

ΔN – потери мощности, Вт.

Зависимость полного КПД насоса от давления имеет сложный характер. Условно эту зависимость можно представить тремя зонами. В первой зоне полный КПД насоса увеличивается с увеличением давления. Это объясняется тем, что потери мощности насоса в этой зоне незначительно увеличиваются при возрастании давления в основном за счет объемных потерь, а при достижении давлением некоторой величины $p_{\text{ном}}$ потери мощности практически не изменяются с увеличе-

нием p и составляют незначительную долю от мощности, подведенной к валу насоса. Вторая зона соответствует максимальным значениям полного КПД для данного режима. Дальнейшее увеличение давления в напорной гидролинии приводит к возрастанию потерь мощности за счет возрастания объемных и механических потерь в насосе. Полный КПД насоса в третьей зоне снижается при увеличении давления.

Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема станда для проведения испытаний приведена на рис. 5.2.

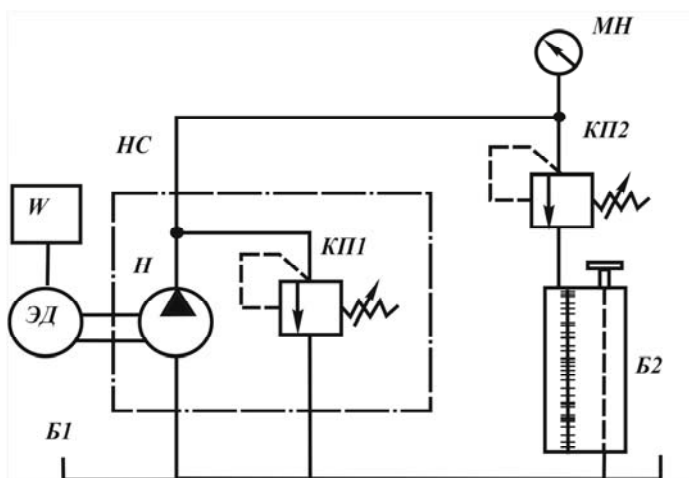


Рис. 5.2. Принципиальная схема установки для испытаний гидронасоса с нерегулируемой подачей

Установка состоит из насосной станции $НС$, включающей в себя шестеренный насос $Н$ и предохранительный клапан $КП1$ и предохранительного клапана $КП2$, являющегося нагружающим устройством и бака $Б1$. Шестеренный насос приводится во вращение электродвигателем $ЭД$.

Измерительная аппаратура: манометр $МН$, ваттметр W , мерная емкость $Б2$.

Методика испытаний состоит в опытном определении подачи насоса, мощности и КПД при различных значениях давления, со-

здаваемого насосом (настраивается предохранительным клапаном КП2). Частота вращения электродвигателя постоянна.

Порядок проведения испытаний

1. Из комплекта оборудования подбираем необходимые элементы и собираем схему в соответствии с рис. 5.2.
2. Подключаем ваттметр к электродвигателю.
3. Включаем установку. Предохранительным клапаном КПП насосной станции НС устанавливаем давление 40 атм (4,0 МПа).
4. Открываем вентилем подачу жидкости в систему и устанавливаем предохранительным клапаном КП2 начальное давление 3,8 МПа.
5. При заданном давлении фиксируем показания ваттметра ($N_{\text{эл.дв.}}$, Вт), манометра (p , МПа) и время заполнения (t , с) мерной емкости определенного объема (V , л). Все величины заносим в табл. 5.1. Объем наполнения мерного бака выбирается в пределах от 0,1 л до 1 л из соображений целесообразности.
6. Начиная с п. 5 эксперимент повторяется 4–5 раз при различных значениях давления, устанавливаемых клапаном КП2 в пределах $p = 10\text{--}30$ атм (1,0–3,0 МПа).

Таблица 5.1

№ п/п	Давление насоса p_n , МПа	Мощность электродвигателя $N_{\text{эл.дв.}}$, Вт	Время заполнения мерной емкости t , с	Объем мерной емкости V , л
1	3,8			0,1
2	3,0			1
3	2,0			1
4	1,0			1

7. На основании проведенных испытаний вычисляются и заносятся в табл. 5.2 следующие величины:

- давление насоса $p_n = p_m + p_v, \text{Па}$;
- подача насоса $Q_n = V / t$ (где V – объем мерной емкости, м^3), $\text{м}^3/\text{с}$;
- время заполнения емкости: t , с;

– полезная мощность насоса: $N_{\text{п}} = p_{\text{н}} Q_{\text{н}}$ (где $p_{\text{н}}$ – давление, создаваемое насосом, Па; $Q_{\text{н}}$ – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$), Вт;

– мощность, потребляемая насосом (приводная мощность) $= N_{\text{эл.дв.}} \cdot \eta_{\text{эл}}$, (где $\eta_{\text{эл}}$ – КПД электродвигателя (паспортные данные), Вт;

– коэффициент полезного действия насоса $\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{пр}}$.

Таблица 5.2

№ п/п	Подача насоса $Q_{\text{н}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	Полезная мощность насоса $N_{\text{п}}$, Вт	Потребляемая насосом мощность $N_{\text{пр}}$, Вт	КПД η , %
1				
2				
3				
4				

8. По вычисленным значениям $Q_{\text{н}}$, $N_{\text{пр}}$, η строятся рабочие характеристики насоса как совокупность зависимостей:

$$Q_{\text{н}} = f_1(p_{\text{н}}), N_{\text{пр}} = f_1(p_{\text{н}}), \eta = f_1(p_{\text{н}}).$$

Контрольные вопросы

1. Совокупность каких зависимостей представляют собой рабочие характеристики объемного насоса?
2. Из каких элементов состоит схема для проведения испытаний?
3. Каким образом проводятся испытания насоса?
4. Как рассчитывается подача насоса?
5. Как найти полезную мощность насоса?
6. Как находится мощность на валу насоса (приводная мощность)?
7. Как вычисляется коэффициент полезного действия насоса?

6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛИРУЕМОГО НАСОСА

Общие сведения

Рабочие характеристики роторных насосов переменной подачи представляют собой совокупность зависимостей $Q_n = f(p_n)$, $N = f(p_n)$, $\eta = f(p_n)$, полученных при $n = \text{const}$, построенных на основании опытных данных для различных параметров регулирования (нескольких постоянных значений эксцентриситета насоса) [1].

Совокупность рабочих характеристик, снятых на различных значениях частот вращения, называется универсальной топографической характеристикой насоса. На рис. 6.1 изображена такая характеристика насоса. На общем поле размещены характеристики $Q_n = f(p_n)$, каждой из которых соответствует своя зависимость $\eta = f(p_n)$.

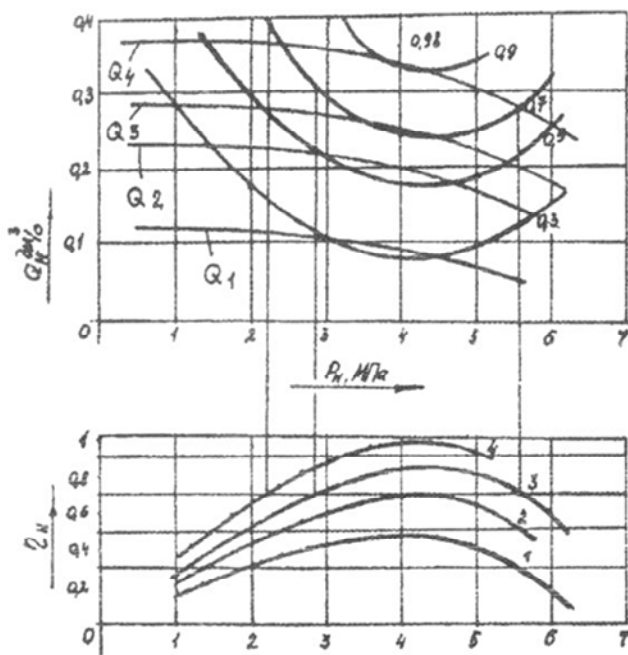


Рис. 6.1. Универсальная характеристика гидронасоса

Для построения топографической характеристики из совокупности рабочих характеристик, полученных при различных частотах вращения вала насоса, выбирают значения подач, для которых КПД равен одной и той же величине. Например, чтобы построить характеристики равного КПД для $\eta = 0,3$, на графике $\eta_1 = f(p_n)$ проводим секущую прямую, равную $\eta_1 = 0,3$ и точки ее пересечения с кривыми $\eta = f(p_n)$, $\eta_2 = f(p_n)$, $\eta_3 = f(p_n)$ переносим на соответствующие кривые графиков подач $Q_1 = f(p_n)$, $Q_2 = f(p_n)$, $Q_3 = f(p_n)$, затем соединяем их плавной линией. Аналогично строятся и другие характеристики равных КПД ($\eta = 0,5$, $\eta = 0,7$, $\eta = 0,9$). Полученные таким образом топографические характеристики ограничивают на поле области $Q_n = f(p_n)$, внутри которых КПД обязательно выше, чем КПД для кривой, ограничивающей область. Для полей рабочих режимов насосов существуют области особенно благоприятного сочетания рабочих параметров, в которых значения КПД достигают предельного максимума. Такие области называют зонами оптимальных режимов работы насосов.

Существуют два основных способа регулирования подачи насоса. Первый заключается в плавном изменении частоты вращения его вала, при этом подача определяется как

$$Q_m = V_0 n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (6.1)$$

где V_0 – рабочий объем насоса;

n – его частота вращения (при изменении частоты вращения n уменьшается или увеличивается его подача Q_T).

При регулировании частоты вращения n применяется в качестве привода электродвигатель постоянного тока с системой управления тиристорного привода, двигатель внутреннего сгорания и другие регулируемые приводы (насос Г12-31-Н2 на универсальном стенде).

Второй способ основан на изменении рабочего объема V_0 насоса при неизменной частоте вращения n , а теоретическая подача Q_T определяется по формуле (6.1).

В пластинчатом регулируемом насосе изменение рабочего объема V_0 достигается изменением эксцентриситета e . При $e_{\max}$ подача насоса будет максимальной, а при $e = 0$ подача $Q_n = 0$.

Описание экспериментальной установки

Установка для испытаний пластинчатого насоса регулируемой подачи представляет собой часть универсального стенда. На рис. 6.2 представлена принципиальная схема установки, состоящей из пластинчатого насоса $H4$ с регулируемым рабочим объемом типа Г12-53А, приводимым во вращение от асинхронного электродвигателя $ЭД4$ типа А02-42-6, и предохранительного клапана $КП2$ типа Н-ПКП-1.

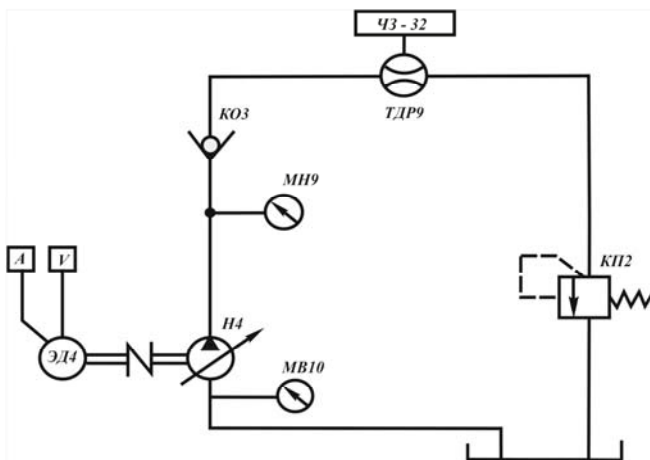


Рис. 6.2. Схема гидравлическая установки для испытаний гидронасоса с регулируемой подачей

Методика испытаний состоит в опытном определении подачи насоса, мощности и КПД при различных значениях давления и постоянной частоте вращения его. Испытания проводятся для нескольких (5–6) значений эксцентриситета, изменяемых от $e_{\max}$ до $e_{\min} = 0$ и устанавливаемых по лимбу регулируемого насоса [3].

Порядок проведения испытаний

1. На панели управления с помощью галетного переключателя устанавливается программа «Наладка», нажимаются кнопки «Цепи управления», «Программа», «Пуск насоса Н4» в наладочном режиме.

2. По лимбу насоса *Н4* устанавливается максимальный эксцентриситет.

3. С помощью предохранительного клапана *КП2* изменяется давление насоса от 10 до 35 кгс/см² (6–8 фиксированных значений), которое контролируется по манометру *МН9*. Для каждого значения давления p_n фиксируются и заносятся в табл. 6.1 показания амперметра, вольтметра, частотомера, манометра, вакуумметра.

Таблица 6.1

№ п/п	Эксцентриситет e	Показания приборов				
		вакуумметра p_v , Па	манометра p_m , Па	амперметра I , А	вольтметра U , В	датчика расхода f , Гц

4. Уменьшается эксцентриситет (3–4 значения) от $e_{\max}$ до $e_{\min} = 0$. Для каждого значения эксцентриситета проводятся испытания в соответствии с п. 3.

5. Вычисляются и заносятся в табл. 6.2 следующие величины: давление и подача насоса. Расчетные формулы приведены в теме № 4. Потребляемая мощность насоса Н4 определяется по формуле

$$N = \sqrt{3}IU\eta_{эл}\cos(\varphi), \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

где I, U – показания амперметра и вольтметра;

$\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя (см. паспортные данные);

$\cos(\varphi)$ – характеристика из паспорта электродвигателя.

6. По вычисленным значениям строятся рабочие характеристики регулируемого насоса $Q_n = f_1(p_n)$, $N = f_2(p_n)$, $\eta = f_3(p_n)$, для каждого из выбранных эксцентриситетов.

Таблица 6.2

№ п/п	Эксцентриситет e	Давление насоса p_n , Па	Подача насоса Q_n , м ³ /с	Полезная мощность N_n , Вт	Потребляемая мощность N , Вт	КПД η

Контрольные вопросы

1. Какая характеристика называется универсальной топографической?
2. Каким образом строится универсальная топографическая характеристика насоса?
3. С какой целью строятся топографические характеристики?
4. Что означает понятие «зона оптимального режима работы насоса»?
5. По какой зависимости находится подача роторного объемного насоса любого типа?
6. Какой параметр можно изменять в регулируемом насосе любого типа?
7. Пластинчатые машины какой кратности действия могут выполнять регулируемые?
8. Каким образом осуществляется регулирование в пластинчатых машинах?
9. Какой параметр изменяется в пластинчатых машинах при регулировании?
10. Как влияет изменение эксцентриситета на эффективность работы насоса?

7. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Общие сведения

Действие поршневых гидромашин основано на периодическом заполнении рабочей камеры жидкостью с последующим вытеснением ее оттуда в напорную магистраль.

Принципиальная схема простейшего поршневого насоса приведена на рис. 7.1. С помощью кривошипно-шатунного механизма, состоящего из кривошипа 1 и шатуна 2, вращательное движение вала машины преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня 4, расположенного в цилиндре 3. При движении поршня справа налево объем рабочей камеры увеличивается, в результате чего в ней создается разрежение, благодаря которому нагнетательный клапан 6 закрывается, а всасывающий клапан 5 открывается, и жидкость из гидробака по всасывающему трубопроводу поступает в цилиндр. При движении поршня слева направо объем рабочей камеры уменьшается, в результате чего в ней создается повышенное давление, которое закрывает впускной и открывает выпускной клапан, и жидкость из рабочей камеры выталкивается в нагнетательный трубопровод.

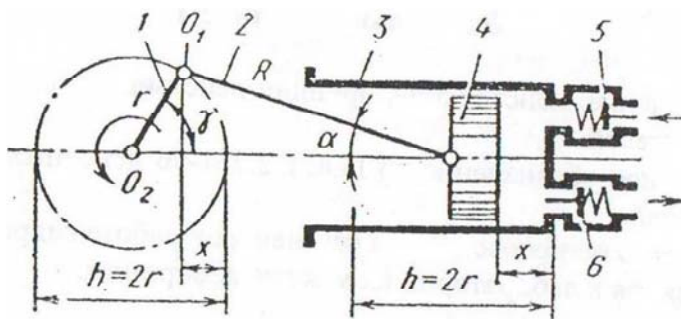


Рис. 7.1. Схема простейшего поршневого насоса

Если изобразить график подачи жидкости таким насосом во времени, то при равномерной скорости вращения его вала она будет иметь вид, представленный на рис. 7.2. Как видно из рисунка, пода-

ча имеет ярко выраженный пульсирующий характер, что совершенно неприемлемо для гидросистем мобильных машин, т. к. пульсация подачи вызывает пульсацию давлений и, следовательно, нагрузок на все элементы гидросистемы. Таким образом, ввиду высокой пульсации подачи жидкости, одноцилиндровые поршневые гидромашины без специальных гасителей пульсаций на выходе в авто-тракторной технике не применяют.

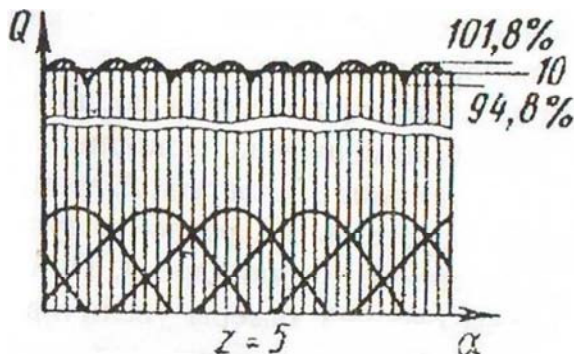


Рис. 7.2. График подачи жидкости поршневого насоса

Степень неравномерности подачи Q жидкости определяют по формуле

$$\delta = (Q_{\max} - Q_{\min}) / Q_{\text{ср}} \quad (7.1)$$

С целью уменьшения пульсаций подачи жидкости конструкции гидромашин выполняют многоцилиндровыми, причем различные цилиндры должны подавать жидкость не одновременно, а с равномерным по углу поворота вала машины сдвигом фаз своей работы.

Так, использование второго цилиндра, работающего в противофазе, позволяет снизить неравномерность подачи по сравнению с 1-цилиндровой машиной с 3,14 до 1,57, т. е. в два раза. Однако и такая машина будет иметь крайне плохие характеристики работы, т. к. ее подача изменяется во времени от максимального значения вплоть до нуля, т. е. вплоть до полной остановки жидкости в гидросистеме. И только начиная с трехцилиндровой машины, показатели нерав-

номерности подачи становятся приемлемыми для их использования в гидросистемах транспортных машин. Однако, с целью улучшения характеристик данных машин, их реальные конструкции имеют количество цилиндров значительно выше трех (9, 11 и выше).

В табл. 7.1 приведены значения степени неравномерности подачи насосов однократного действия в зависимости от числа цилиндров.

Таблица 7.1

Число цилиндров	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
δ	3,14	1,57	0,14	0,45	0,07	0,20	0,04	0,08	0,02	0,05	0,01

Таким образом, практическое применение находят только многоцилиндровые поршневые гидромашины, а в зависимости от вида привода поршней в движение такие машины разделяют на радиально-поршневые и аксиально-поршневые.

Радиально-поршневой называется роторная гидромашина, у которой оси поршней расположены перпендикулярно оси блока цилиндров или составляют с ней угол более 45° . Радиально-поршневые гидромашины по числу рабочих ходов за один оборот вала могут быть однократного и многократного действия, а по относительному расположению профилированной направляющей – с внешней и внутренней направляющей [1].

В гидромашинах с внешней направляющей (рис. 7.3, а, в) и внутренней (рис. 7.4, б, г) рабочие камеры выполнены в блоках 1 цилиндров и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3. Рабочие поверхности направляющих в гидромашинах многократного действия (рис. 7.3, а, б) представляют собой спрофилированные участки. Направляющие гидромашин однократного действия, как правило, выполняются в виде цилиндров, расположенных эксцентрично относительно оси блока цилиндров (рис. 7.3, в, г). При внешнем расположении такая направляющая имеет форму кольца, а при внутреннем – эксцентрика. В гидромашинах многократного действия усилие от поршней на направляющую передается при помощи катков 4, а в гидромашинах однократного действия для этого используются скользящие опорные башмаки, связанные с поршнем при помощи шатунов (рис. 7.3, г), или кривошипно-кулисные меха-

низмы. Рабочая жидкость в рассматриваемых гидромашинах распределяется цапфенными распределителями 5 через системы осевых и радиальных каналов, а также всасывающую и нагнетательную полости. Характер движения поршней определяется профилем направляющей.

