

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2009

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73
О-29

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 30.03.2009 г.)*

Составитель: *Ю. А. Андреев*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
Г. В. Петришин

Объемные гидро-и пневмомашин : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / сост. Ю. А. Андреев. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 47 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены конструктивные разновидности объемных гидромашин, общие сведения, описание экспериментальных установок, методики проведения экспериментов и обработки опытных данных.
Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения

УДК 621.22(075.8)
ББК 31.56я73

© Андреев Ю. А., составление, 2009
© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2009

ЧАСТЬ I. Изучение конструкций объемных гидромашин

При выполнении этих лабораторных работ необходимо:

- получить от преподавателя объемную гидромашину;
- демонтировать гидромашину;
- зарисовать основные детали машины (по выбору преподавателя) на формате А4, проставляя все размеры;
- собрать объемную гидромашину.

1. Лабораторная работа №1 Насосы радиально-поршневые нерегулируемые

1.1. Общие сведения

Радиально-поршневые нерегулируемые насосы типа **Н** (рис. 1.1) предназначены для нагнетания чистого минерального масла вязкостью 21 – 400 сСт при температуре 10 – 50°С в гидравлические системы станков, прессов, подъемников и других машин.

1.2. Устройство и принцип действия

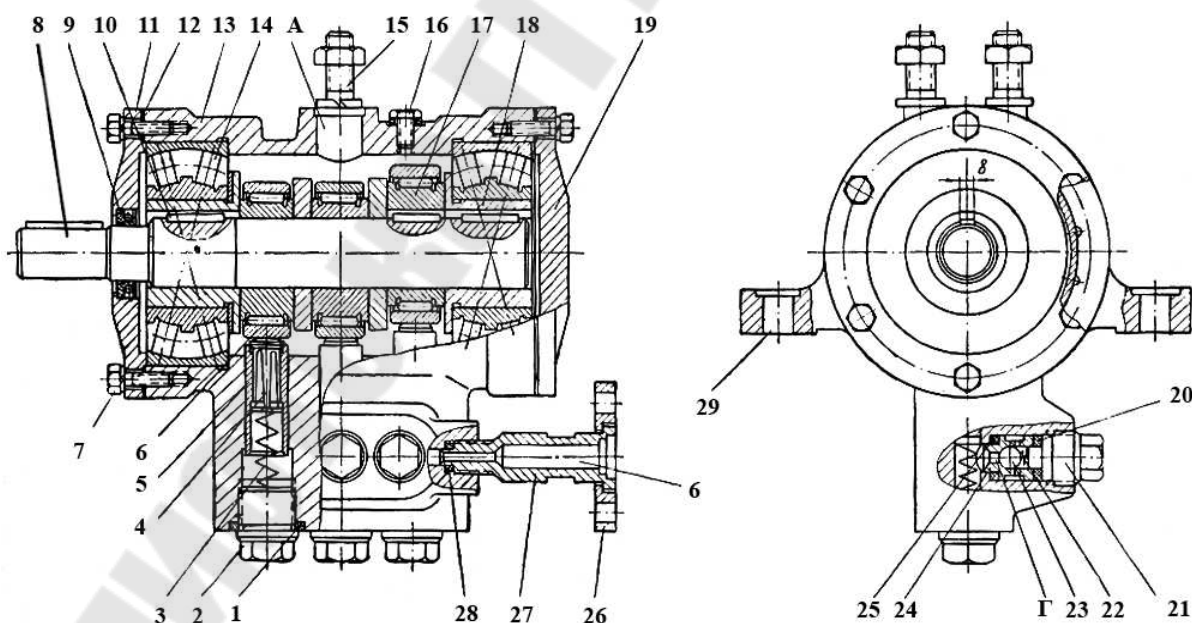


Рис. 1.1 – Насос радиально-поршневой нерегулируемый **Н-400**

Чугунный корпус **13** вместе с крышками **11** и **19** образует картер насоса, который заполняется маслом из бака. Корпус имеет отверстия