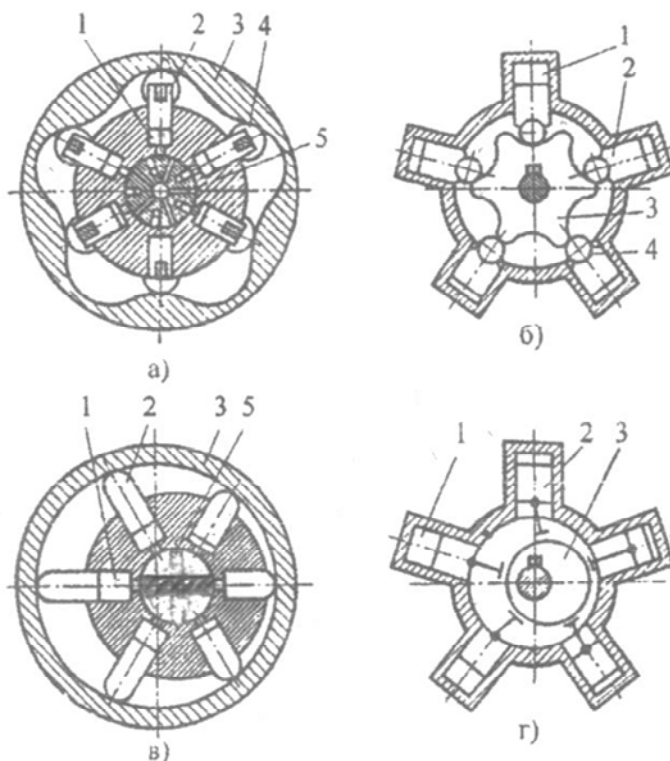


Рис. 7.3. Схемы радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей:
1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая;
4 – каток; 5 – распределитель

Принцип работы гидромашины **в режиме гидронасоса**. При вращении блока цилиндров (ротора) 1 (рис. 7.3, а, в), например, по часовой стрелке поршни 2 прижимаются к направляющей 3 поверхности статора центробежными силами, давлением жидкости (при

наличии подпитки) или пружинами. Благодаря непрерывному контакту поршней 2 с направляющей статора 3 поршни совершают возвратно-поступательное движение в своих цилиндрах. При их перемещении от распределителя 5 поршневые пространства соединяются со всасывающими отверстиями, а так как объемы рабочих камер увеличиваются и создается разрежение, то они заполняются рабочей жидкостью. Происходит процесс всасывания. Перемещение поршней к распределителю приводит к уменьшению объема рабочих камер и вытеснению рабочей жидкости из них в напорную магистраль. Происходит процесс нагнетания.

Работа в режиме гидромотора. При подаче рабочей жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (рис. 7.3, а) перемещается в цилиндре и упирается роликом 4 в направляющую поверхность 3 статора. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме «мертвых» точек, составляет с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы, которая и определяет вращающий момент на валу гидромотора, формирующийся на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю 5 его подпоршневое пространство соединяется со сливной магистралью (осевое отверстие в распределителе). Высокий крутящий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действия. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины могут выполняться многорядными.

Для распределения рабочей жидкости гидромашины снабжаются индивидуальными или групповыми распределителями. Все распределители делятся по форме поверхности на плоские, цилиндрические и сферические, а по способу относительного перемещения – на распределители с вращательным, колебательным, возвратно-поступательным и сканирующим (планетарным) движением.

На рис. 7.4 показаны некоторые виды распределительных устройств. В распределителе (рис. 7.4, а) подвижным элементом является вращающаяся цапфа или втулка. На цапфе выполнены два серповидных канала, которые лежат в одной плоскости и сообщены соответственно с подводом и сливом жидкости. В неподвижном

корпусе распределителя имеются каналы, соединяющие распределительную поверхность с рабочими камерами гидромашины.

В цапфенном распределителе (рис. 7.4, б) подвижный элемент совершает не вращательное, а колебательное движение относительно неподвижного элемента 2. Плоский распределитель (рис. 7.4, в) применяется для гидромашин с неподвижными рабочими камерами (рис. 7.3, б, г) и содержит плоский золотник кольцевой формы, установленный на эксцентриковой шейке приводного вала между двумя неподвижными торцевыми поверхностями и совершающий сканирующее движение. В распределителе (рис. 7.4, г) плоский золотник выполнен составным, с устройством для компенсации зазора. Золотник вращается относительно неподвижного корпуса 2.

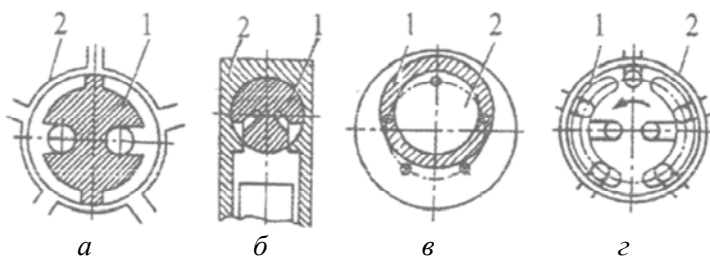


Рис. 7.4. Схемы распределительных устройств:
а, б – цапфенные; в – плоское; г – с составным золотником;
1 – подвижный элемент; 2 – неподвижный элемент

Конструктивное исполнение радиально-поршневой гидромашины

На рис. 7.5 показан высокомоментный радиально-поршневой гидромотор шестикратного действия. Гидромотор состоит из корпуса 7 с передней 6 и задней 9 крышками, блока цилиндров 10 с двумя подшипниками качения, одиннадцати поршней 8 в сборе, торцевого распределительного диска 5 с втулками 3 и 4, крышками 2, распределителя со штуцерами 1 и 12, уплотнительных колец и манжеты 11. Рабочие камеры А гидромотора образованы рабочими поверхностями цилиндров блока и поршней. Каждая рабочая камера при помощи каналов и отверстий блока и торцевого распределительного диска соединена со штуцерами 1 или 12 подвода и отвода рабочей жидкости.

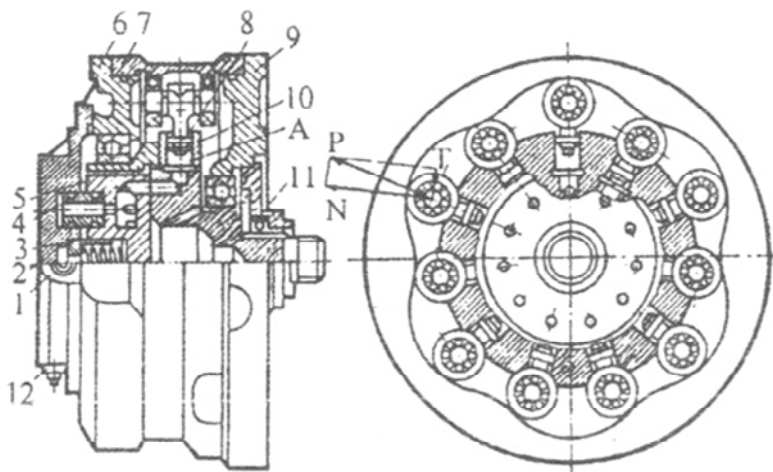


Рис. 7.5. Схема высокомоментного радиально-поршневого гидромотора:
 1 и 12 – штуцера; 2 – крышка; 3 и 4 – втулки; 5 – распределительный диск;
 6 и 9 – передняя и задняя крышки; 7 – корпус, 8 – поршень;
 10 – блок цилиндров; 11 – манжета

Торцовый распределительный диск 5 прижат к торцу блока 10 цилиндров через компенсационную шайбу пружины втулки 3. В распределительном диске установлено по три втулки 3 и 4, которые соединяют каналы распределительного диска с каналами крышки 2.

В процессе работы каждый из одиннадцати поршней совершает за один оборот вала в определенной последовательности шесть двойных ходов, при которых в рабочих камерах происходит сначала нагнетание, а затем вытеснение. Подаваемая под давлением рабочая жидкость от штуцера 12 через соединительные втулки 4 поступает к распределительному диску 5 и далее через торцевые отверстия попадает в те рабочие камеры, поршневые группы которых в этот момент расположены на рабочих участках копира корпуса 7. В этих камерах происходит процесс нагнетания, поршни выходят из цилиндров и через ось с двумя подшипниками действуют на копир корпуса. В точке контакта силу P можно разложить на силу нормального давления N , направленную по нормали к опорной поверхности, и тангенциальную силу T , которая и создает крутящий момент, вращающий блок цилиндров и вал гидромотора. При вращении блока цилиндров в других рабочих камерах гидромотора

происходит вытеснение рабочей жидкости. В этот момент подшипники качения поршневых групп расположены на холостых участках копира. Поршни под действием сил N совершают обратный ход и вытесняют из рабочих камер жидкость, которая через торцевые отверстия блока цилиндров и распределительного диска поступает на выход через штуцер 1 . Частота вращения зависит от расхода жидкости, а изменением направления подвода жидкости можно реверсировать вращение вала.

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют радиально-поршневые гидромашины с внешним и внутренним расположением направляющей?
2. Какие типы гидрораспределителей применяются в радиально-поршневых гидромашинах и как они работают?
3. Как устроен и работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
4. Каким образом обеспечивается регулирование подачи в радиально-поршневых насосах?

8. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН

Общие сведения

Шестеренной называют роторную гидромашину с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек. Шестеренные насосы применяются в гидроприводах как самостоятельные источники питания невысокого давления (10–15 МПа) или как вспомогательные насосы для подпитки гидросистем [1].

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы с шестернями внешнего зацепления.

Насосы с шестернями разных видов зацеплений

На рис. 8.1, *а* показана конструктивная схема шестеренного насоса с наружным зацеплением. В корпусе 2 размещены ведомая 1 и ведущая 3 шестерни, имеются всасывающая *А* и нагнетательная *Б* полости. Рабочая камера образуется ротором (ведущей шестерней 3 с валом 4 и ведомой шестерней 1) и статором (корпусом 2 с боковыми крышками). Шестерни установлены в корпусе с высокой точностью, и при их вращении у входа за счет вакуума впадины заполняются рабочей жидкостью. При вращении шестерен жидкость перемещается вместе с зубьями, у выхода зубья входят в зацепление и выталкивают жидкость в нагнетательную магистраль. Насос подает жидкость под высоким давлением, поэтому для исключения потерь подачи применяют специальные уплотнения – втулки, установленные на оси шестерен.

В шестеренных насосах с внутренним зацеплением (рис. 8.1, *б*) в корпусе 2 установлена подвижная шестерня 6 с внутренними зубьями, а на валу 4 закреплена шестерня 5 меньшего диаметра с наружными зубьями. Шестерня 5 смещена относительно оси симметрии и входит в зацепление с зубьями шестерни 6. В пространстве между выступами зубьев наружной и внутренней шестерен находится разделитель 7. Рабочая камера образуется пространством между зубьями наружной и внутренней шестерен, разделителем 7 и боковыми крышками.

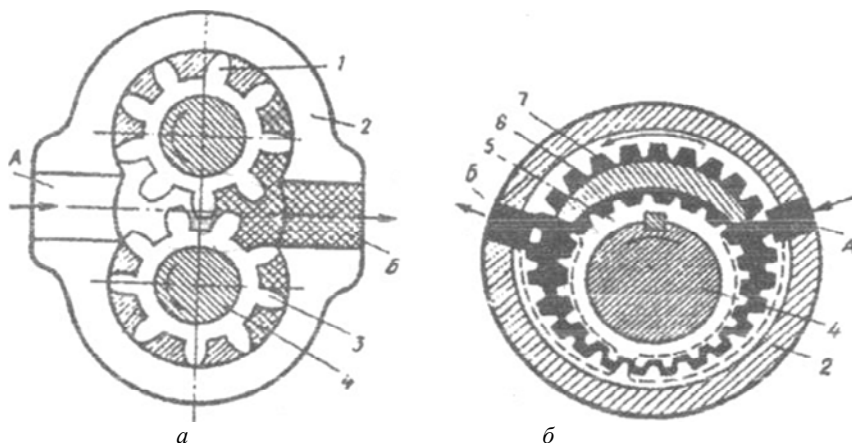


Рис. 8.1. Схемы шестеренных гидромашин с разными видами зацеплений:
a – наружным; *б* – внутренним; 1 и 3 – ведомая и ведущая шестерни; 2 – корпус;
 4 – вал; 5 и 6 – внутренняя и подвижная шестерни; 7 – разделитель;
 А и Б – всасывающая и нагнетательная полости

В процессе работы обе шестерни вращаются в одном направлении. Жидкость, поступающая из полости всасывания, заполняет пространство между зубьями. Поток перекрывается с помощью корпуса и разделителя при дальнейшем вращении шестерен и транспортируется к полости нагнетания. В точке зацепления зубьев шестерен жидкость выдавливается и поступает под давлением к исполнительным рабочим элементам. При выходе шестерен из зацепления создается вакуум и происходит всасывание рабочей жидкости.

При подводе рабочей жидкости под высоким давлением шестеренные гидромашинны способны работать в режиме гидромоторов. Однако шестеренные гидромоторы не находят широкого применения, так как могут работать только при номинальной частоте вращения и имеют низкий КПД.

На рис. 8.2 показана конструкция шестеренного насоса с внешним зацеплением НШ-67. Насос состоит из корпуса 1, крышки 2, ведущей 12 и ведомой 13 шестерен с опорными цапфами. Герметизация зоны высокого давления осуществляется при помощи торцевых уплотнений 3, а со стороны вершин зубьев – уплотнений 5. Подшипниковый блок 8, состоящий из подшипников 4, служит зоной замыкания высокого давления и торцевым уплотнителем.

Вокруг выходного отверстия насоса расположена компенсационная камера, уплотненная эластичной манжетой 6. Между крышкой и корпусом находится уплотнительное кольцо. На ведущем валу насоса установлены распорное 9 и запорное 11 кольца, манжета 10.

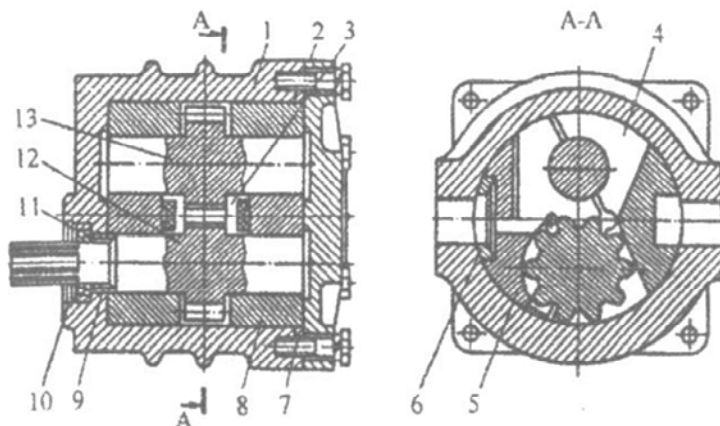


Рис. 8.2. Схема шестеренного насоса НШ-67:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – торцовый уплотнитель; 4 – подшипник;
5 – уплотнитель; 6 и 10 – манжеты; 7 – кольцо; 8 – подшипниковый блок;
9 и 11 – распорное и запорное кольца; 12 и 13 – ведущая и ведомая шестерни

Жидкость из зоны высокого давления по сверлениям и проточкам поступает в зону низкого давления, омывает цапфы и тем самым охлаждает и смазывает их поверхности. Корпусные детали насосов изготавливают из алюминиевых сплавов. Шестерни выполняют из стали 20Х (18ХГТ, 12ХНЗА и др.) с цементацией на глубину 0,5–0,9 мм и закалкой до твердости HRC 56–62, подшипниковый блок – из сплава АМКО 8-1-3.

Гидромашины с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зубьев, в которых отсутствует разделительный элемент, называют **героторными (планетарными)**.

На рис. 8.3 показаны схемы героторных гидромашин. Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) 1 с круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) 2. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья ше-

стерен находятся в непрерывном взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществлять планетарное движение одной из шестерен с передачей относительной (замедленной) составляющей этого движения.

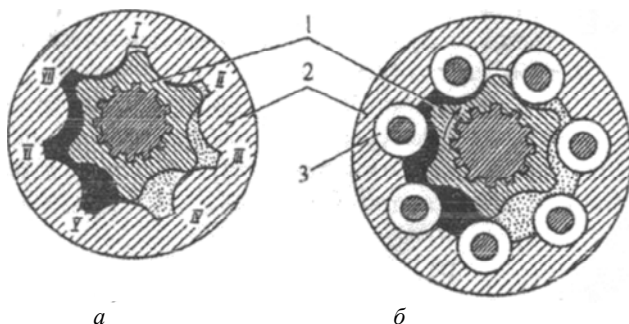


Рис. 8.3. Схемы планетарных гидромашин с зубчатым (а) и роликовым (б) статорами:
1 – ротор; 2 – статор; 3 – ролик

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рис. 8.3, б). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота на угол $\sim 25^\circ$ распределитель переключает камеры нагнетания I, II, III, IV и всасывания (слива) V, VI, VII. Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть всасывающих (сливных) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора (седьмая) в процессе работы разобщена с линиями всасывания и нагнетания; она находится при положении зуба внутри ротора 1. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I – IV – VII – VI – II – V – I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

Конструкции героторных (планетарных) гидромашин отечественного и зарубежного производства имеют общую схему: неподвижную кольцевую шестерню (статор) и ротор, совершающий сложное планетарное движение. Такого типа гидромашин часто используются

в качестве насосов-дозаторов в рулевых гидросистемах управления мобильных машин. Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса. В корпусе 11 (рис. 8.4) установлен вал 13, хвостовик которого соединен карданной передачей с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках, при помощи штифтов 1 связан с вращающимся распределителем 3. Основные рабочие элементы насоса – обойма (статор) 6 с роликами 9 и сателлит (ротор) 8. Обойма, ролики и сателлит установлены между пластиной 10 и крышкой 4 и закреплены болтами 5. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлита, поэтому в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Распределитель 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала. Обойма, сателлит и ролики образуют семь рабочих камер.

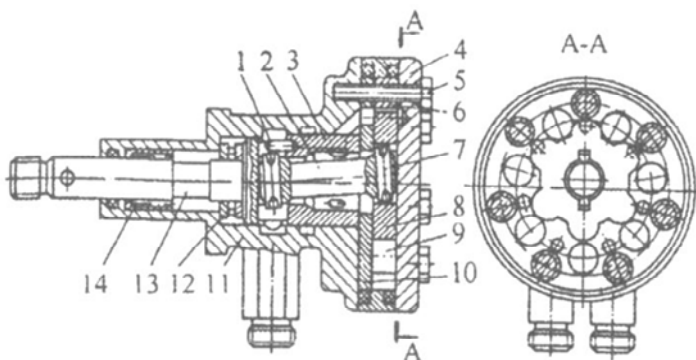


Рис. 8.4. Схема насоса-дозатора:

- 1 и 7 – штифты; 2 – карданный вал; 3 – распределитель; 4 – крышка;
5 – болт; 6 – статор; 8 – ротор; 9 – ролик; 10 – пластина; 11 – корпус;
12 и 14 – игольчатый и упорный подшипники; 13 – вал

При вращении рулевого колеса, например, против часовой стрелки движение через валы передается сателлиту, зубья которого скользят по роликам, уменьшают или увеличивают рабочий объем вследствие изменения рабочих камер. Если при вращении сателлита рабочий объем

камеры уменьшается, то жидкость вытесняется из камеры и по осевому каналу вращающегося золотника-распределителя поступает в одну из полостей гидроцилиндра управляемых колес. Давление в полостях, из которых вытесняется жидкость, одинаково и равно давлению, необходимому для поворота колес на угол, пропорциональный углу поворота рулевого колеса.

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют шестеренные гидромашины с внешним и внутренним зацеплением?
2. Как появляется крутящий момент на валу шестеренных гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
3. Почему шестеренные гидромашины с внутренним зацеплением называют планетарными?
4. Как устроен и функционирует насос-дозатор?

9. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Общие сведения

Аксиально-поршневой называется роторная гидромашина, у которой ось вращения ротора параллельна осям поршней или составляет с ними угол не более 45° . По принципу изменения рабочего объема аксиально-поршневые гидромашины подразделяются на гидромашины с наклонным диском (рис. 9.1, *а*) и наклонным блоком цилиндров (рис. 9.1, *б*) [1].

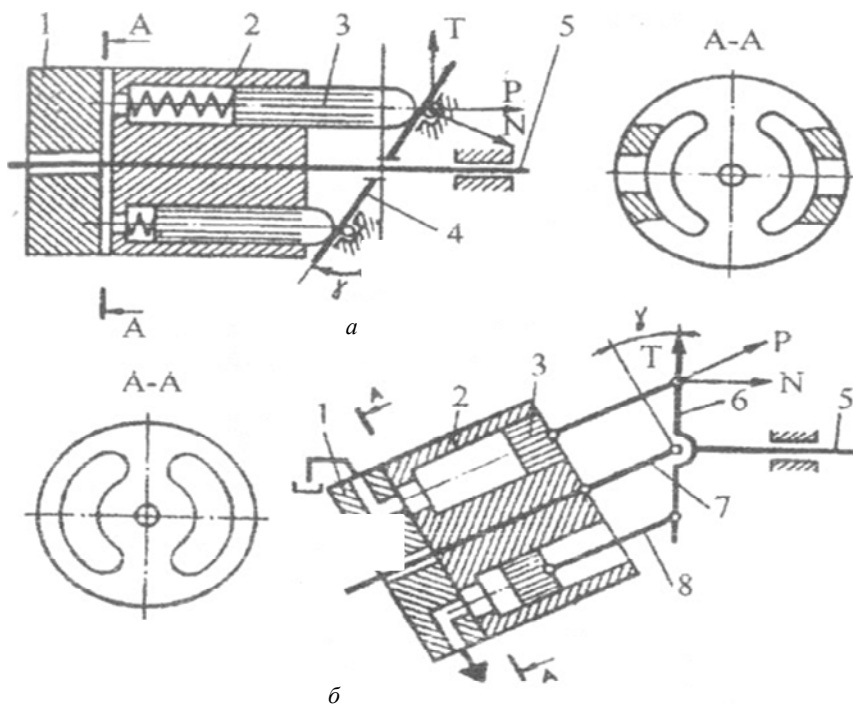


Рис. 9.1. Схемы аксиально-поршневых гидромашин
с наклонным диском (*а*) и блоком (*б*):

- 1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень;
 4 – наклонный диск, 5 – вал; 6 – фланец; 7 – центрирующий валик;
 8 – шатун

Гидромашина с наклонным диском состоит из корпуса, блока цилиндров 2, поршней 3, шарнирно-связанных с наклонным диском 4. Блок 2 цилиндров с поршнями 3 приводится во вращение валом 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два окна: нагнетания и всасывания. Объем жидкости, заполняющей цилиндры, зависит от угла установки диска к оси вала. Если угол $\gamma = 0$, подача жидкости отсутствует, в этом случае гидромашина выключена. Максимальный угол наклона диска $\gamma = 25^\circ$.

В процессе работы (**в режиме насоса**) крутящий момент передается блоку цилиндров 2, и поршни 3 при наклонном положении диска 4 совершают сложное движение: вращаются вместе с блоком и возвратно-поступательно перемещаются в блоке. Поршень, перемещаясь от распределительного диска, всасывает жидкость и нагнетает ее при повороте вала и уменьшении объема камеры вследствие перемещения поршня к распределительному диску.

В распределительном диске выполнены два дугообразных окна, обеспечивающих соединение рабочих камер насоса со всасывающей или напорной гидролиниями, причем функциональное назначение окон может изменяться при изменении вращения блока на противоположное (реверс).

В гидромашинах с наклонным блоком (рис. 9.1, б) крутящий момент передается валу 5 и жестко соединенному с ним фланцу 6. Их положение относительно корпуса насоса не меняется. Поршни 3, находящиеся в блоке цилиндров 2, шарнирно соединены шатунами 8 с фланцем 6 вала 5. Центрирующий вал 7 блока цилиндров также соединен шарнирно с фланцем 6. При вращении блока цилиндров в корпусе насоса процессы всасывания и нагнетания возникают только при наличии угла наклона γ оси блока цилиндров 2 относительно оси вала 5. При $\gamma = 0$ подача насоса также равна нулю, т. е. насос выключен. Максимальный угол наклона блока цилиндров $\gamma = 45^\circ$.

Принцип работы в **режиме гидромотора**: рабочая жидкость под давлением поступает через распределительный диск 1 в рабочие камеры, создавая усилие, которое через поршень 3 воздействует на фланец 6. Это усилие на фланце преобразуется в две составляющие, одна из которых T направлена тангенциально к оси гидромотора и создает крутящий момент.

Конструктивное исполнение аксиально-поршневых гидромашин

На рис. 9.2 показан аксиально-поршневой насос с наклонным диском. Блок цилиндров 3 установлен на валу 4 и поджат пружиной 2 к распределительному диску 1. В цилиндрах блока размещены поршни 5, которые башмаками 7 опираются на опорное кольцо 9 наклонного диска 10. Башмаки, в свою очередь, прижаты к опорному кольцу пружинами 11 через втулку 6 и сепаратор 8. Поворот наклонного диска на угол γ осуществляется через тягу 12 перемещением поршня 13 механизма управления. При работе вращаются вал 4, блок цилиндров 3 с поршнями 5 и втулка 6. Поршни совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах и одновременно вращаются с блоком. Рабочая камера поршня, движущегося от распределительного диска, заполняется жидкостью, происходит всасывание. В момент соединения рабочих камер с полостью нагнетания поршни движутся к распределительному диску, происходит нагнетание жидкости в гидросистему.

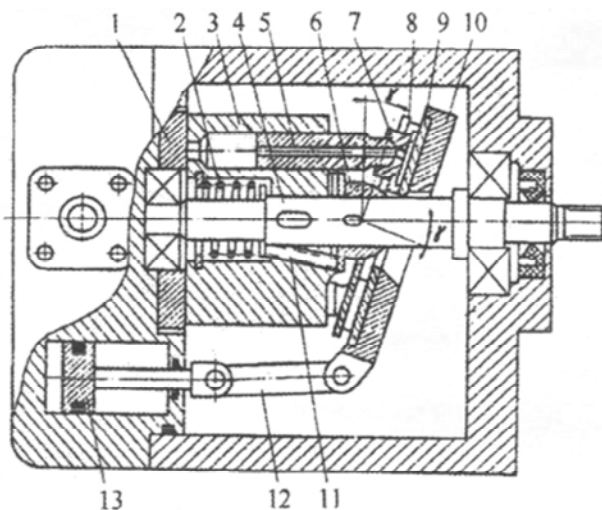


Рис. 9.2. Схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском:
1 – распределительный диск, 2 и 11 – пружины; 3 – блок цилиндров; 4 – вал;
5 и 13 – поршни; 6 – втулка; 7 – башмак; 8 – сепаратор; 9 – опорное кольцо;
10 – наклонный диск; 12 – тяга

На рис. 9.3 показан аксиально-поршневой гидромотор с наклонным диском. Гидромотор состоит из следующих основных деталей и узлов: ротора 10 с семью поршнями 17, барабана 7 с толкателями 19, радиально-упорного подшипника 6, вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 16, опорно-распределительного диска 13, корпусов 4 и 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцевой шпонки 8. Масло подводится к гидромотору и отводится от него через два отверстия 15, расположенных в диске 13, причем каждое из отверстий связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей поверхности диска. Утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. На торце ротора, взаимодействующем с диском 13, выполнены отверстия, выходящие в каждую из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14.

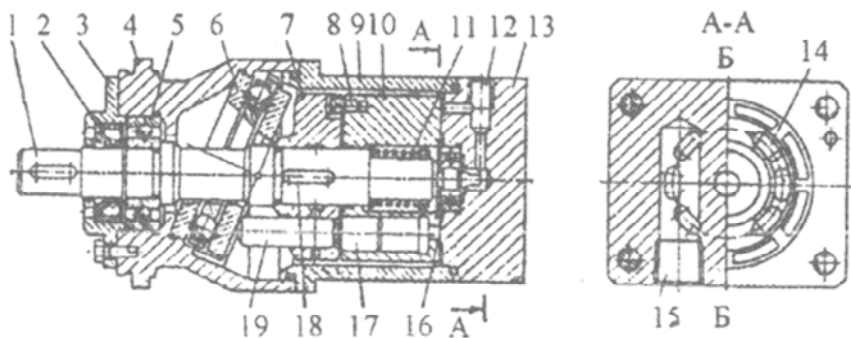


Рис. 9.3. Конструкция аксиально-поршневого гидромотора

При работе гидромотора рабочая жидкость из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б-Б. Осевое усилие, развиваемое поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б-Б, двигаются в ротор, вытесняя жидкость из соответствующих рабочих камер через полукольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть подпор для поджима толкателей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружиной 11 и давлением жидкости, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части гидромотора обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления. Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящей через него рабочей жидкости, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией, а величина крутящего момента примерно пропорциональна разности давлений в подводимом и отводимом каналах.

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком?
2. Какую величину составляет максимальный угол наклона диска и блока цилиндров?
3. Каким образом появляется крутящий момент на выходном валу аксиально-поршневых гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
4. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
5. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?
6. Как устроен и функционирует механизм регулирования подачи аксиально-поршневых насосов?

10. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА

Общие сведения

Рабочей характеристикой гидромотора называется зависимость момента M_r на его валу, подводимого расхода Q_r и КПД от частоты вращения n вала гидромотора при постоянном давлении в гидромоторе ($p_r = \text{const}$).

На рис. 10.1 приведена рабочая характеристика. Момент M_r , развиваемый на валу гидромотора, меньше идеального момента $M_{иг}$. Эта разница обусловлена гидравлическими потерями давления внутри гидромотора и механическими потерями, определяемыми трением его подвижных частей.

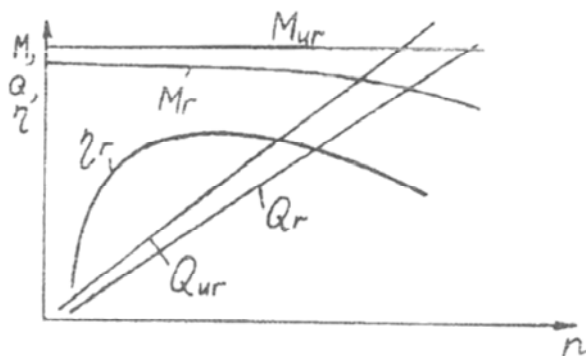


Рис. 10.1. Рабочие характеристики гидромотора

Разницей между идеальным значением расхода $Q_{иг}$, подводимого к гидромотору, и фактической величиной Q_r определяются полные объемные потери.

$$\Delta Q = Q_{иг} - Q_r, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (10.1)$$

Они состоят из потерь, связанных со сжимаемостью жидкости и утечками (перетечками) рабочей жидкости в полостях гидромотора.

Объемные потери в гидромоторе ΔQ уменьшают частоту его вращения по сравнению с теоретической и снижают объемный КПД, который представляет собой отношение теоретического (идеального) расхода $Q_{\text{иг}}$ к фактическому $Q_{\text{г}}$:

$$\eta_0 = Q_{\text{иг}} / Q_{\text{г}} \quad (10.2)$$

Фактический расход $Q_{\text{г}}$ находится с помощью расходомера.

Описание испытательной установки

Установка для испытаний аксиально-поршневого гидромотора представляет собой часть универсального стенда, предназначенного для исследования гидромашин, гидроаппаратуры и гидроприводов.

На рис. 10.2 представлена ее принципиальная схема. Установка состоит из насоса *Н4* (Г 12-53 А), приводимого во вращение электродвигателем *ЭД4*, предохранительного клапана *КП2*, обратного клапана *КОЗ*, электрогидравлического распределителя *Р1*, регулируемого дросселя *ДР1* и гидромотора *ГМ* (Г15-22) с нагрузочным тормозом порошкового типа *ТП*. Для определения параметров рабочей характеристики гидромотора установка снабжена измерительно-регистрирующей аппаратурой, которая включает: манометры *МН8*, *МН9*, *МН10*; частотомер *ЧЗ-32* с датчиком расхода турбинного типа *ТДР9* (расходомер рабочей жидкости); тахометр *Т*; динамометр с индикаторной головкой часового типа *ИГ* (для измерения крутящего момента на валу гидромотора).

Работа испытательной установки происходит следующим образом. При запуске электродвигателя *ЭД4* с помощью насоса *Н4* подается рабочая жидкость в напорную магистраль и через обратный клапан *КОЗ*, электрогидравлический распределитель *Р1* (в позиции *Э1*), дроссель *ДР1* к гидромотору *ГМ*. Жидкость от гидромотора поступает по сливной магистрали в гидробак *Б*. При этом частота вращения вала гидромотора определяется расходом рабочей жидкости $Q_{\text{г}}$, а величина крутящего момента $M_{\text{г}}$ – настройкой порошкового тормоза *ТП*.

методикой проведения испытаний и обработки результатов эксперимента. Подготовка установки к работе и проведение испытаний производится в определенной последовательности [3].

1. Проверяем наличие и правильность подключения датчиков для замера регистрируемых параметров в соответствии со схемой (рис. 10.2).

2. Включаем измерительно-регистрирующую аппаратуру (расходомер ЧЗ-32), прогреваем в течение 5–7 мин и проверить ее работоспособность. Настраиваем индикатор часового типа для замера крутящего момента.

3. На пульте управления универсального стенда устанавливаем галетный переключатель в положение «Программа № 1», включаем кнопку «Цепи управления» и «Программа пуск», наблюдая на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу № 1. Нажимаем кнопку «Пуск насоса Н1–Н4».

4. Закрываем дроссель ДР1 и настроить предохранительный клапан КП2 на необходимое давление (2,5–3,5 МПа) – контроль по манометру МН9.

5. Открывая дроссель ДР1, установить начальную частоту вращения вала гидромотора ($n_{\min}$) – контроль по тахометру (при минимальном расходе жидкости).

6. Задаем нагрузку порошковым тормозом ТП с помощью реостата «Регулировка ПТ», расположенного на пульте управления стендом. Контроль за величиной нагрузки осуществляется по давлению на входе в гидромотор (манометр МН8). Рекомендуется задавать давление 1,2–1,5 МПа. Установка подготовлена к работе.

7. Производим первый отсчет показаний приборов (манометров МН7, МН8, МН9; расходомера ЧЗ-32; тахометра Т; индикатора крутящего момента ИГ) и данные занести в табл. 10.1. Опыт повторить 6–8 раз, увеличивая частоту вращения вала гидромотора до предельной путем плавного открытия дросселя ДР1 до максимального значения. При этом перепад давления на гидромоторе необходимо поддерживать постоянным, изменяя положения реостата управления порошковым тормозом «Рег. ПТ» (ориентируемся по манометру МН).

Во время каждого опыта регистрируются и заносятся в табл. 10.1 следующие параметры: давление настройки предохранительного клапана p_k (МН9); давления на входе $p_{вх}$ (МН8) и выходе $p_{вых}$

(МН7) гидромотора; показания расходомера f ; частота вращения n_m вала гидромотора; показания индикатора A_r крутящего момента на валу порошкового тормоза, нагружающего гидромотор.

Таблица 10.1

№ п/п	p_k , Па	p_{ex} , Па	$p_{вых}$, Па	Показания датчика расхода f , Гц	Показания индикатора крутящего момента A_r	Частота вращения гидромотора n_m, c^{-1}

Обработка экспериментальных данных

Фактический расход жидкости:

$$Q_r = a + bf, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (10.3)$$

где a и b – тарифовочные коэффициенты.

Момент на валу гидромотора вычисляется по зависимости

$$M_r = A_r / 14.5, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (10.4)$$

где A_r – показание индикатора часового типа.

Мощность, потребляемая гидромотором,

$$N = Q_r \cdot \Delta p_r, \text{ Вт}, \quad (10.5)$$

где $\Delta p_r = p_{вх} - p_{вых}$ – перепад давления на гидромоторе, Па.

Полезная мощность гидромотора:

$$N_n = M_r \cdot \omega_r, \text{ Вт}, \quad (10.6)$$

где ω_r – угловая скорость вращения вала гидромотора ($\omega_r = 2\pi n$).

Коэффициент полезного действия гидромотора (КПД):

$$\eta = N_n / N. \quad (10.7)$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 10.2.

Таблица 10.2

№ п/п	Фактический расход $Q_r, \text{ м}^3/\text{с}$	Перепад давления на гидромоторе $\Delta p_c, \text{ Па}$	Угловая скорость $\omega, \text{ рад/с}$	Момент на валу гидромотора $M_c, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Потребляемая мощность $N, \text{ Вт}$	Полезная мощность $N_n, \text{ Вт}$	КПД, η

По вычисленным значениям Q_r, M_r, η и при определенном постоянном давлении в гидросистеме строится рабочая характеристика гидромотора по следующим зависимостям: $Q_c = f(n_m), M_c = f(n_m), \eta = f(n_m)$.

Контрольные вопросы

1. Чем обусловлено наличие объемных потерь в гидромоторе?
2. К чему приводит наличие объемных потерь в гидромоторе?
3. По какой зависимости находится объемный КПД гидромотора?
4. Как вычислить мощность, потребляемую гидромотором?
5. Как можно вычислить полезную мощность гидромотора?
6. Как определить полный КПД гидромотора?
7. Из каких элементов состоит испытательная установка и как проводятся испытания гидромотора?
8. Какие зависимости называются рабочими характеристиками гидромотора?

11. ИЗУЧЕНИЕ ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ И КОНСТРУКЦИИ ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМАШИН

Общие сведения

Пластинчатой (шиберной) называется роторная гидромашина с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек [1].

Пластинчатые гидромашин по числу рабочих циклов за один оборот вала разделяются на машины однократного и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит один цикл работы (процессы всасывания и нагнетания). В машинах двукратного, трехкратного и более действия за один оборот вала совершаются соответственно два, три и более циклов работы.

Машины однократного действия бывают регулируемые и нерегулируемые. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми. Пластинчатые гидромашин могут быть также реверсивными и нереверсивными. Они предназначены для подачи рабочей жидкости в гидросистемы станков, строительно-дорожных и транспортных машин. Отличаются простотой конструкции, компактностью и малой массой. Для обеспечения поступления в гидросистему двух независимых потоков рабочей жидкости применяются сдвоенные насосы.

Пластинчатые гидромашин

На рис. 11.1 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала 3, статора 1 и ротора 2, в пазах которого расположены пластины 4.

Статор расположен эксцентрично ротору (e – эксцентриситет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее А и нагнетающее Б. Размер перемычки «аб» между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соединительными пластинами.

Принцип работы насоса заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору помимо пружин центробежными силами. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и со-

вершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются с всасывающим окном А. Их объемы увеличиваются, возникает вакуум, и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит **процесс всасывания**. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном Б. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно Б на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит **процесс нагнетания**.