29 под болты для крепления насоса к кронштейну или к плите. Крышки прикреплены к корпусу винтами **7**. Места соединений крышек с корпусом уплотнены бумажными прокладками **12**. В расточках корпуса помещены роликоподшипники **14**, в которых во втулках **18** вращается приводной вал **8** с насаженными на него эксцентриками **17**. Втулки и эксцентрики закреплены на валу шпонками **10**. Для устранения трения скольжения между эксцентриками и клапанами на каждый эксцентрик на иглах посажена стальная закаленная обойма **6** таким образом, что каждый эксцентрик с обоймой представляет собой игольчатый подшипник, передающий давление на тарелку поршня.

В расточках корпуса размещены комплекты поршней. Каждый комплект состоит из полого поршня **5**, в котором перемещается всасывающий клапан **4**, и пружины **3**. Поршень имеет седло, к которому при нагнетании масла обойма эксцентрика прижимает клапан. На клапан и поршень действует пружина, постоянно прижимающая клапан к обойме. Расточки под поршни в корпусе закрыты резьбовыми пробками **2** с прокладками **1** из меди. В корпусе имеется пробка **16** для выпуска воздуха. Против каждого поршня, перпендикулярно к нему, размещен обратный клапан.

Насосы типа **Н** работают с подпором на всасывании. Масло под давлением из бака (или от другого вспомогательного насоса) поступает через отверстие **А** в картер, в котором вращается вал с тремя эксцентриками, смещенными друг относительно друга на угол 120° .

При постепенном переходе эксцентрика из нижнего положения в верхнее пружина, прижимающая всасывающий клапан к обойме эксцентрика, выдвигает его из поршня до упора в кольцевой выступ, образованный разностью внутренних диаметров поршня. При этом между клапаном и его седлом в поршне образуется кольцевой зазор $2\text{--}2,5$ мм, через который масло из картера поступает в камеру поршня. При дальнейшем уменьшении эксцентриситета пружина выдвигает одновременно клапан и поршень на величину, равную двойному эксцентриситету, – происходит всасывание. При изменении знака эксцентриситета кулачек переходит из крайнего верхнего положения и начинает давить на обойму. Преодолевая сопротивление пружины, он прижимает клапан к седлу в поршне и закрывает вход в камеру, после чего начинается процесс нагнетания.

Масло из камеры поршня поступает в отверстие **Г** обратного клапана, отжимает шарик, преодолевая сопротивление пружины, и далее через канал **Б** выходит в гидросистему. Таким образом, полный ход

поршня равен двойной величине эксцентриситета, уменьшенной на величину зазора между клапаном и его седлом в поршне, т. е. на 2–2,5 мм.

Насосы типа **Н** имеют один или два ряда поршней. При двухрядной системе поршни расположены в горизонтальной плоскости и каждый из эксцентриков вала приводит в действие одну пару поршней, расположенных друг против друга.

Камеры клапанов соединены между собой сверлением. Клапан состоит из корпуса **24** с отверстиями для прохода масла, шарика **23** и пружины **22**. Корпус клапана прижат к корпусу насоса пробкой **21**, стыки уплотнены прокладками **20** и **25** из красной меди.

Нагнетательный трубопровод крепится к насосу при помощи штуцера **27** с фланцем **26**, который уплотняется прокладкой **28**.

Для крепления трубопровода подвода масла служат шпильки **15**. Носок вала **8** уплотняется в крышке насоса манжетой **9**.

1.3. Основные технические параметры насоса

Номинальная производительность (подача), л/мин	5
Номинальное давление, МПа	20
Частота вращения вала насоса, об/мин	1450
Потребляемая мощность при номинальных величинах подачи и давления, кВт	2,8
Направление вращения ведущего вала насоса	Правое и левое
Масса, кг	13,5

Лабораторная работа №2

Роторные аксиально-поршневые гидромашины

2.1. Аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным наклонным диском

2.1.1. Общие сведения. Назначение

Гидромоторы (рис. 2.1) предназначены для осуществления вращательного движения исполнительных органов различных гидрофицированных машин и механизмов, где требуется широкий диапазон изменения частоты вращения, реверсирование, частые включения и т.п. Применяются в приводах металлорежущих и деревообрабатывающих станков, термопластавтоматов, автоматических линий и др., в том числе в приводах с ЧПУ, в следящих и шаговых приводах.