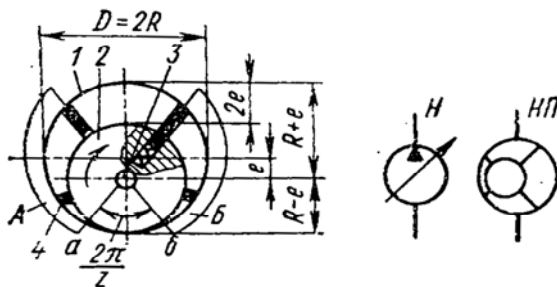


Рис. 11.1. Пластинчатый насос однократного действия

Рабочий объем V_0 пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле

$$V_0 = 2e(2\pi R - zs)b, \text{ м}^3, \quad (11.1)$$

где e – эксцентриситет, м;

R – радиус ротора, м;

Z – число пластин;

s – толщина пластины, м;

b – ширина пластины, м.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих от действия давления, применяют пластинчатые насосы двухкратного действия (рис. 11.2). При вращении ротора по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания В1 и В2, а нагнетание через окна Н1 и Н2. Так как давление жидкости действует на диаметрально противоположные стороны ротора, то опоры ротора разгружены от давления жидкости. Для обеспечения поджима пластин к статору по кольцевой проточке А подается жидкость из напорной полости.

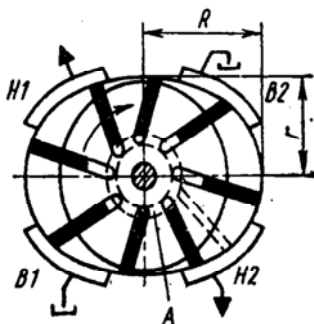


Рис. 11.2. Пластинчатый насос двукратного действия

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия:

$$V_{\text{дв}} = 2\pi b(R^2 - r^2), \text{ м}^3, \quad (11.2)$$

где R – большая полуось статора, м;

r – малая полуось статора, м.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигаемыми частями пластин. Как видно из формулы, пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми насосами.

Схема работы пластинчатого гидромотора показана на рис. 11.3.

Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2), \text{ Н/м}, \quad (11.3)$$

где p – давление рабочей жидкости, Па;

S_1, S_2 – рабочая площадь пластин, м^2 ;

l_1, l_2 – плечо действия равнодействующей сил давления, м.

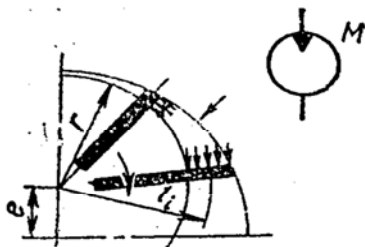


Рис. 11.3. Схема работы пластинчатого гидромотора

Полный крутящий момент равен сумме соответствующих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле

$$M = \sum M_i, \text{ Н/м.} \quad (11.4)$$

Одновременно при вращении ротора в рабочих камерах, соединенных с другим окном, происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер.

Для обеспечения работоспособности пластины изготавливают из быстрорежущих инструментальных сталей типа P18 с закалкой до $HRC\ 60\text{--}64$, обработкой холодом, а затем полированием. Эти стали сохраняют механические свойства при нагреве до $400\text{ }^\circ\text{C}$. Размеры пластины имеют допуски по $g6$ или $f7$, шероховатость поверхности $Ra = 0,20\text{ мкм}$.

Чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах, пластины располагают под углом $7\text{--}15^\circ$ к радиусу в сторону вращения ротора. Вылет пластины не должен превышать $0,3\text{--}0,4^\circ$ полной ее высоты.

Статоры пластинчатого насоса изготавливают из легированных сталей, например ШХ 15, и являются прецизионными деталями, так как имеют очень тонкую профилированную внутреннюю поверхность. Шероховатость поверхности профиля $Ra = 0,1\text{ мкм}$. После закалки до $HRC\ 60\text{--}64$ и обработки холодом для стабилизации размеров шлифуют по копиру.

Роторы изготавливают из стали 20Х с закалкой до $HRC\ 59-62$. Шероховатость поверхностей боковых торцов $Ra = 0,025$ мкм, пазов $Ra = 0,20$ мкм. Пазы в роторе обрабатываются по посадке Н7.

Боковые крышки изготавливают из стали 20Х с цементацией и закалкой до $HRC\ 59-62$. Корпуса изготавливают из серого чугуна СЧ 21-40.

Характеристики и конструктивное исполнение пластинчатых гидромашин

Характеристики насоса приведены на рис. 11.4. При увеличении давления p (рис. 11.4, а) подача насоса Q медленно снижается в связи с ростом внутренних утечек ($Q_{ном}$ – номинальная подача). Когда давление достигает величины p_1 , усилие R преодолевает сопротивление пружины, и при дальнейшем росте давления подача Q резко уменьшается практически до нуля, т.е. до величины утечек в гидросистеме при давлении p_2 . Изменение статических характеристик может быть обеспечено с помощью замены пружин (рис. 11.4, б) или регулировки упора ограничения эксцентриситета (рис. 11.4, в).

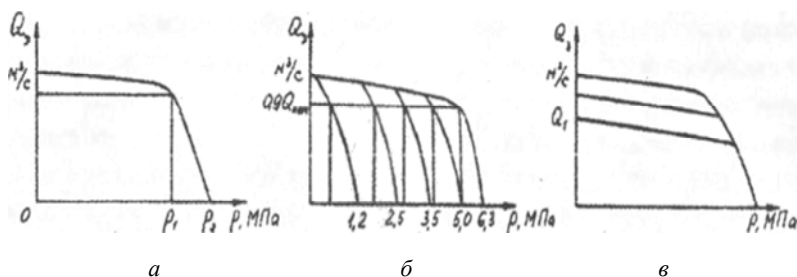


Рис. 11.4. Характеристики пластинчатого регулируемого насоса

На рис. 11.5 показана конструкция пластинчатого насоса двукратного действия. Основными деталями насоса являются корпус с крышкой, приводной вал с подшипниками и рабочий комплект (рис. 11.5, а), состоящий из распределительных дисков 1 и 7, статора 3, ротора 4 и пластин 5. Диски и статор, зафиксированные в угловом положении относительно корпуса штифтом 9, прижимаются друг к другу пружинами (не показаны), а также давлением масла в напорной линии. При вращении ротора 4, связанного через шли-

цевое соединение с приводным валом, в направлении, указанном стрелкой, пластины 5 центробежной силой и давлением масла подведенного в отверстия 11, прижимаются к внутренней поверхности 10 статора 3, имеющей форму овала, и, следовательно, совершают возвратно-поступательное движение в пазах ротора.

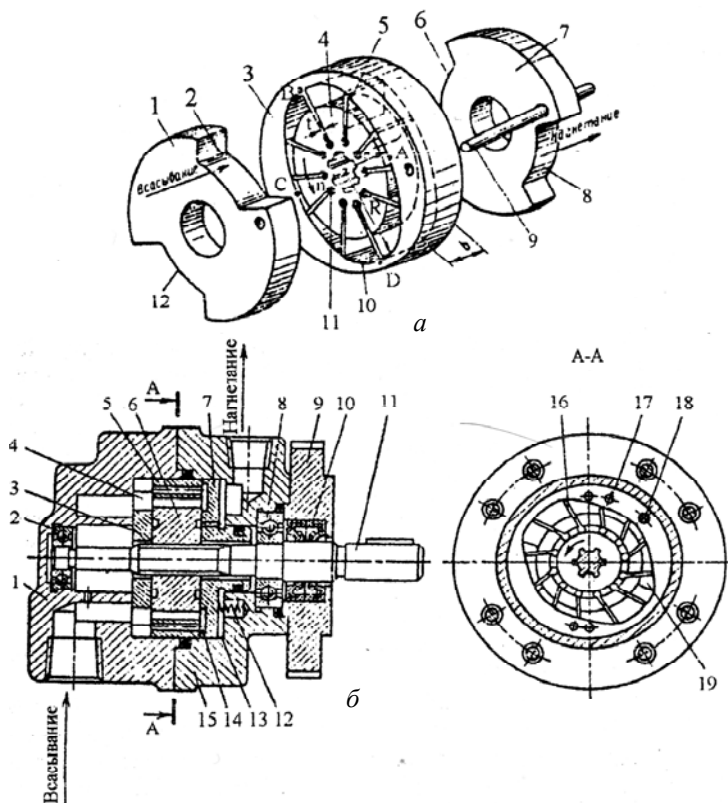


Рис. 11.5. Рабочий комплект (а) и конструкция (б) пластинчатого насоса

Во время движения пластин от точки *A* до точки *B* и от *C* до *D* объемы камер, образованных двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора, наружной поверхностью ротора и торцовыми поверхностями дисков 1 и 7, увеличиваются, и масло заполняет рабочие камеры через окна 2 и 12 диска 1, связанные со всасывающей линией. При движении в пределах участков *BC* и *DA*

объемы камер уменьшаются и масло вытесняется в напорную линию гидросистемы через окна 6 и 8 диска 7. Поскольку зоны нагнетания (BC и DA) и всасывания (AB и CD) расположены диаметрально относительно ротора, на него не действуют радиальные усилия, что положительно сказывается на долговечности подшипников приводного вала.

Конструкция насоса показана на рис. 11.5, б. В расточках корпуса 15 и крышки 1 установлен рабочий комплект (диски 3 и 7, статор 5, ротор 6, пластины 16). Ротор через шлицевое соединение связан с приводным валом 11, опирающимся на шарикоподшипники 2 и 8. Наружные утечки или подсос воздуха по валу исключаются манжетами 10, установленными в расточке фланца 9. Комплект сжимается тремя пружинами 12 и давлением жидкости в камере 13. Окна 4 диска 3 через отверстия 17 статора соединены с глухими окнами всасывания 14 диска 7, благодаря чему жидкость из всасывающей линии поступает в ротор с двух сторон, что облегчает условия всасывания. В напорную линию рабочая жидкость вытесняется через окна 19 диска 7. Поворот комплекта предотвращается с помощью штифта 18, проходящего через отверстия в деталях 1, 3, 5, 7 и 15. Насосы выпускаются одно- и двухпоточными, в последних на общем приводном валу установлены два рабочих комплекта (одинаковых или различных), что обеспечивает возможность нагнетания рабочей жидкости двумя независимыми потоками (всасывающая линия общая).

Контрольные вопросы

1. Как устроены и функционируют пластинчатые гидромашины однократного и двухкратного действия?
2. Как происходит регулирование подачи насоса?
3. Каким образом можно изменять характеристики регулирования подачи насоса.
4. Каким образом обеспечивается прижим пластин к статорному кольцу?
5. Как появляется крутящий момент на выходном валу пластинчатых гидромашин при их функционировании в режиме гидромотора?
6. Какие преимущества и недостатки гидромашин однократного и двухкратного действия?

12. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРО- И ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ

Общие сведения

Гидро- и пневмоцилиндры являются объемными гидро- или пневмодвигателями, предназначенными для преобразования энергии потока рабочей среды (жидкости или газа) в механическую энергию выходного звена. Выходным (подвижным) звеном цилиндра может быть как шток, так и корпус (гильза) цилиндра [1].

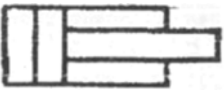
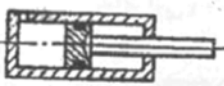
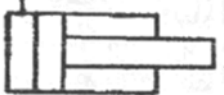
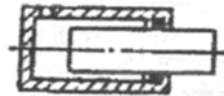
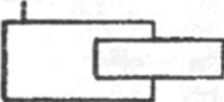
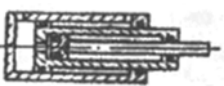
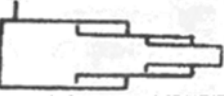
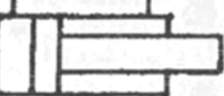
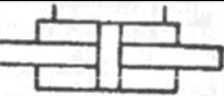
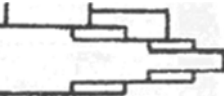
В зависимости от конструкции рабочей камеры цилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные, телескопические мембранные и сильфонные. Далее в работе мембранные и сильфонные цилиндры не рассматриваются. Применение цилиндра того или иного типа и его конструктивное исполнение определяется конкретными условиями его работы, назначением и конструкцией той машины, в которой он используется.

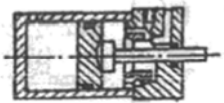
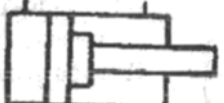
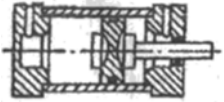
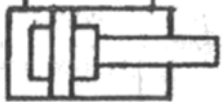
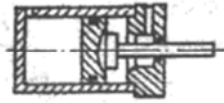
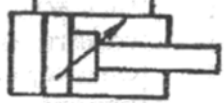
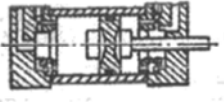
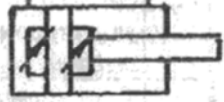
Поршневые цилиндры как исполнительные устройства являются неотъемлемой частью гидро- и пневмоприводов и систем гидропневмоавтоматики и широко применяются в авиа- и станкостроении, робототехнике, металлургии, тракторном и сельскохозяйственном машиностроении, подъемно-транспортных, дорожных и других мобильных машинах. В табл. 12.1 представлены схемы и графическое обозначение гидро- и пневмоцилиндров. В зависимости от назначения гидроцилиндры работают в диапазоне давлений от 10 до 32 МПа.

Гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком наиболее широко применяются для привода рабочих органов мобильных машин. Усилие на штоке и его перемещение могут быть направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость. Обычно противоположная полость при этом соединяется со сливной линией.

Гидроцилиндры с двухсторонним штоком применяют в основном для поворота рабочего оборудования навесных экскаваторов, причем подвижным звеном является корпус гидроцилиндра.

Таблица 12.1

№ схемы	Наименование	Конструктивная схема	Обозначение по ГОСТ 2.732-68
1	2	3	4
1	Цилиндр	—	
2	Цилиндр одностороннего действия без указания способа возврата штока		
3	Цилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной		
4	Плунжерный цилиндр		
5	Телескопический цилиндр одностороннего действия		
6	Цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком		
7	Телескопический цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком		
8	Телескопический цилиндр двухстороннего действия		
9	Цилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и подводом рабочей среды через шток		

1	2	3	4
10	Цилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком и подводом рабочей среды через шток		
11	Цилиндр двухстороннего действия с постоянным односторонним торможением в конце хода		
12	Цилиндр двухстороннего действия с постоянным двухсторонним торможением в конце хода		
13	Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым двухсторонним торможением в конце хода		
14	Цилиндр двухстороннего действия с регулируемым двухсторонним торможением в конце хода		
15	Цилиндр двухкамерный двухстороннего действия		

Гидроцилиндры и пневмоцилиндры мобильных машин

Силовые цилиндры тракторов служат для подъема, опускания и удерживания в определенном положении присоединенных к трактору навесных устройств технологического оборудования или рабочих органов прицепной гидрофицированной машины. Для тракторов различных классов выпускаются силовые цилиндры разных типов, отличающиеся размерами и некоторыми конструктивными особенностями.

В навесных системах тракторов МТЗ используются силовые цилиндры (двойного) двухстороннего действия диаметром 100 мм

(Ц100) и диаметром 75 мм (Ц75) (рис. 12.1). Цилиндр состоит из корпуса 17, крышек 1 и 10, стянутых болтами 24, поршня 5, штока 6. Уплотнение крышек штока и поршня производится резиновыми кольцами 2, 4, 7, 15 и кожаной манжетой 18. Для предотвращения попадания грязи в цилиндре установлен «чистик» 14, состоящий из пакета стальных шайб. На конце штока закреплена вилка 13 с пальцем 22. Рабочая жидкость (масло) в полости 16 и 19 цилиндра поступает по маслопроводам через отверстия 21 и 23, каналы 3, 8, 9, 20.

Для регулирования величины рабочего хода поршня служит подвижный упор 12 и клапан 11, перекрывающий выход масла из цилиндра и тем самым вызывающий повышение давления в системе и автоматический возврат золотника в нейтральное положение.

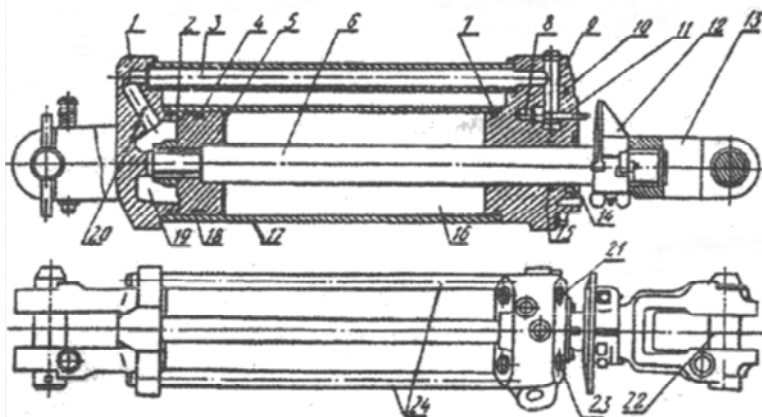


Рис. 12.1. Силовой цилиндр

Для плавного опускания навесной машины на выходе силового цилиндра устанавливают клапан-замедлитель (дрессель) (рис. 12.2), состоящий из штуцера 1, пластинчатого клапана 2 с дросселирующим отверстием и упорного штифта 3. При опускании орудия рабочая жидкость (масло) прижимает шайбу 2 к седлу штуцера 1, и поток рабочей жидкости замедляется. При подъеме орудия рабочая жидкость отжимает шайбу 1 от седла до упора в штифты 3, и рабочая жидкость более свободно поступает в корпус цилиндра. Совершается быстрый подъем орудия.

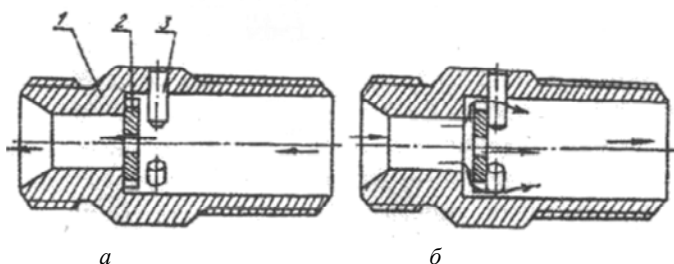


Рис. 12.2. Клапан-замедлитель:
а – при опускании; б – при подъеме

На рис. 12.3 представлен основной цилиндр навесной системы тракторов К-700. Выносные цилиндры устроены одинаково и отличаются только размерами, ходом поршня и грузоподъемностью. Силовой цилиндр состоит из корпуса 16, поршня 5 со штоком 17, крышек 1 и 7, маслопровода 6, замедлительного клапана 22, шайбы 24, приспособления для регулирования хода поршня 5, уплотнений и деталей крепления. Корпус 16 представляет собой трубу с крышками, соединенными с помощью шпилек (на рис. 12.3 не показаны). Между маслопроводом 6 и крышками проложены резиновые шайбы 4. В корпусе размещен поршень 5 со штоком 17. В канавке поршня находится резиновое кольцо 19 с кожаными защитными шайбами и манжетой.

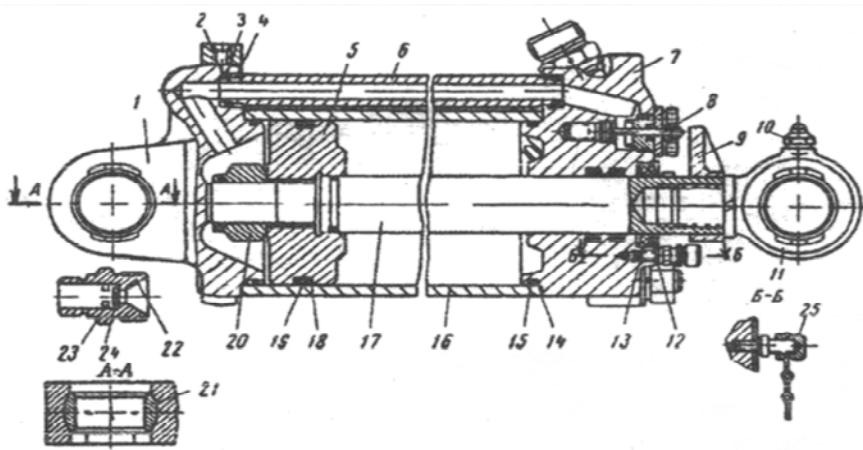


Рис. 12.3. Гидроцилиндр подъема

На резьбу наружного конца штока навинчена головка 11 с шарниром. В передней крышке 7 размещены клапан 8 для регулирования хода поршня 5, скребок 12 для очистки штока от пыли и грязи, два штуцера с накидными гайками для крепления шлангов к передней и задней полостям цилиндра. При подъеме орудия рабочая жидкость (масло) от распределителя по шлангу поступает под давлением в полость цилиндра. Из полости цилиндра рабочая жидкость вытесняется поршнем и по каналам в передней крышке цилиндра и маслопроводу поступает к распределителю.