2.1.2. Устройство и принцип действия

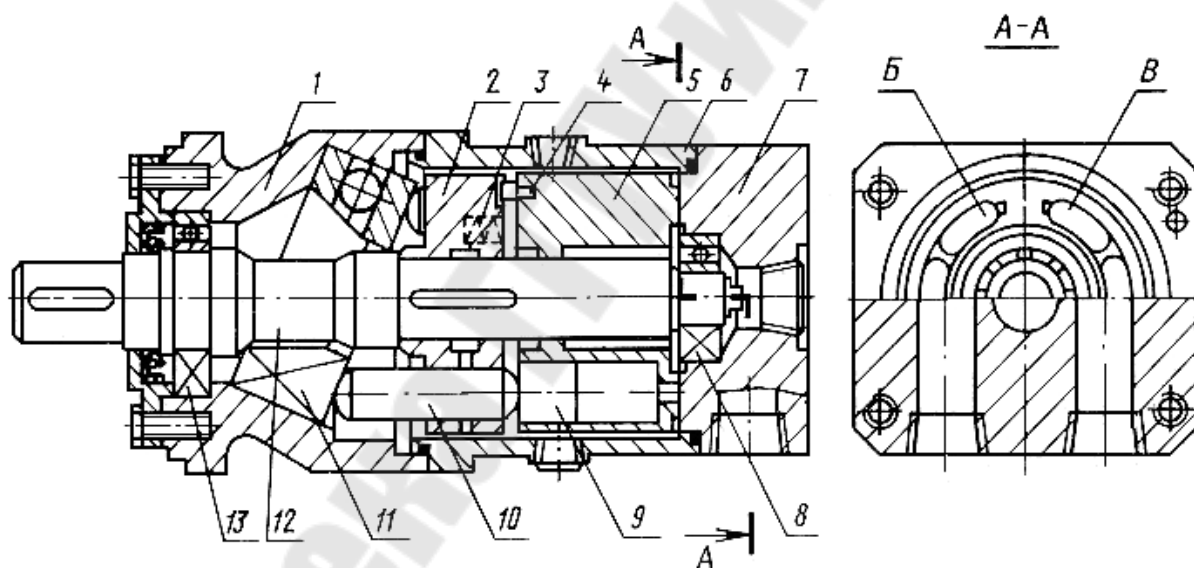


Рис. 2.1. – Мотор аксиально-поршневой нерегулируемый типа Г 15-2...Н

Гидромотор состоит из корпуса **1** (рис. 2.1), в расточках которого расположен упорный подшипник **11**, опорного диска **7**, корпуса **6**, вала **12**, установленного в подшипниках **8** и **13**. На валу на шпонке расположен барабан **2** с толкателями **10** и пружинами **3**, которые прижимают ротор **5** с поршнями **9** к диску **7**. Ротор посажен на центрирующий поясок вала **12** и синхронизируется с барабаном **2** поводком **4**.

Рабочая жидкость под давлением поступает по каналам (пазам **Б** или **В**) опорного диска в поршневые камеры гидромотора. Усилие, создаваемое давлением рабочей жидкости на поршни, передается через

толкатели на упорный подшипник. Тангенциальная составляющая этого усилия приводит барабан (а следовательно, и вал ротора) во вращение. Отработанная рабочая жидкость поступает по соответствующим каналам опорного диска в сливную магистраль. Перед запуском гидромотора необходимо заполнить рабочей жидкостью его корпус: при работе в горизонтальном положении – выше средней линии, при работе в вертикальном положении – полностью. В качестве рабочей жидкости следует применять минеральное масло вязкостью 15-200 сСт. Температура масла от 10 до 65 °С. Направление и частота вращения гидромотора меняются путем изменения направления и величины потока жидкости.