Чтобы предохранить орудие от быстрого падения, в крышке 7 имеется замедлитель 22, устроенный аналогично клапану, представленному на рис. 12.2.

Приспособление для регулирования хода поршня состоит из клапана 8, размещенного в передней крышке 7 (по аналогии с рис. 12.1), и упора 9 на штоке 17. Положение упора 9 на штоке фиксируется стяжным хомутиком с гайкой-барашком.

На рис. 12.4 представлен гидроцилиндр поворота мобильной машины (Т-150К, К-700). Он состоит из корпуса 4, закрытого с торцов передней 5 и задней 15 крышками. В корпусе 4 расположен поршень 22 со штоком 10. На поршне 22 расположены уплотнительные кольца 21 и шайбы 20. В клапанной коробке 1 находится блок запорных клапанов 2 (двухсторонний гидрозамок), не позволяющих поршню 22 перемещаться под действием внешних сил.

При нагнетании рабочей жидкости (масла) в одну из полостей цилиндра рабочая жидкость отжимает запорный клапан 2 и проходит в цилиндр. Давление в нагнетательной магистрали повышается, и толкатель 13, перемещаясь, открывает запорный клапан другой полости, и рабочая жидкость выходит из цилиндра. Гидроцилиндр от высоких давлений (более 13 МПа) предохраняется клапаном 12.

Пневмоцилиндр автомобилей КамАЗ приведен на рис. 12.5. Это пневмоцилиндр одностороннего действия. Крепится с помощью пальца к остоу машины. При подаче сжатого воздуха поршень 2 перемещается (вправо) и выдвигает шток, связанный с исполнительным органом. В исходное положение поршень возвращается под действием возвратных пружин 3 и 5.

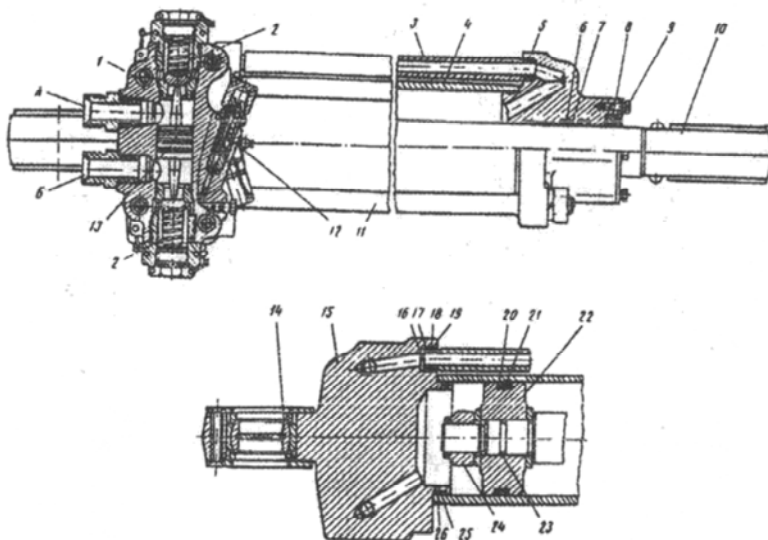


Рис. 12.4. Цилиндр поворота

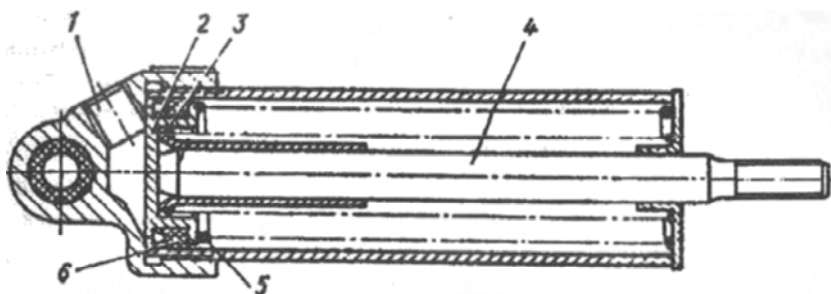


Рис. 12.5. Пневмоцилиндр привода заслонки механизма вспомогательного тормоза:
1 – корпус цилиндра; 2 – поршень; 3 и 5 – возвратные пружины;
4 – шток; 6 – манжета

Некоторые конструктивные особенности цилиндров

В зависимости от характера и условий эксплуатации конструкции цилиндров могут отличаться по способу соединения крышки с гильзой и поршня со штоком, а также наличием специальных устройств: для очистки штока (рис. 12.1, поз. 14), ограничения хо-

да (рис. 12.1, поз. 12) и скорости перемещения поршня (рис. 12.2), гидрозамков (рис. 12.4, поз. 2), клапанов для удаления воздуха и т. д.

Конструкция соединения крышек с гильзой весьма разнообразна: на болтах или стяжных шпильках; на резьбе; сварные; с глухими крышками.

Соединение на стяжных шпильках является наиболее простым и технологичным (рис. 12.1). Основные преимущества этого метода:

- минимальное число операций по обработке гильзы, возможность использования тонкостенной трубы без обработки по наружному диаметру;
- отсутствие приварных деталей;
- простота сборки, разборки и ориентировки штуцеров;
- унификация деталей.

Недостатком является увеличенные масса и габариты таких цилиндров.

С целью уменьшения габаритов и массы гидроцилиндров соединение крышек с гильзой осуществляется с помощью наружной и внутренней резьбы. При использовании наружной резьбы недостатками конструкции являются необходимость обработки гильзы по наружному диаметру, усложнение ориентировки штуцеров.

Конструкция гидроцилиндра с креплением крышек к гильзе на наружной резьбе приведена на рис. 12.6. Установка крышек на внутренней резьбе требует механической обработки гильзы только по внутреннему диаметру.

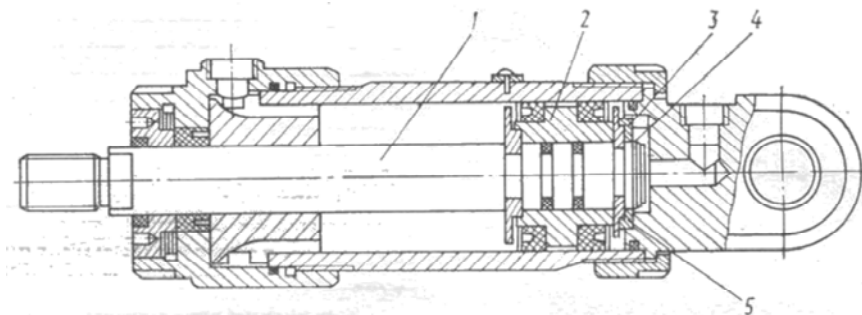


Рис. 12.6. Гидроцилиндр с креплением крышек к гильзе на наружной резьбе

Цилиндры с приварной (задней) крышкой (рис. 12.7) более технологичны и просты в изготовлении, однако при сварке имеется опасность поводки гильзы. Несмотря на этот недостаток, такой метод крепления крышки широко применяется.

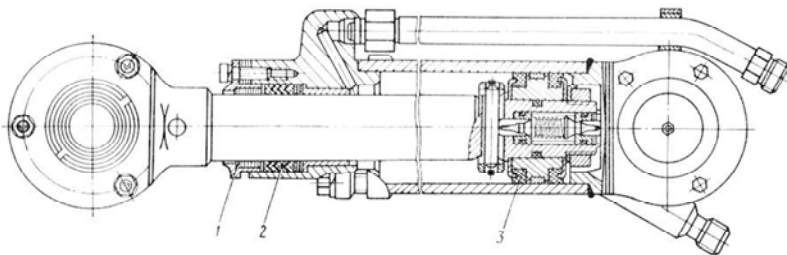


Рис. 12.7. Гидроцилиндр с манжетным уплотнением поршня и шевронным уплотнением штока:

1 – скребковые грязеочистители; 2 – уплотнение штока; 3 – уплотнение поршня

Гидроцилиндры с глухими крышками (т. е. выполненными заодно с крышкой) применяют для плунжерных гидроцилиндров, где нет необходимости в обработке гильзы изнутри. Такие цилиндры нетехнологичны, т. к. при обработке большой процент металла идет в отходы.

Работоспособность гидроцилиндра определяется в основном конструкцией крепления поршня. Существуют два способа крепления поршня на штоке: резьбовой и безрезьбовой. Поршень может быть цельным (рис. 12.1, 12.3, 12.4) или составным (рис. 12.6).

Резьбовое крепление поршня к штоку (рис. 12.1) имеет широкое распространение. Крепящая гайка стопорится либо стопорной шайбой, либо вставками из пластмассы, помещенными в резьбе гайки. Однако при вибрациях нагрузок и малых диаметрах штока такое соединение ненадежно. Не исключена возможность самоотворачивания гайки.

Безрезьбовое соединение более надежно. На шток 1 (рис. 12.6) надевается поршень 2, после чего в проточку штока вставляется два полукольца 5, на которые надевается кольцо 3, стопорящееся пружинным кольцом 4.

Конструкция узла подвода рабочей жидкости зависит от компоновки и условий работы гидроцилиндра. Самый простой и наиболее распространенный способ подвода жидкости осуществляется через крышки или бобышки, приваренные к гильзе, в которые ввернуты

штуцера на конической или метрической резьбе, либо на фланце. Герметичность соединений до 30 МПа без добавочных уплотнений обеспечивается конической резьбой (ГОСТ 23.1.117-88). Применение штуцеров с метрической резьбой целесообразно в случае использования угольников или тройников, так как это облегчает их установку в требуемом положении. Герметичность достигается путем применения прокладок из маслостойкой резины (рис. 12.8, *а, б*), фторопласта или мягкого металла (рис. 12.8, *в, г*). Используются и фланцевые присоединения штуцеров к гидроцилиндру (рис. 12.8, *д*).

Герметичность штока с крышкой и поршня с гильзой достигается с помощью резиновых колец, шевронных уплотнений и манжет из резины или полимерных материалов. Для уплотнения поршней цилиндров используются металлические разрезные кольца.

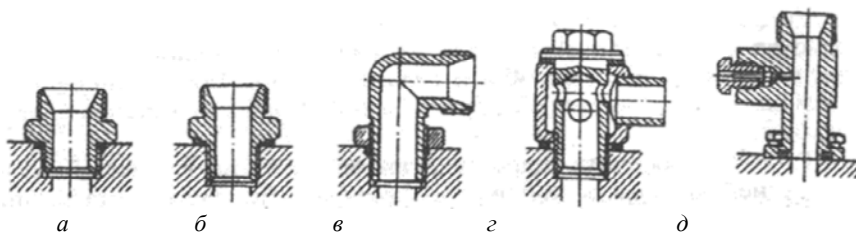


Рис. 12.8. Конструкции штуцеров для подвода жидкости к гидроцилиндру:
а и в – штуцера с металлической резьбой с прокладками из маслостойкой резины;
б и г – штуцера с метрической резьбой с прокладками из фторопласта или мягкого металла; *д* – штуцера фланцевого подсоединения

Эластичные (резиновые) кольца – наиболее универсальный и распространенный вид уплотнений. Вследствие их простоты, компактности и низкой стоимости они получили наибольшее распространение в гидро- и пневмоцилиндрах. Наиболее широко применяются резиновые кольца круглого, прямоугольного, овального, Х-образного и пилообразного сечений.

Кольца круглого сечения (рис. 12.9, *а*) помещают в круговые канавки между уплотняемыми поверхностями. Их конструкции и размеры регламентированы ГОСТ 9833-73 и различными ГОСТами. Герметичность уплотнений обеспечивается упругостью резины, достигаемой предварительным сжатием кольца при монтаже и действием давления рабочей жидкости. Под действием этого давления

кольцо, дополнительно деформируясь у внешней стороны канавки, создает плотный контакт с уплотняемыми поверхностями.

При давлениях более 10 МПа с обеих сторон уплотнительного кольца устанавливают защитные кольца (рис. 12.9, б), изготовленные из твердой резины, фторопласта или текстолита. Они предотвращают выдавливание уплотнительного кольца в зазор. Резиновые кольца прямоугольного сечения как наиболее склонные к закручиванию и выдавливанию в зазор, применяются в комбинированных уплотнениях. С целью предотвращения их выдавливания в зазор устанавливаются два кольца: внутреннее 2 (рис. 12.9, в, г) из мягкой резины и наружное 1 из твердой резины, капрона, нейлона, фторопласта и других полимерных материалов, обладающих высокой прочностью, износостойкостью, низким коэффициентом трения.

Кольца овального сечения (рис. 12.9, д), в отличие от колец круглого сечения, не скручиваются и поэтому более надежны в работе.

При 15 МПа их рекомендуется применять с защитными кольцами. Недостатком колец овального сечения является повышенная сила трения.

Кольца Х-образного сечения (рис. 12.9, е) устойчивы к скручиванию, более практичны в динамике, создают меньшие силы трения. Малые габариты и свойство двухстороннего действия Х-образного сечения обуславливают их применение в поршнях гидроцилиндров систем автоматики.

Кольца пилообразного сечения (рис. 12.9, ж) предназначены для герметизации штоков гидроцилиндров, амортизаторов автомобилей. Они обеспечивают высокую герметичность и ресурс.

Манжетные уплотнения по сравнению с кольцами обеспечивают снижение сил трения и увеличивают ресурс. Манжетные уплотнения работают только одной стороной. Одна манжета может обеспечить герметичность поршня с гильзой лишь в цилиндре одностороннего действия (рис. 12.5). Для уплотнения поршней в гидроцилиндрах двухстороннего действия необходимо установить по две манжеты (рис. 12.7).

Шевронные уплотнения (рис. 12.9, з) применяются при давлении до 50 МПа. Их недостатком является громоздкость и большая сила трения. Они состоят из набора шевронных манжет 2, опорного 3 и нажимного 1 колец. Затяжка манжет регулируется резьбовыми гайками или пружинами. Применение пружин устраняет необходимость регулирования затяжки уплотнения.

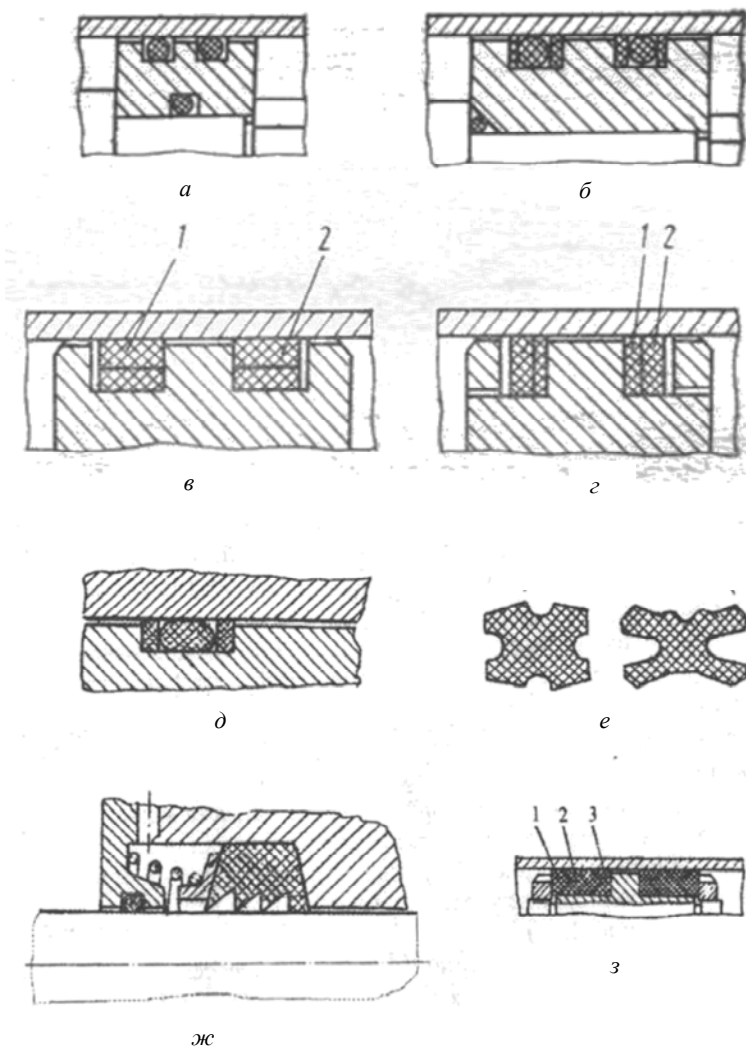


Рис. 12.9. Схемы уплотнений гидроцилиндров:

a – кольца круглого сечения; *б* – кольца круглого сечения с защитными кольцами;
в – кольца прямоугольного сечения разной твердости горизонтального расположения;
г – кольца прямоугольного сечения разной твердости вертикального расположения;
д – кольца овального сечения; *е* – кольца Х-образного сечения;
ж – кольца пилообразного сечения; *з* – шевронные уплотнения

Одно из самых простых и долговечных уплотнений поршня гидроцилиндра – это пружинящее кольцо (стальное, чугунное) (рис. 12.10). Герметичность достигается за счет упругости кольца и давления рабочей жидкости на внутреннюю и боковую поверхности кольца. Эти уплотнения пригодны для работы при давлениях до 30 МПа и широком диапазоне температур.

К недостаткам пружинящих (поршневых) колец относятся: жесткие допуски к размерам сопрягаемых деталей, форме и расположению рабочих поверхностей, повышенные утечки жидкости.

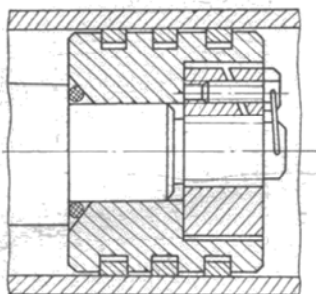


Рис. 12.10. Схема уплотнения поршня гидроцилиндра пружинящим кольцом

Некоторые требования при эксплуатации гидроцилиндров

Перед установкой на машину гидроцилиндр необходимо расконсервировать (ГОСТ 16028-70). При установке следить, чтобы смазочные канавки в опорных кольцах и подшипниках совпадали. Перед установкой шарнирные подшипники необходимо смазать смазкой типа УС-1 ГОСТ 1033-73 до ее появления в зазорах подшипников.

В течение первых 8 часов работы давление в цилиндрах не должно превышать 50 % номинального значения. Необходимо следить за температурным режимом работы. Он не должен превышать установленного инструкцией на данную машину.

Штоки должны двигаться плавно без толчков и заеданий. Не должно быть внешних утечек рабочей жидкости по штоку и в местах подсоединения трубопроводов. Допускается вынос рабочей жидкости на штоке без каплеобразования.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под гидро- и пневмоцилиндрами?
2. Какие функции в системе выполняет цилиндр?
3. Какие типы цилиндров вам известны?
4. В чем принципиальное различие гидро- и пневмоцилиндров?
5. Какая роль клапана-замедлителя?
6. Для чего предназначен гидрозамок?
7. Какие могут быть способы соединения крышки с гильзой?
8. Каковы преимущества и недостатки каждого из видов соединения крышки с гильзой?
9. Каким образом могут соединяться поршень со штоком? Назовите преимущества и недостатки этих соединений.
10. Каким образом достигается герметичность в цилиндрах?
11. В каких местах цилиндра нужно применять уплотнения?
12. Какие виды уплотнений вы можете назвать?
13. Преимущества и недостатки каждого из видов уплотнений и особенности их применения.

13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ (ГИДРОЦИЛИНДРОВ) НА СТЕНДОВОМ ОБОРУДОВАНИИ ФЕСТО

Основные положения

Испытания цилиндров проводятся для снятия их рабочих характеристик и проверки герметичности.

Рабочими характеристиками гидроцилиндра называются зависимости усилия на штоке и КПД цилиндра от скорости перемещения штока.

Эффективность работы гидроцилиндров, их КПД зависит в основном от работы уплотнений поршней и штоков.

Описание экспериментальной установки

Принципиальная схема установки для испытаний гидроцилиндра приведена на рис. 13.1 [6].

Установка состоит из насосной станции *НС1*, включающей в себя насос *Н* и предохранительный клапан *КП1*, предохранительного клапана *КП2*, распределителя *Р*, испытуемого гидроцилиндра *ГЦ1* и нагрузочного *ГЦ2*, а также регулируемых дросселей *ДР1* и *ДР2* и баков *Б1* и *Б2*.

Насосная станция *НС2* предназначена для создания давления при возвратном движении.

Измерительная аппаратура: манометры *МН1*, *МН2*, *МН3*, *МН4* для определения давления, мультиметр *V* (работает совместно с гидромотором *М* и тахогенератором *ТГ*) для определения расхода жидкости, секундомер для определения времени перемещения штока.

Методика определения расхода с помощью мультиметра состоит в том, что жидкость, протекающая через гидромотор *М*, приводит во вращение его вал. Частота вращения вала *М* в тахогенераторе преобразуется в электрический сигнал, который регистрируется мультиметром *V* в виде напряжения *U*.

Изменяя дросселями *ДР1* и *ДР2* нагрузку цилиндра *ГЦ1*, меняем количество протекаемой жидкости, следовательно меняются показания мультиметра *V*.

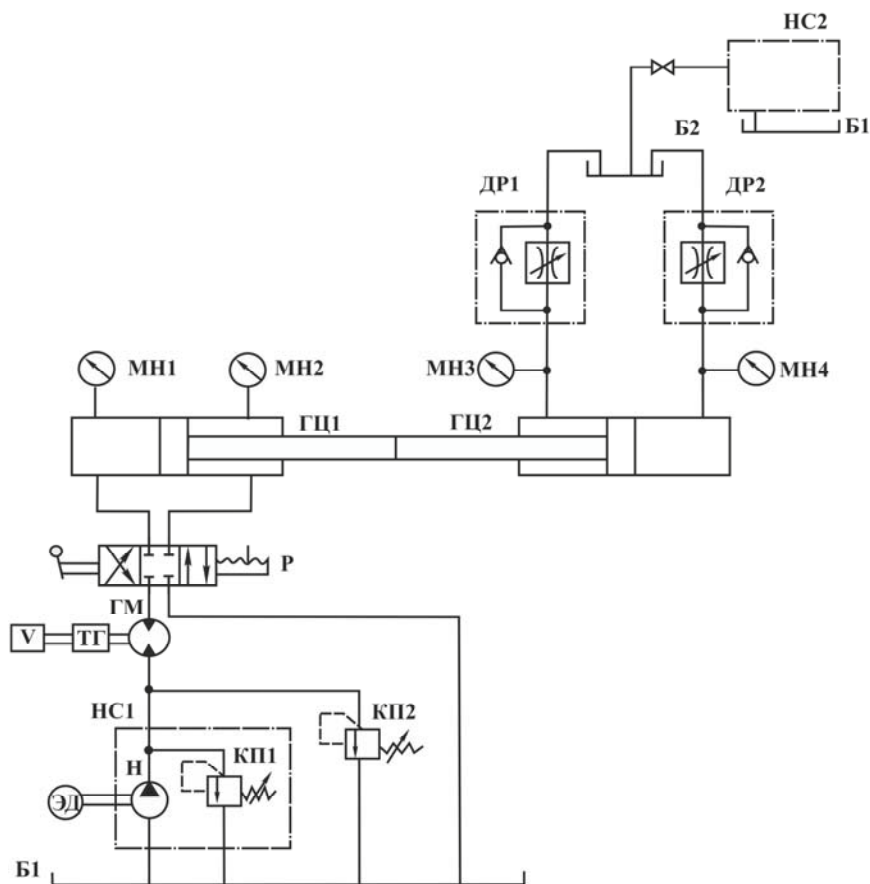


Рис. 13.1. Принципиальная схема установки для испытаний гидроцилиндра

Порядок выполнения эксперимента

1. Из комплекта оборудования подбираем необходимые элементы и собираем схему в соответствии с рис. 13.1. Собранная схема подлежит проверке.
2. Подключаем мультиметр к тахогенератору, соединяя «+» выход с черным гнездом тахогенератора, а «-» выход – с синим. Запитываем тахогенератор от источника постоянного тока напряжением 24 В также соблюдая полярность.

3. Переключатель мультиметра устанавливаем на измерение напряжения постоянного тока величиной «20» и включаем прибор нажатием кнопки «0».

4. Включаем установку. Предохранительный клапан *КП1* насосной станции *НС1* настраиваем на давление 40 атм (4,0 МПа). Открываем вентиль и настраиваем клапан *КП2* на максимальную величину. Заполняем напорный бак *Б2* полностью, используя параллельную насосную станцию *НС2*.

5. Переключением распределителя *P* в правое положение рабочая жидкость подается в поршневую полость цилиндра ГЦ1, шток которого под действием давления перемещается вправо. Осуществляется рабочее движение штока испытуемого цилиндра, при этом регистрируются и заносятся в таблицу 13.1 следующие величины:

- показания манометров *МН1*, *МН2*, *МН3*, *МН4*;
- время перемещения штока *t*;
- показания мультиметра *V*.

6. Переключением распределителя *P* в левое положение (рис. 13.1) поток жидкости направляется в штоковую полость ГЦ1, и шток возвращается в исходное положение.

7. Перекрывая дроссели *ДР1* и *ДР2* (4–5 положений), увеличиваем противодействие в нагрузочном цилиндре ГЦ2, в результате уменьшается расход жидкости, который фиксируется мультиметром (диапазон его показаний изменяем в пределах от 2 до 0,5 В).

Для каждого положения дросселей действия пунктов 5 и 6 повторяем.

Результаты показаний заносим в табл. 13.1.

Таблица 13.1

№ п/п	Показания манометров <i>p</i> , Па				Время перемещения <i>t</i> , с	Показания мультиметра <i>U</i> , В
	МН1	МН2	МН3	МН4		
1						
2						
3						
4						
5						

8. Рассчитываем нагрузку P_n на штоке ГЦ1 от действия давления в нагрузочном цилиндре:

$$P_{\text{н}} = p_4 \pi D_{\text{п}}^2 / 4 - (p_3 \pi / 4) \cdot (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2), \text{ Н}, \quad (13.1)$$

где p_3 – давление в левой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра МНЗ, Па;

p_4 – давление в правой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра МН4, Па.

Диаметры поршней и штоков ГЦ1 и ГЦ2 одинаковы $D_{\text{п}} = 16$ мм, $d_{\text{шт}} = 10$ мм.

9. Сила противодействия $P_{\text{пр}}$ определяется по зависимости:

$$P_{\text{пр}} = p_2 \cdot \pi / 4 \cdot (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2), \text{ Н}. \quad (13.2)$$

10. Усилие, развиваемое гидроцилиндром ГЦ1,

$$P = p_1 (\pi D_{\text{п}}^2 / 4) - P_{\text{пр}}, \text{ Н}, \quad (13.3)$$

где p_1 – давление в левой полости ГЦ1, определяемое показанием манометра МН1, Па.

11. Фактическая скорость перемещения штока цилиндра

$$V_{\text{ф}} = l / t, \text{ м/с}, \quad (13.4)$$

Где l – ход поршня, $l = 200$ мм;

t – время перемещения поршня, определяется секундомером, с.

12. Механический КПД гидроцилиндра $\eta_{\text{м}} = P_{\text{н}} / P$.

13. Расход жидкости, подводимый к гидроцилиндру, определяется с помощью мультиметра. По паспортным данным тахогенератора, преобразующего вращение вала гидромотора в электрический сигнал, напряжение $U = 1$ В соответствует расходу жидкости $Q = 1$ л/мин. Следовательно формула расчета расхода будет выглядеть следующим образом:

$$Q_{\text{м}} = (1,1 \cdot 10^{-3} U) / 60, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (13.5)$$

14. Фактический расход жидкости в ГЦИ:

$$Q_{\phi} = V_{\phi} S = V_{\phi} \left(\pi D_{\pi}^2 / 4 \right), \text{ м}^3/\text{с}, \quad (13.6)$$

где S – площадь поршня, м^2 .

15. Объемный КПД гидроцилиндра $\eta_0 = Q_{\tau} / Q_{\phi}$.

16. Полный КПД гидроцилиндра $\eta = \eta_0 \eta_{\text{м}}$.

17. Все расчетные значения заносим в табл. 13.2.

Таблица 13.2

№ п/п	$P_{\text{н}}, \text{Н}$	$P_{\text{пр}}, \text{Н}$	$P, \text{Н}$	$V_{\phi}, \text{м/с}$	$Q_{\tau}, \text{м}^3/\text{с}$	$Q_{\phi}, \text{м}^3/\text{с}$	$\eta_{\text{м}}$	η_0	η
1									
2									
3									
4									
5									

18. По вычисленным значениям P , V_{ϕ} , η строится рабочая характеристика гидроцилиндра ГЦИ как совокупность зависимостей: $P = f(V_{\phi})$ и $\eta = f(V_{\phi})$.

Контрольные вопросы

1. С какой целью проводятся испытания гидроцилиндров?
2. Какие зависимости называются рабочими характеристиками гидроцилиндров?
3. От чего зависит эффективность работы гидроцилиндров?
4. Какой из цилиндров на схеме является испытуемым?
5. Для чего при испытаниях нужен второй цилиндр?
6. Каким образом при испытаниях меняется нагрузка?
7. Расскажите по схеме как проводятся испытания цилиндра.

14. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Общие сведения

Гидравлической называется передача, в которой носителем энергии является рабочая жидкость. Гидравлические передачи делятся на динамические и статические (или объемные) [4].

Гидравлическая передача, в которой изменение энергии жидкости осуществляется преимущественно за счет потенциальной (статической) составляющей, называется **объемной**. В этих передачах основными элементами являются гидромашины, из которых одна работает в качестве гидродвигателя, а другая – насоса.

Схемы и характеристики объемного регулирования приведены на рис. 14.1.

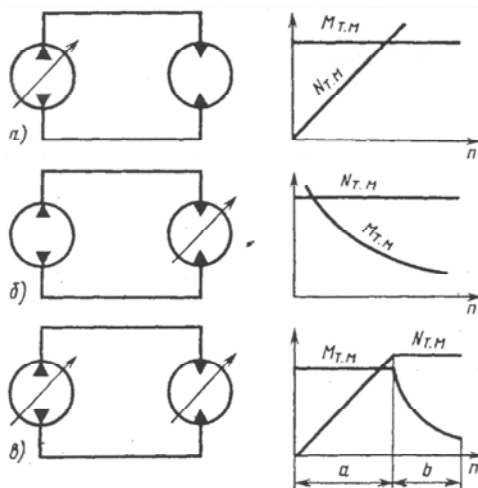


Рис. 14.1. Схемы объемных гидропередач и характеристики их регулирования:

a – регулируемый насос; $б$ – регулируемый мотор;

$в$ – обе машины регулируемые (насос и мотор)

Машинное регулирование частоты вращения гидромотора может осуществляться путем изменения рабочего объема насоса при постоянном рабочем объеме гидромотора (рис. 14.1, a), изменения рабочего

объема гидромотора при постоянном рабочем объеме гидронасоса (рис. 14.1, б) или же одновременного изменения рабочих объемов обеих гидромашин (рис. 14.1, в). Как видно из рис. 14.1, в, увеличение частоты вращения вала гидромотора осуществляется последовательно с помощью изменения рабочего объема насоса $V_{\text{он}}$ (зона а) от 0 до $V_{\text{он. max}}$ при $V_{\text{ом}} = V_{\text{он. max}}$, а затем изменения рабочего объема гидромотора (зона б) от $V_{\text{ом. max}}$ до $V_{\text{ом. min}}$ при $V_{\text{он}} = V_{\text{он. max}}$.

Конструктивное исполнение объемной гидропередачи

Данная гидропередача выполнена по закрытой (замкнутой) схеме. В такой схеме (в отличие от открытой) предусмотрено соединение всасывающей магистрали насоса со сливной гидромотора (рис. 14.2).

Гидропередача состоит из двух гидромашин аксиально-поршневого типа (насоса 1 и гидромотора 2), соединенных между собой магистралями: напорной 20, возвратной 19, дренажными 23 и 24. Гидропередача имеет также системы подпитки и управления, смонтированные на гидромашинах. Система подпитки содержит шестеренный насос 9, закрепленный на корпусе насоса 1 и приводимый в движение от его вала 5, всасывающую магистраль 21, переливной клапан 17 и обратные клапаны 8.

Система управления подачей насоса 1 содержит золотниковый гидрораспределитель 3 с рычагом управления 4, два сервоцилиндра 7, кинематически связанные с наклонным диском 6, а также магистрали 22 и 25, соединяющие гидрораспределитель с сервоцилиндрами и насосом подпитки 9. Гидропередача работает следующим образом. При вращении вала 5 насоса 1 (по стрелке) осуществляется всасывание рабочей жидкости из магистрали низкого давления 19 и ее нагнетание в магистраль высокого давления 20, по которой рабочая жидкость подводится к рабочим цилиндрам гидромотора 2, перемещающиеся поршни которого воздействуют на наклонный диск 15, что заставляет вращаться выходной вал 14. Совершив работу, жидкость из гидромотора возвращается в насос по магистрали 19. Описываемая гидропередача рассчитана на работу с давлением до 35 МПа, поэтому для облегчения работы насоса 1 используется система подпитки. Кинематически связанный валом 5

насоса 1 подпиточный насос 9 всасывает рабочую жидкость из гидробака 12 по магистрали 21 через фильтр 11, подает ее в магистраль 19 низкого давления, соединенную с всасывающим каналом насоса 1.

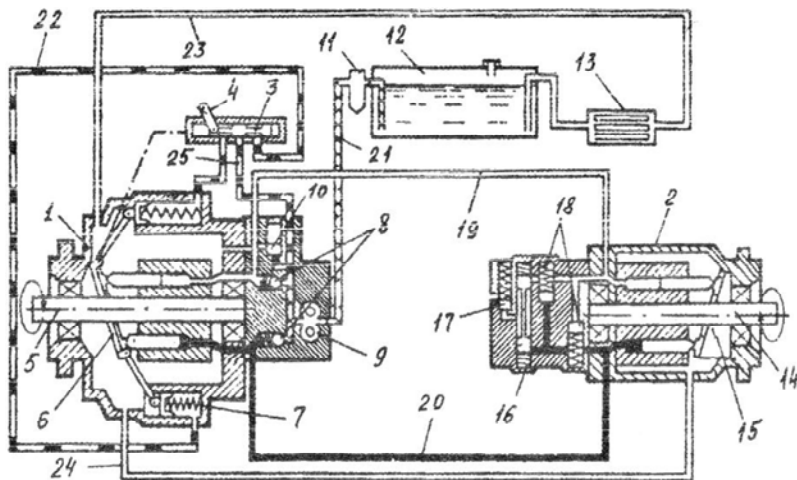


Рис. 14.2. Схема объемной гидропередачи:

- 1 – регулируемый реверсивный аксиально-поршневой насос;
- 2 – реверсивный аксиально-поршневой гидромотор;
- 3 – гидрораспределитель управления положением наклонного диска;
- 4 – рычаг управления; 5 – приводной вал; 6 – наклонный диск насоса;
- 7 – сервоцилиндр, 8 – обратные клапаны; 9 – насос подпитки;
- 10, 17 – переливной клапан; 11 – фильтр; 12 – гидробак; 13 – теплообменник;
- 14 – выходной вал; 15 – наклонный диск гидромотора; 16 – перепускной клапан;
- 18 – перепускные клапаны высокого давления, 19 – магистраль низкого давления;
- 20 – магистраль высокого давления, 21 – всасывающая магистраль;
- 22, 25 – магистрали управления; 23, 24 – дренажные магистрали

Для изменения подачи насоса 1 необходимо переместить рычаг 4 гидрораспределителя 3. При этом подаваемая подпиточным насосом 9 жидкость поступит в один из сервоцилиндров 7 (второй соединится со сливом), поршни которых кинематически связаны с наклонным диском 6, вследствие чего произойдет наклон диска на определенный угол в зависимости от положения рычага 4 (следящее действие), а соответственно изменятся рабочий объем и подача насоса. Конечное положение наклонного диска 6 определяется временем регулирования.

Для выключения гидropередачи необходимо рычаг управления гидрораспределителем 4 установить в нейтральное положение, при этом рабочие полости сервоцилиндров 7 соединяются со сливом и под действием пружин, размещенных в сервоцилиндрах, наклонный диск 6 устанавливается перпендикулярно оси блока цилиндров.

В таком положении наклонного диска поршни не совершают возвратно-поступательного движения, и подача насоса прекращается, а, следовательно, гидropередача выключается.

Данная гидropередача является реверсивной. Для изменения направления потока рабочей жидкости, а, следовательно, и направления вращения вала 14 гидромотора, необходимо изменить угол наклона диска 6 относительно вертикальной оси. Обратные клапаны 8 служат для обеспечения подачи рабочей жидкости от насоса подпитки 9 в магистраль низкого давления. Перепускные клапаны 18 обеспечивают перепуск рабочей жидкости из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления при перегрузках гидромотора. Перепускной клапан 16 обеспечивает соединение выпускной магистрали гидромотора с переливным клапаном 17. Регулировка переливных клапанов 10, 17 определяет давление на входе насоса и позволяет корректировать тепловой режим работы гидropередачи.

Контрольные вопросы

1. Какие элементы содержатся в системе подпитки аксиально-поршневого насоса и как она работает?
2. Какие элементы содержатся в системе управления гидropередачей и как она функционирует?
3. Каким образом обеспечивается реверсирование направления вращения вала гидромотора?
4. Какую функцию выполняют перепускные клапаны высокого давления в процессе работы гидropередачи?
5. Каким образом можно оказать влияние на тепловой режим работы гидropередачи?

15. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНОЙ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Общие сведения

Рабочими характеристиками гидрообъемной передачи называются зависимости крутящего момента, развиваемого гидродвигателем, мощности и КПД гидропередачи от частоты вращения вала гидродвигателя. Схемы гидропередач и их теоретические характеристики представлены на рис. 14.1 (тема № 14) [4].

Машинное регулирование частоты вращения гидродвигателя (гидромотора) может осуществляться путем изменения рабочего объема насоса при постоянном рабочем объеме гидромотора (рис. 14.1, *а*), изменения рабочего объема гидромотора при постоянном рабочем объеме насоса (рис. 14.1, *б*) или же путем одновременного изменения рабочих объемов обеих гидромашин (рис. 14.1, *в*). Для определения основных параметров функционирования гидропередачи используются следующие формулы:

$$n_m = n_n (V_{он} / V_{ом}), \text{ с}^{-1}, \quad (15.1)$$

– при регулировании путем изменения рабочего объема насоса

$$N_n = N_m = Q_m \Delta p_m \neq \text{const}, \quad (15.2)$$

$$M_m = (Q_m \Delta p_m) / 2\pi n_m = \text{const}, \quad (15.3)$$

– при регулировании путем изменения рабочего объема гидромотора

$$N_n = N_m = Q_m \Delta p_m = \text{const}, \quad (15.4)$$

$$M_m = (Q_m \Delta p_m) / 2\pi n_m \neq \text{const}, \quad (15.5)$$

где n_m и n_n – частота вращения вала гидромотора и насоса соответственно, с^{-1} ;

N_n и N_m – мощности, развиваемые насосом и гидромотором, Вт;

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

Q_m – расход рабочей жидкости гидромотором, м³/с;

Δp_m – перепад давления жидкости на гидромоторе, $\Delta p_m = p_{вх} - p_{сл}$

(здесь $p_{вх}$ и $p_{сл}$ – давления на входе и выходе гидромотора, Па).