2.1.3. Основные технические параметры моторов типа Г 15-2...Н

Рабочий объем, см ³	11,2...160
Давление на входе, ном/макс, МПа	6,3/12,5
Номинальная частота вращения вала, об/мин	960
Номинальная производительность, л/мин	10,75...153,6
Крутящий момент, Н·м	8...128
КПД (%) гидромеханический/полный	0,89/0,87
Номинальная полезная мощность, кВт	0,8...12,8
Масса, кг	4,7...40

2.2. Аксиально-поршневой насос-мотор с наклонным блоком цилиндров МН 250/100

2.2.1. Общие сведения

Аксиально-поршневой нерегулируемый насос-мотор типа МН 250/100 представляет собой объемную гидромашину роторного типа с двойным несилковым синхронным карданным валом, с наклонным блоком цилиндров и плоским торцовым распределителем. Вытеснитель рабочей жидкости выполнен в виде поршня, кинематически связанного шатуном с опорным фланцем вала гидромашин. Конструкция и общий вид насоса-мотора показаны на рис. 2.2.

2.2.2. Устройство и принцип действия

При работе в режиме насоса вращательное движение от вала *1* через карданный вал *3* передается блоку цилиндров *4*. Поршни *10*, взаимодействуя с шатунами *11*, совершают возвратно-поступатель-

ные движения, последовательно осуществляя такты всасывания и нагнетания.

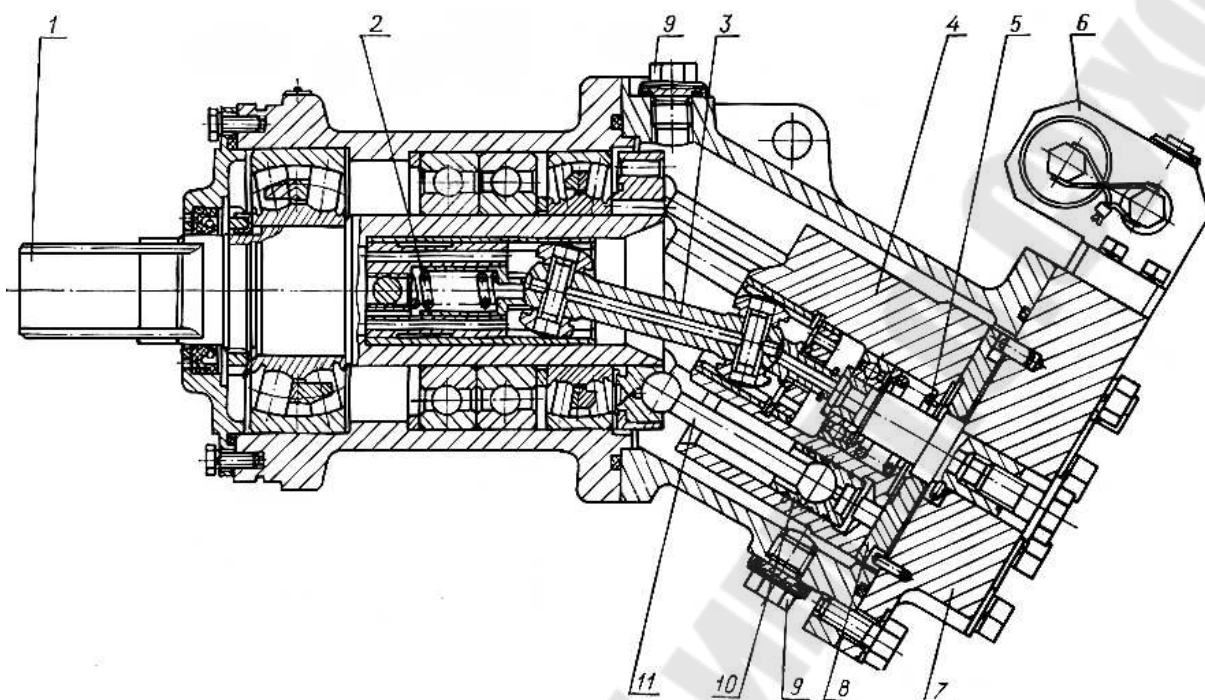


Рис. 2.2. – Насос - мотор аксиально-поршневой типа МН 250/100

При работе в режиме гидромотора рабочая жидкость из напорной линии гидросистемы поступает в отверстие крышки 7 и через окно торцового распределителя подается в камеры блока цилиндров, создавая на поверхностях поршней 10 силы гидростатического давления. Силы давления через шатуны 11 передаются фланцу вала 1. Окружные составляющие этих сил создают крутящий момент на валу и приводят его во вращение. Часть крутящего момента карданным валом 3 передается блоку цилиндров 4, обеспечивая синхронное вращение вала и блока, цилиндров. Утечки рабочей жидкости из внутренней полости насоса-мотора отводятся через дренажные отверстия, заглушённые пробками 9. Предварительный осевой поджим карданного вала и блока цилиндров осуществляется пружинами 2 и 5. Защита машины от перегрузки давлением обеспечивается предохранительным клапаном, размещенным в клапанной коробке 6.

2.2.3. Основные технические параметры насосов типа МН 250/100

Режим	Насоса	Мотора
Давление нагнетания (ном/макс), МПа:	10,0 / 16,0	—
Давление на входе (избыточное), Па	$5 \cdot 10^3$	—

Максимальное давление дренажа, МПа		0,05
Рабочий объем, см ³		250
Частота вращения вала, об/мин		
номинальная	1000	1500
максимальная	1500	1500
минимальная	300	1,5
Номинальная подача или расход, л/мин	245	380
Номинальный крутящий момент, Н·м	—	380
Номинальная мощность, кВт		
затраченная	43	—
эффективная	—	58
Коэффициент полезного действия, %		
объемный	97	—
механический	—	0,95
полный	0,92	0,92

Данные приведены при работе на минеральном масле вязкостью 10.....280 сСт при температуре масла. 45.....50 °С. При давлении на всасывании 0,4 МПа.

Лабораторная работа №3 Шестеренные гидромашины

3.1. Шестеренный насос типа Г 11-2...

3.1.1. Общие сведения. Назначение

Шестеренные насосы (рис.3.1) предназначены для нагнетания чистого минерального масла в гидравлические системы металлорежущих станков, прессов и других машин, работающих в закрытых помещениях при температуре масла 10 – 50 °С и номинальном давлении 2,5 МПа. Рекомендуется применять масло индустриальное И-20 или И-30. Эти не реверсируемые насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции.