Описание испытательной установки

Определение характеристик объемной гидропередачи проводится на испытательной установке, которая является частью универсального стенда, предназначенного для испытания гидромашин, гидроаппаратуры и гидроприводов. На рис. 15.1 представлена ее принципиальная схема.

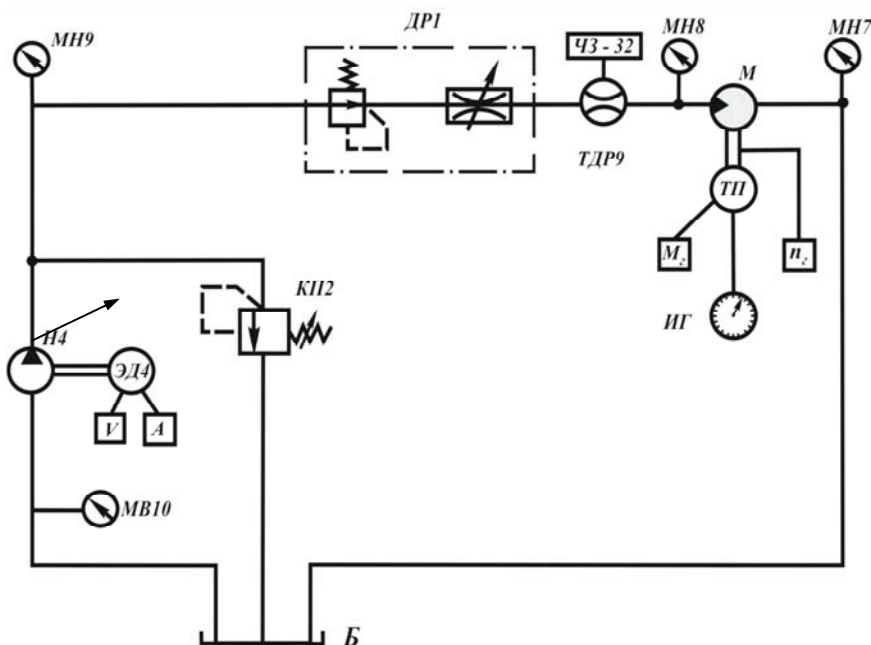


Рис. 15.1 Гидравлическая схема испытательной установки

Испытательная установка (объемная гидropередача) содержит две роторные гидромашины. Одна из них (*H4*) регулируется и работает в насосном режиме. Для ее привода используется электродвигатель *ЭД4*. Другая гидромашина (*M*) нерегулируемая и работает в моторном режиме. Для ее нагружения используется порошковый тормоз типа *ТП*. Дроссель *ДР1* служит для регулирования подачи рабочей жидкости, поступающей от насоса к гидромотору. Предохранительный клапан *KП2* обеспечивает перепуск рабочей жидкости от насоса в гидробак *Б* в случае повышения давления в напорной магистрали гидropередачи выше давления, на которое он отрегулирован (2–3,5 МПа). Комплекс контрольно-измерительной аппаратуры испытательной установки включает: манометры *MН9*, *MН7*, *MН8*; частотомер *ЧЗ-32* с датчиком расхода турбинного типа *ТДР9* (расходомер рабочей жидкости); тахометр; динамометр с индикаторной головкой часового типа *ИГ* (для измерения крутящего момента на валу гидромотора); вольтметр *V* и амперметр *A* для измерения напряжения и тока, потребляемых приводным электродвигателем насоса *H4*.

Работа испытательной установки происходит следующим образом. При запуске электродвигателя *ЭД4* насос *H4* подает рабочую жидкость в напорную магистраль и через регулируемый дроссель *ДР1* к гидромотору *M*. Жидкость от гидромотора поступает по сливной магистрали в гидробак *Б*. Частота вращения вала гидромотора определяется подачей рабочей жидкости насосом Q_n , которая в свою очередь зависит от величины его рабочего объема $V_{он}$. Нагрузка на валу гидромотора настраивается порошковым тормозом *ТП*.

Определение характеристик объемной гидropередачи производится при трех режимах ее работы:

1. При переменном рабочем объеме насоса и постоянной нагрузке на валу гидромотора ($V_{он} \neq \text{const}$) – машинное регулирование.
2. При постоянном рабочем объеме насоса и изменяющейся нагрузке на валу гидромотора ($V_{он} = \text{const}$) – переменная нагрузка.
3. При постоянном рабочем объеме насоса и постоянной нагрузке на валу гидромотора, изменяя открытие дросселя – дроссельное управление.

Подготовка испытательной установки к работе и порядок проведения испытаний

Перед проведением испытаний объемной гидропередачи необходимо ознакомиться с ее конструкцией, контрольно-измерительной аппаратурой, методикой проведения испытаний и обработки результатов эксперимента. Подготовка установки к работе и проведение испытаний производится в определенной последовательности.

1. Проверяем наличие и правильность подключения датчиков для замера регистрируемых параметров в соответствии со схемой (рис. 15.1).

2. Включаем расходомер *ЧЗ-32*, прогреваем в течение 5–7 минут и проверяем его работоспособность. Настроить индикатор часового типа для замера крутящего момента.

3. На пульте управления универсального стенда устанавливаем галетный переключатель в положение «Программа № 1», включаем кнопку «Цепи управления», наблюдая на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу № 1. Нажимаем кнопку «Пуск насоса *Н1* – *Н4*».

4. Устанавливаем с помощью регулирующего органа (рукоятки на корпусе насоса *Н4*) максимальный рабочий объем насоса *Н4*.

5. Закрываем дроссель *ДР1* и настраиваем предохранительный клапан *КП2* на необходимое давление (2,5–3,5 МПа) – контроль по манометру *МН9*.

6. Открываем дроссель *ДР1* на максимальную величину.

7. Задаем нагрузку на порошковом тормозе *ТП* с помощью реостата «Рег. ПТ», расположенного на пульте управления стендом. Значение нагрузки на валу гидромотора должно быть таким, чтобы давление жидкости в напорной магистрали объемной гидропередачи не достигало давления 2,5–3,5 МПа настройки предохранительного клапана *КП2*. Устанавливаем его в пределах 1,2–1,5 МПа, контроль по манометру *МН8*. Установка подготовлена к работе.

8. Производим первый отсчет показаний приборов (манометров *МН9*, *МН7*, *МН8*; расходомера *ЧЗ-32*; тахометра; индикатора крутящего момента *ИГ*). Опыт повторяем 6–8 раз, изменяя рабо-

чий объем насоса от максимального до минимального значения. При этом перепад давления Δp на гидромоторе 1,2–1,5 МПа на *MH8* необходимо поддерживать постоянным, изменяя положение реостата управления порошковым тормозом «Рег. ПТ». Результаты измерений заносим в табл. 15.1 (Машинное регулирование).

9. При постоянном рабочем объеме насоса *H4*, плавно изменяя нагрузку на валу гидромотора от минимальной до максимальной величины с помощью реостата «Рег. ПТ», производим 6–8 замеров. Значения регистрируемых параметров заносим в табл. 15.1 (Переменная нагрузка на валу гидромотора).

10. Установка позволяет также снимать характеристики объемной гидropередачи с дроссельным регулированием.

При постоянном рабочем объеме насоса *H4* и неизменной нагрузке на валу гидромотора *M*, плавно изменяя проходное сечение дросселя *ДР1* от максимальной до минимальной величины, производим 6–8 замеров. Значения регистрируемых параметров заносим в табл. 15.1 (Дроссельное регулирование).

Таблица 15.1

№ п/п	U , В	I , А	p_H , Па	$p_{м. вх}$, Па	$p_{м. вых}$, Па	Показатели расходомера f , Гц	Показатели индикатора крутящего момента A_T , мм	Частота вращения n_r , с ⁻¹
Машинное регулирование								
Переменная нагрузка на валу гидромотора								
Дроссельное регулирование								

В процессе проведения испытаний необходимо следить, чтобы давление в гидросистеме не достигало давления настройки предохранительного клапана *КП2*.

Во время каждого опыта регистрируются и заносятся в табл. 15.1 следующие параметры: напряжение U и ток I , потребляемые приводным электродвигателем ЭД4 насоса; давление на выходе из насоса p_n (МН9), на входе $p_{м.вх}$ и выходе $p_{м.вых}$ (МН7) гидромотора; показания расходомера f ; частоты вращения n_m вала гидромотора; показания индикатора A_T крутящего момента на валу порошкового тормоза, нагружающего гидромотор.

Обработка экспериментальных данных

Мощность, потребляемая насосом, вычисляется по формуле

$$N_n = \sqrt{3} \cdot IU \eta_{эл} \cos \varphi, \text{ Вт}, \quad (15.6)$$

где $\eta_{эл}$ – КПД электродвигателя;

$\cos \varphi$ – паспортные данные.

Полезная мощность насоса определяется по выражению

$$N_{пн} = p_n \cdot Q_n, \text{ Вт}, \quad (15.7)$$

где p_n и Q_n – давление и подача насоса.

Подача насоса определяется следующим образом

$$Q_n = a + bf, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (15.8)$$

Подача насоса Q_n равна расходу мотора Q_m ($Q_n = Q_m$).

Крутящий момент на валу гидромотора вычисляется по зависимости

$$M_m = A_T / 14,5, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (15.9)$$

где A_T – показание индикаторной головки, мм.

Мощность, потребляемая гидромотором, определяется как

$$N_{\text{м}} = Q_{\text{м}} \cdot \Delta p_{\text{м}}, \text{ Вт}, \quad (15.10)$$

где $\Delta p_{\text{м}} = p_{\text{м. вх}} - p_{\text{м. вых}}$, Па.

Полезная мощность, развиваемая гидромотором, определяется по формуле:

$$N_{\text{пм}} = M_{\text{м}} \cdot \omega_{\text{м}} = M_{\text{м}} \cdot 2\pi n, \text{ Вт}, \quad (15.11)$$

где $\omega_{\text{м}}$ – угловая скорость вращения вала гидромотора, с^{-1} .

Коэффициент полезного действия гидропередачи

$$\eta_{\text{гп}} = (N_{\text{пм}} / N_{\text{м}}) \cdot 100, \%, \quad (15.12)$$

Результаты вычислений заносятся в табл. 15.2. По вычисленным значениям строятся рабочие характеристики объемной гидропередачи: $N_{\text{пм}} = f(n_{\text{пм}})$, $M_{\text{м}} = f(n_{\text{м}})$, $\eta_{\text{гп}} = f(n_{\text{м}})$ при машинном и дроссельном регулировании и переменной нагрузке на валу гидромотора.

Таблица 15.2

№ п/п	Насос			Гидромотор				$\eta_{\text{гп}}, \%$
	$Q_{\text{н}}, \text{ м}^3/\text{с}$	$N_{\text{м}}, \text{ Вт}$	$N_{\text{пн}}, \text{ Вт}$	$\Delta p_{\text{м}}, \text{ Па}$	$M_{\text{м}}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$N_{\text{м}}, \text{ Вт}$	$N_{\text{пм}}, \text{ Вт}$	
Машинное управление								
Переменная нагрузка на валу гидромотора								
Дроссельное регулирование								

Контрольные вопросы

1. Какие зависимости называются рабочими характеристиками гидрообъемной передачи?
2. Какие схемы машинного регулирования могут применяться в объемной гидropередаче?
3. Какая из схем машинного регулирования используется в экспериментальной установке?
4. Какими могут быть объемные гидropередачи по схеме циркуляции рабочей жидкости?
5. Каковы преимущества и недостатки каждой циркуляции рабочей жидкости?
6. Как проводятся испытания гидropередачи на экспериментальном стенде?

16. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ КОМПРЕССОРОВ

Общие сведения

Компрессоры предназначены для преобразования механической энергии двигателя в энергию сжатого газа, т. е. для сжатия газа (воздуха) [5].

По конструктивному признаку объемные компрессоры подразделяются на поршневые и ротационные.

Рабочий цикл поршневого компрессора состоит из фаз всасывания, сжатия газа и вытеснения его из цилиндра в напорную пневмолинию. В ротационных компрессорах эти фазы рабочего процесса происходят непрерывно при вращательном движении ротора.

В зависимости от конечного давления газа (воздуха) компрессоры подразделяются на вакуум-компрессоры, сжимающие разреженные газы до давления 0,3 МПа, компрессоры низкого давления (0,3–1,0 МПа), компрессоры среднего давления (1,0–10 МПа), компрессоры высокого давления (свыше 10 МПа).

Поршневые компрессоры

В зависимости от потребности в сжатом воздухе используются компрессоры различной конструкции, которые можно подразделить на следующие группы: непрямоточные одно- и двухцилиндровые одноступенчатого сжатия и трехцилиндровые двухступенчатого сжатия, прямоточные двух- и трехцилиндровые одноступенчатого сжатия.

В компрессорах с прямоточным движением воздуха впускной орган воздухораспределения расположен в зоне крайнего нижнего положения поршня (нижняя мертвая точка). При этом впускной воздух не следует за поршнем, а перемещается в одном направлении. У компрессора с непрямоточным движением воздуха оба органа воздухораспределения – впускной и выпускной – расположены в зоне крайнего верхнего положения поршня (верхняя мертвая точка). При этом впускной воздух следует за поршнем и совершает возвратно-поступательное движение. Различные схемы поршневых компрессоров, унифицированных по числу цилиндров, показаны на рис. 16.1–16.3.

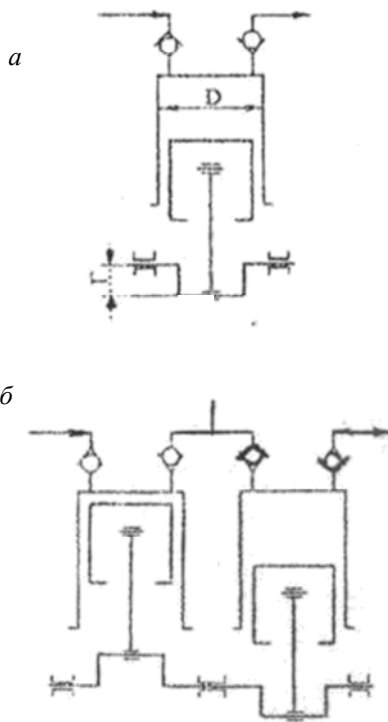


Рис. 16.1. Схемы одноступенчатого (а) и двухступенчатого (б) компрессоров с рядным расположением цилиндров

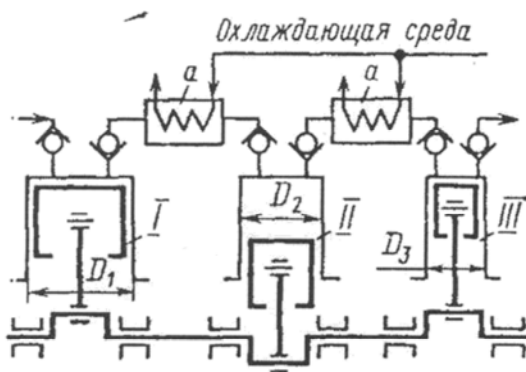


Рис. 16.2. Принципиальная схема поршневого трехступенчатого компрессора с рядным расположением цилиндров

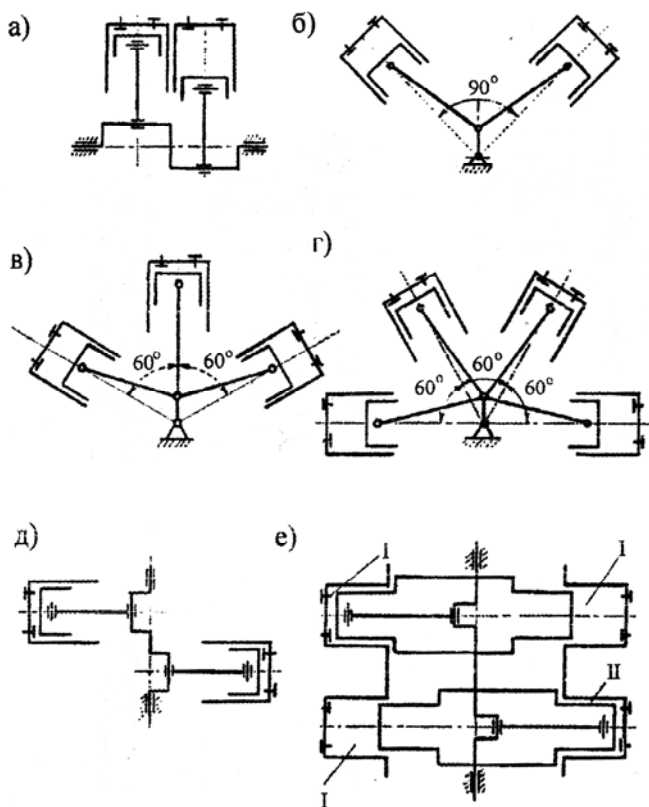


Рис. 16.3. Схемы поршневых компрессоров, унифицированных по числу цилиндров:
a – вертикальный с числом цилиндров 2; *б* – V-образный с числом цилиндров 2, 4, 6;
в – Ш-образный с числом цилиндров 4 и 8; *г* – X-образный с числом цилиндров 4 и 8;
д – оппозитивный с числом цилиндров 2, 4, 6, 8; *е* – оппозитивный двухрядный
с числом цилиндров в первой ступени – 3, во второй ступени – 1 (I, II – порядковые
номера ступеней сжатия)

Рабочий цикл поршневого компрессора состоит из четырех фаз, которые происходят за один оборот приводного вала:

– **всасывание** – поршень движется от верхней мертвой точки к нижней, создавая внутри цилиндра разрежение; впускной клапан открывается, и наружный воздух при постоянном давлении всасывания p_a заполняет цилиндр;

– **сжатие** – после достижения нижней мертвой точки поршень меняет направление движения на обратное и начинает сжимать воздух (газ) в цилиндре от давления атмосферного p_a , вследствие чего впускной клапан закрывается до давления, равного давлению в пневмосистеме p_c ;

– **нагнетание** – после достижения в цилиндре давления p_c открывается выпускной (нагнетательный) клапан, и сжатый воздух под действием поршня, движущегося от нижней к верхней мертвой точке, под этим давлением поступает в пневмосистему;

– **падение давления** – после достижения верхней мертвой точки поршень снова меняет направление движения; при этом вследствие увеличения объема (над поршнем) давление в цилиндре падает от p_c до p_a , после чего вновь начинается фаза всасывания.

Конструкция поршневого компрессора во многом подобна конструкции двигателя внутреннего сгорания и по аналогии с двигателем компрессор имеет шатунно-поршневой и клапанный механизмы, системы охлаждения, смазки и питания атмосферным воздухом, устройство привода и регулирования давления.

Шатунно-поршневой механизм компрессора включает следующие основные детали: один или несколько цилиндров; поршень с поршневыми кольцами и шатун, соединенные поршневым пальцем; коленчатый вал, подшипники которого установлены в картере компрессора.

Клапанный механизм состоит из автоматических клапанов, перемещающихся под действием давления воздуха в цилиндре и их пружин. В поршневых компрессорах обычно применяются плоские пластинчатые металлические клапаны: впускной и выпускной (нагнетательный). Седло впускного клапана бывает расположено в цилиндре или в головке блока, седло выпускного – в головке.

Все детали указанных механизмов компрессора, как правило, металлические: цилиндр изготавливается из чугуна, головка блока цилиндров, картер, поршень – чугунные или алюминиевые; шатун – стальной или алюминиевый; коленчатый вал – стальной или чугунный; клапаны, их пружины и седла, поршневой палец – стальные.

Питание компрессора атмосферным воздухом (газом) обязательно производится с очисткой через фильтр.

Охлаждение компрессора способствует:

- улучшению параметров рабочего цикла и повышению подачи компрессора, так как снижение температуры воздуха в цилиндре повышает его наполнение;

- снижению термонагруженности деталей компрессора, находящихся в контакте с нагретым сжатым воздухом (цилиндр, поршень, головка цилиндров, клапаны и их пружины и т. п.) и тем самым повышается долговечность этих деталей.