3.1.2. Устройство и принцип действия

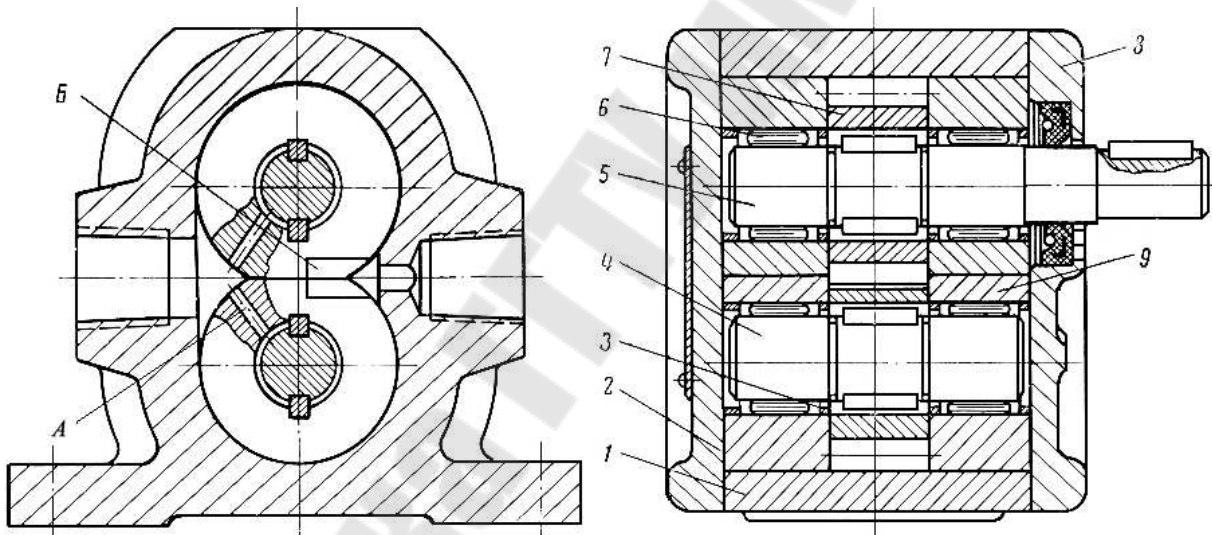


Рис. 3.1. – Шестеренный насос типа Г 11-2...

Шестеренчатый насос имеет две стальные закаленные шестерни 7, закрепленные шпонками по скользящей посадке на ведущем 5 и ведомом 4 валиках. Осевые перемещения шестерен ограничиваются пружинными кольцами 3. Оба валика вращаются на свободных игольчатых роликах 6. Наружными кольцами каждого подшипника служат стальные закаленные втулки 9, монтируемые в соответствующей расточке чугунного корпуса 1 насоса. Корпус имеет лапы с четырьмя отверстиями для крепления болтами. С торцов корпус закрыт чугунными крышками 2 и 8. Для разгрузки уплотнения приводного вала от избыточного давления во втулках имеются сверления А, соединяющиеся с камерой всасывания. Для пре-

дотвращения запираания масла во впадинах между зубьями на торцовых поверхностях втулок **9** предусмотрены разгрузочные канавки **Б**.

При вращении шестерен камера всасывания, расположенная со стороны выхода зубьев из зацепления, увеличивается и заполняется маслом, а камера нагнетания, находящаяся со стороны входа зубьев в зацепление, уменьшается, вытесняя масло из впадины между зубьями.

3.1.3. Основные технические параметры насосов типа Г 11-2...

Производительность, л/мин	12...70
Номинальное давление, МПа	2,5
Число оборотов, об/мин	1450
Потребляемая мощность, кВт	0,9...3,9
Объемный КПД	0,76...0,85
Масса, кг	6,2...15

3.2. Шестеренные насосы типа НШ -32

3.2.1. Общие сведения. Назначение

Шестеренные насосы НШ-32 (рис. 3.2) предназначены для нагнетания чистого минерального масла в гидравлические системы тракторов и строительно-дорожных машин. Рекомендуется применять масла из ряда ИГП-38...ИГП50А. Производительность насосов нерегулируемая, направление потока масла постоянное. Эти реверсируемые насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции.

3.2.2. Устройство и принцип действия

Насосы НШ-32 (рис. 3.2) состоят из алюминиевого корпуса **1**, в расточках которого помещены ведущая **10** и ведомая **4** шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки **2** и **11**. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности.

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен, которая в зависимости от давления нагнетания происходит следующим образом. Масло из камеры нагнетания по каналу поступает в полость **А** между подвижными втулками и крышкой **8** и стремится поджать втулки

к торцам шестерен, ликвидируя зазор между ними. Со стороны зубьев на втулки также давит масло, но на меньшей площади. Таким образом, результирующее усилие, которое прижимает втулки к торцам шестерен, превосходит отжимающее усилие, сохраняя смазочную пленку. Давление масла со стороны зубьев шестерен неравномерно. Во избежание перекосов втулок вследствие неравномерной нагрузки часть их торцевой площади изолирована от действия поджимающего давления резиновым уплотнением **13**, направляемым пластинкой **14**. Вытекание масла из полости **A** предотвращается уплотнительными кольцами **9** и **3**.