Система охлаждения компрессора может быть воздушной, жидкостной и смешанной. В первом случае охлаждение наиболее нагреваемых деталей компрессора (цилиндра и головки) осуществляется за счет наличия на их поверхности большого числа ребер. Во втором случае головка и верхняя часть цилиндра имеют водяные рубашки, в которые подается охлаждающая жидкость (вода, антифриз). При смешанном охлаждении головка охлаждается жидкостью, а цилиндр имеет ребра для воздушного охлаждения.

Эффективность жидкостного охлаждения значительно выше, чем воздушного. Вследствие этого поверхность теплоотдачи при воздушном охлаждении должна быть в 20–30 раз больше, чем при жидкостном. Так как достичь этого при существующих конструктивных ограничениях практически невозможно, температура компрессора с воздушным охлаждением на 20–50 °С выше, чем с жидкостным. Разница в температуре сжатого воздуха при этом 35–70 °С. В процессе смазки компрессора:

- уменьшается трение между движущимися деталями и тем самым снижается потребляемая компрессором мощность;

- уменьшается температура деталей компрессора, что особенно важно для цилиндра, поршня и поршневых колец;

- повышается (за счет масляной пленки) уплотнение между поршнем и цилиндром;

- детали компрессора защищаются от коррозии.

В поршневом компрессоре имеются различные виды трущихся подвижных соединений. Для них используют смазку под разбрызгивание из масляной ванны в картере или принудительную смазку, которая подается с помощью масляного насоса под давлением.

Для регулирования давления в пневмосистеме после повышения его до заданного уровня подача сжатого воздуха от компрессора отключается.

При наличии регулятора давления возможны три варианта отключения компрессора:

- соединение нагнетательной магистрали компрессора с атмосферой через открытый разгрузочный клапан регулятора;

- подача сжатого воздуха в размещенное на компрессоре разгрузочное устройство, которое прекращает сжатие воздуха в цилиндре путем принудительного открытия впускного или специального разгрузочного клапана;

- подача сжатого воздуха или электрического сигнала к муфте отключения компрессора, которая отсоединяет компрессор от приводного двигателя, и коленчатый вал компрессора перестает вращаться.

Ранее некоторое распространение имели компрессоры, не отключаемые совсем. У этих компрессоров степень сжатия была выбрана такой, что давление в цилиндре равнялось максимальному давлению в пневмосистеме, и при его достижении подача сжатого воздуха в систему прекращалась (один и тот же объем воздуха многократно сжимается и «мнется» в цилиндре). В этом случае не было необходимости в регуляторе, но компрессор работал постоянно в режиме нагрузки, что значительно снижало его долговечность и увеличивало расходы на техническое обслуживание.

Типовая конструкция поршневого двухцилиндрового компрессора показана на рис. 16.4.

Основные детали компрессора следующие: блок цилиндров 6, головка блока 10, картер 1, передняя 2, задняя 17 и нижняя 20 крышки. Коленчатый вал компрессора 19, вращающийся в шарикоподшипниках 5 и 15, шатунами 7 и поршневыми пальцами 9 соединен с поршнями 8. На переднем конце коленчатого вала установлен сальник 4, а на шпонке – шкив 3, который закреплен гайкой. Шкив 3 приводится в движение клиновидным ремнем от шкива, посаженного на вал вентилятора двигателя. На заднем конце коленчатого вала имеются уплотнитель 18 и гайка 16 для затяжки шарикоподшипника 15. В стенке блока цилиндров сделано отверстие для подачи воздуха в цилиндры, поступающего через впускные пластинчатые клапаны 21. В головке блока над каждым цилиндром ввернута пробка 11, в которую помещена пружина 12 нагнетательного клапана 13, посаженного на седло 14. Нижние головки шатунов разъемные и имеют регулировочные прокладки.

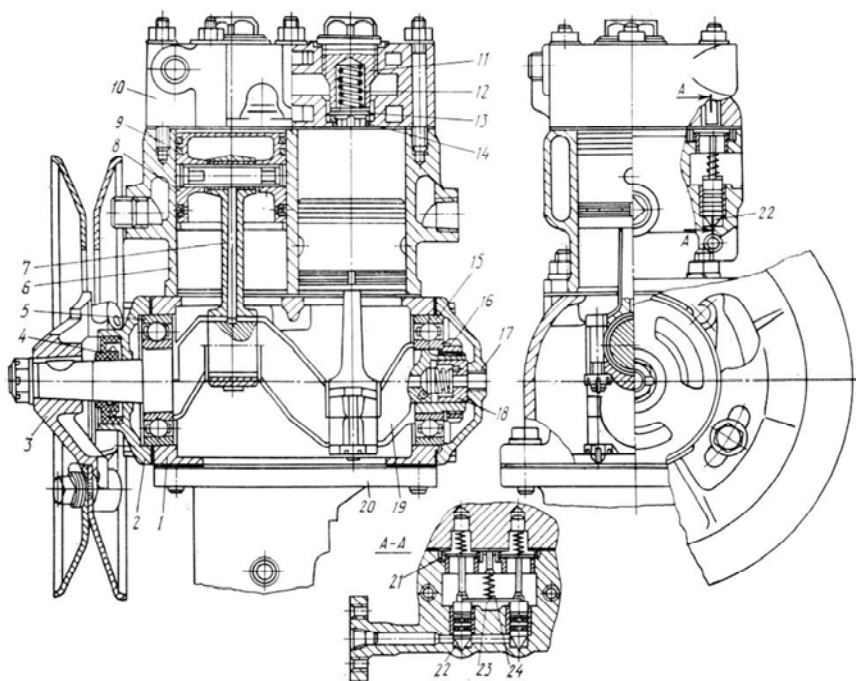


Рис. 16.4. Поршневой двухцилиндровый компрессор

Смазочная система компрессора – комбинированная. Масло из смазочной системы двигателя подводится по трубке внутрь коленчатого вала компрессора. Залитые антифрикционным сплавом шатунные подшипники смазываются принудительно, а остальные детали – разбрызгиванием масла. Из картера компрессора отработавшее масло по специальной трубке отводится в картер двигателя.

Компрессор имеет жидкостную систему охлаждения, связанную с системой охлаждения двигателя. При движении одного из поршней 8 вниз в цилиндре компрессора создается разрежение и воздух засасывается в него через воздухоочиститель двигателя и пластинчатый впускной клапан 21. При подъеме поршня воздух сжимается и через клапан 13 поступает в трубопровод, ведущий к воздушным баллонам (ресиверам), и далее в пневматическую систему. Затем этот процесс повторяется.

Давление сжатого воздуха в ресиверах ограничивается специальным разгрузочным устройством, снижающим затраты мощности двигателя на привод компрессора и повышающим долговечность последнего. Это устройство, работающее вместе с регулятором давления, состоит из помещенных под клапанами 21 двух плунжеров 22 с уплотнителями и толкателями. Соединяющее плунжеры коромысло 23 нагружено силой упругости пружины 24. Полость под впускными клапанами соединена трубопроводом с воздухоочистителем двигателя, а канал под плунжерами 22 – с регулятором давления.

Подача воздуха в ресиверы автоматически прекращается, когда давление воздуха в пневматической системе достигает 0,7–0,74 МПа. При этом сжатый воздух через регулятор давления поступает по каналу в блок цилиндров под плунжеры 22. Поднимаясь, плунжеры открывают впускные клапаны 21 цилиндров, в результате чего прекращается подача воздуха в пневматическую систему, так как он может свободно перетекать из цилиндра в цилиндр через полость под клапанами 21. Таким образом, компрессор автоматически переводится в режим холостого хода. Его работа при холостом ходе сопровождается некоторыми непроизводительными затратами мощности двигателя.

Рабочий объем (м^3) поршневого компрессора одноступенчатого сжатия определяется зависимостью

$$V_0 = \left(\pi d^2 / 4 \right) h i, \text{ м}^3, \quad (16.1)$$

где d и h – диаметр и ход поршня, м;

i – количество поршней.

С учетом степени заполнения λ цилиндров фактическая подача компрессора определяется по формуле

$$Q_{\text{эф}} = Q_1 \lambda = \left(\pi d^2 / 4 \right) \lambda n h i, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (16.2)$$

где n – частота вращения вала компрессора, с^{-1} .

Мембранные компрессоры

Мембранные компрессоры по своему устройству и принципу действия относятся к группе поршневых. Применяются мембран-

ные компрессоры двух типов: с приводом гибкой мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма и с гидроприводом.

На рис. 16.5 показан компрессор с приводом мембраны непосредственно от кривошипно-шатунного механизма.

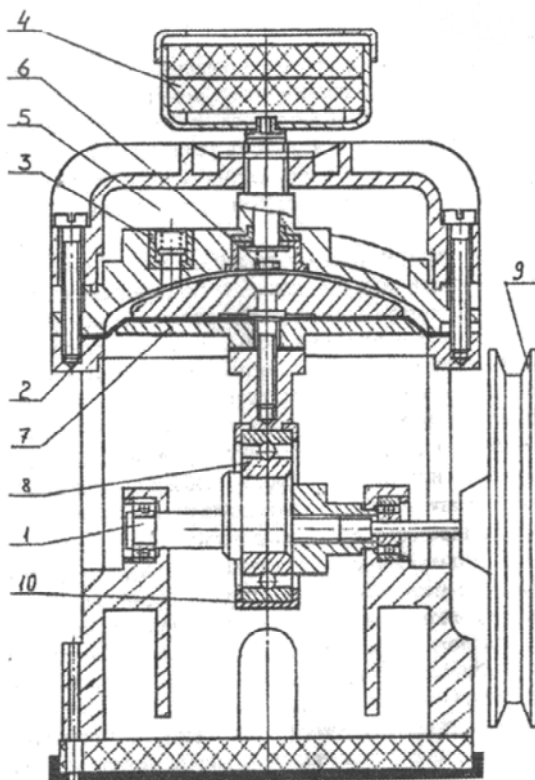


Рис. 16.5. Мембранный компрессор

Привод мембранных компрессоров с невысокой скоростью вращения вала осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателя, поэтому на конце коленчатого вала 1 установлен шкив 9. На валу с эксцентриситетом закреплен шариковый подшипник 8, внешнее кольцо которого установлено в шатуне 10. При вращении вала 1 шатун сообщает периодическое движение вверх и вниз грибку 7

с мембраной 2. Когда грибок опускается вниз, над мембраной создается разрежение и воздух через войлочный фильтр 4 и открывающийся всасывающий клапан 6 поступает в рабочую камеру. При ходе грибка вверх воздух сжимается и через нагнетательный клапан 3 поступает в камеру 5 компрессора и далее в воздухохоборник.

Такие компрессоры используют для сжатия газа в сравнительно небольших объемах до невысоких давлений (0,3 МПа).

Мембраны изготавливают из материалов, допускающих большое число циклов нагружения при относительно больших прогибах, например из прорезиненной ткани или просто резины.

В мембранных компрессорах с гидроприводом прогиб металлической мембраны происходит под действием возвратно-поступательного перемещения столба жидкости, на который воздействует через кривошипно-шатунный механизм поршень цилиндра гидропривода. Поскольку площадь поверхности мембраны и масса металлического блока относительно велики, происходит интенсивное охлаждение сжимаемого газа (воздуха). При малом относительном объеме мертвого пространства камер это позволяет достичь высокой степени сжатия в каждой ступени. Например, для достижения давления газа в 100 МПа достаточно всего трех ступеней сжатия.

Металлические мембраны работают в пределах упругих деформаций, их долговечность относительно невысока (500–1 500 ч), что является недостатком рассматриваемых компрессоров.

Мембранные компрессоры применяют в тех случаях, когда предъявляются жесткие требования к чистоте сжимаемого газа (не допускается присутствие паров масла, воды, пыли и т. п.). Кроме того, при полной герметичности камеры сжатия позволяет применять мембранные компрессоры для сжатия таких газов, как кислород, фтор, хлор, закись азота и др.

Ротационные компрессоры

Компрессоры с вращающимися поршнями принято называть ротационными. Рабочие органы таких компрессоров состоят из неподвижного корпуса, вращающегося ротора и подвижных замыкателей различной формы. По своему устройству ротационные компрессоры можно разделить на пластинчатые, роторные и винтовые. Рассмотрим конструктивные особенности и принцип действия этих компрессоров.

В корпусе пластинчатых компрессоров (рис. 16.6, а) эксцентрично на валу установлен ротор, в пазах которого расположены пластины. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил выходят из пазов и прижимаются к цилиндрической поверхности корпуса, образуя подвижные камеры, заполняемые воздухом через всасывающую пневмолинию вследствие разрежения. При дальнейшем вращении ротора объем камер постепенно уменьшается вследствие перемещения пластин внутрь ротора, происходит сжатие находящегося в них воздуха (газа), который под давлением выталкивается через выпускное окно в напорную пневмолинию.

Схема компрессора с закрепленными пластинами показана на рис. 16.6, б. Его особенность заключается в том, что пластины устанавливаются в центре корпуса (статора) на индивидуальных подшипниках с неподвижной осью и приводятся в движение эксцентрично расположенным ротором. В местах сочленения пластин с ротором установлены сухари, позволяющие пластине скользить и поворачиваться относительно ротора.

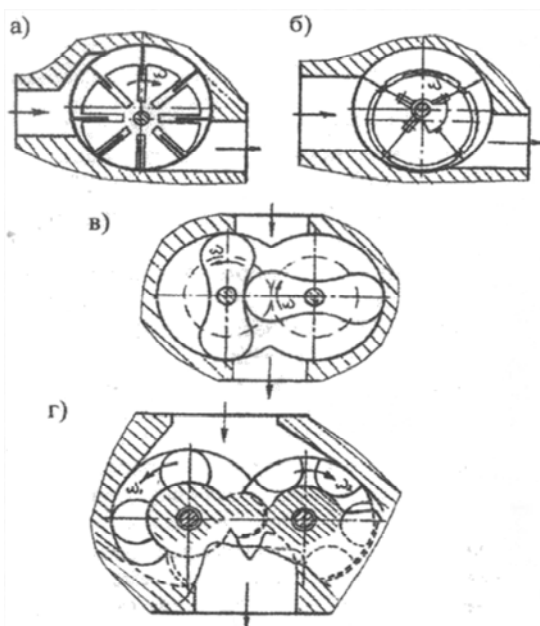


Рис. 16.6. Кинематические схемы ротационных компрессоров

Основными преимуществами ротационно-пластинчатых компрессоров в сравнении с поршневыми являются: простота конструкции, отсутствие клапанов, возвратно-движущихся деталей, малая масса, равномерность подачи. Недостатки пластинчатых компрессоров: относительно большая перетечка газа, вследствие чего снижается коэффициент подачи и КПД; значительные механические потери мощности; требуется обильная смазка рабочих органов пневмомашины; высокая степень загрязнения сжимаемого газа маслом.

В одноступенчатом ротационно-пластинчатом компрессоре степень повышения давления ϵ не превышает 2,5–4. Для получения более высоких значений ϵ прибегают к многоступенчатому сжатию газа с промежуточным его охлаждением.

Процесс сжатия в пластинчатом компрессоре такой же, как и в поршневом. Теоретическая объемная подача этого компрессора определяется по формуле

$$Q_T = 2e(\pi D - zS)bn, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (16.3)$$

где e – эксцентриситет ротора относительно статора, м;

D – наружный диаметр ротора, м;

z – количество пластин;

S – толщина пластин, м;

b – ширина ротора, м;

n – частота вращения ротора, с^{-1} .

Фактическая объемная подача компрессора пластинчатого типа:

$$Q_{\text{эф}} = 2e[K_0(\pi D - zS)]bn, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (16.4)$$

где K_0 – коэффициент подачи ($K_0 = 1 - (0,05 \dots 0,1)e$).

В существующих конструкциях ротационно-пластинчатых машин обычно $2e = (0,114 \dots 0,14)D$; $b = (1,6 \dots 2)D$; $z = 20 \dots 30$; $S = 1 \dots 3$ мм (пластины из стали) или $S = 6 \dots 12$ мм (пластины из пластмассы).

Ротационно-пластинчатые компрессоры применяют главным образом для создания вакуума, а также для подачи сжатого воздуха низкого и среднего давлений.

В роторно-шестеренном компрессоре (воздуходувке) (рис. 16.6, в) синхронное вращение роторов обеспечивается с помощью специальной передачи, исключающей их соприкосновение. Воздух, заполняющий полости со стороны всасывания, переносится на сторону нагнетания без сжатия. Поэтому такого типа компрессоры не могут обеспечивать высокую степень повышения давления.

В винтовом компрессоре (рис. 16.6, г) внутреннее сжатие воздуха обеспечивается путем применения спиральных роторов с диагональным расположением окон всасывания и нагнетания. В процессе увеличения объема смежных впадин (при вращении роторов) создается разрежение, и они заполняются газом (воздухом), поступающим из всасывающего патрубка. При дальнейшем вращении роторов торцовые кромки впадин перекрывают всасывающее окно. До сообщения с нагнетательным окном объем пары смежных впадин уменьшается в результате входа зуба одного ротора во впадину другого, и газ сжимается.

Рабочий процесс в ротационном компрессоре основан на принципе уменьшения геометрического объема полости сжатия. Распределение газа (воздуха) в ротационном компрессоре принудительное и осуществляется непосредственно основными рабочими органами, кромки которых перекрывают всасывающее и нагнетательное окна.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются компрессоры?
2. Как устроен и работает поршневой компрессор одноступенчатого и многоступенчатого сжатия?
3. Какие поршневые компрессоры относятся к группе прямооточных, а какие к группе непрямоточных?
4. Из каких фаз состоит рабочий цикл поршневого компрессора?
5. Какие механизмы включает в себя поршневой компрессор?
6. Для чего необходимо охлаждение поршневого компрессора?
7. Какие бывают виды охлаждения поршневого компрессора?

8. Какой эффект в работе поршневого компрессора достигается применением смазки?

9. Какие преимущества мембранного компрессора по сравнению с поршневым?

10. Каким образом регулируется подача компрессора?

11. Как устроен и работает мембранный компрессор и в каких случаях целесообразно его применение?

12. Какие типы компрессоров называют ротационными?

13. Как устроены и работают компрессоры пластинчатого типа с подвижными и закрепленными пластинами?

14. Как работает роторно-шестеренный компрессор?

15. Как работает винтовой компрессор?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Орлов, Ю. М. Объемные гидравлические машины: конструкция, проектирование, расчет / Ю. М. Орлов. – М. : Машиностроение, 2006. – 222 с.
2. Сафонов, А. И. Объемные гидро- и пневмомашин: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта / А. И. Сафонов, М. И. Жилевич. – Минск : БНТУ, 2010. – 53 с.
3. Голубев В. И. Испытания гидравлических устройств: учебное пособие / В. И. Голубев, П. В. Могильников. – М. : Издательство МЭИ, 2006. – 68 с.
4. Лагереv, А. В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники: учебное пособие для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование направления «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» / А. В. Лагереv. – Брянский государственный технический университет. – Брянск : Издательство БГТУ, 2006 – 223 с.
5. Богдан, Н. В. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: теория, конструирование и расчет автотракторного компрессора: учебное пособие для вузов по специальности «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин» / Н. В. Богдан. – Минск : БГПА, 2001. – 109 с.
6. Автоматизация в промышленности: Практикум: в 4 ч. Пневмоавтоматика и гидроавтоматика / Е. В. Пашков [и др.]; под ред. Е. В. Пашкова. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – Ч. 1. – 156 с.

Учебное издание

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ И ПЕРЕДАЧИ

Пособие

для студентов специальности 6-05 0715-04
«Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин
и оборудования»

С о с т а в и т е л и:

ФИЛИПОВА Людмила Геннадьевна
МАКОВСКАЯ Ирина Антоновна
ЧИКИЛЕВСКИЙ Ярослав Александрович

Редактор *Е. В. Герасименко*

Компьютерная верстка *А. В. Степанкиной*

Подписано в печать 10.10.2025. Формат 60×84 $\frac{1}{16}$. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 6,51. Уч.-изд. л. 4,40. Тираж 50. Заказ 722.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.