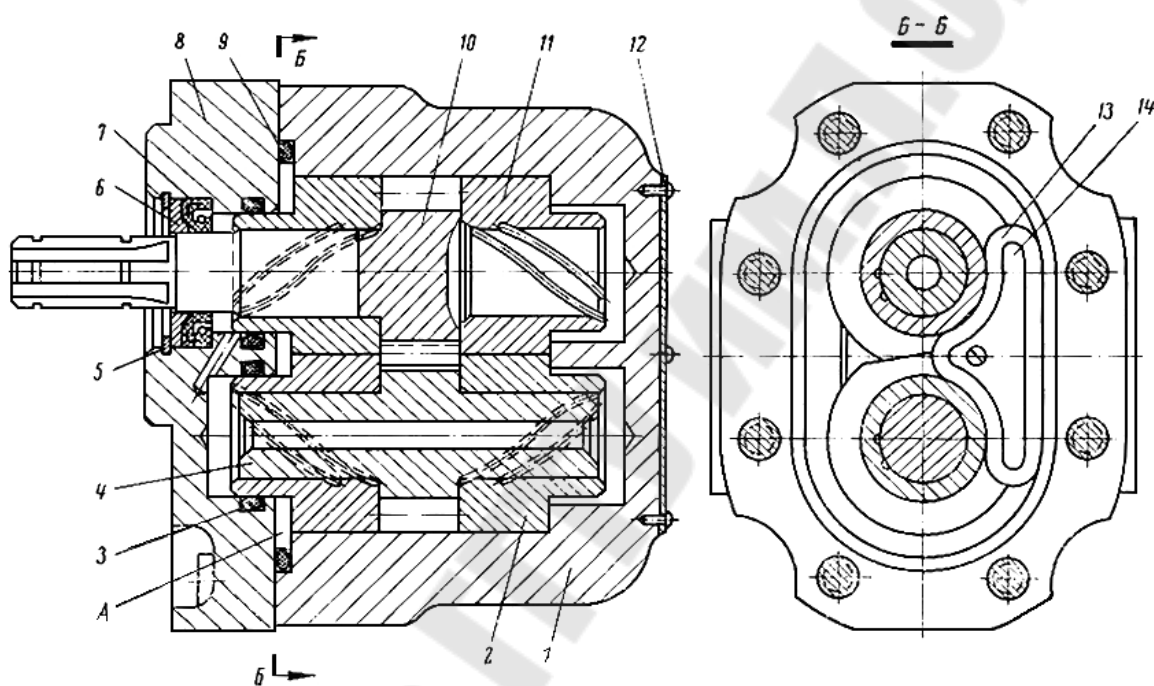


Рис. 3.2. – Шестеренный насос НШ-32

Масло, проникающее через зазоры внутри насоса и через подшипники, отводится системой каналов в полость всасывания. Приводной конец вала ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой **7**, закрепленной упорным **6** и стопорным **5** кольцами. Направление вращения приводного вала показано на табличке **12**. Крепление насоса фланцевое.

3.2.3. Основные технические параметры насоса НШ - 32

Рабочий объем, см ³	31,7
Номинальное/максимальное давление, МПа	10/13,5
Число оборотов, об/мин	1100...1650
Объемный КПД	0,92
Масса, кг	6,7

3.3. Шестеренные насосы с внешним зацеплением

3.3.1. Общие сведения. Назначение

Отличительной особенностью шестеренных насосов внутреннего зацепления является чрезвычайно низкий уровень шума, поэтому они находят применение, прежде всего в стационарных машинах (прессах, станках и т.п.), а также в мобильных установках, работающих в закрытых помещениях (электропогрузчики и т.п.).

3.3.2. Устройство и принцип действия

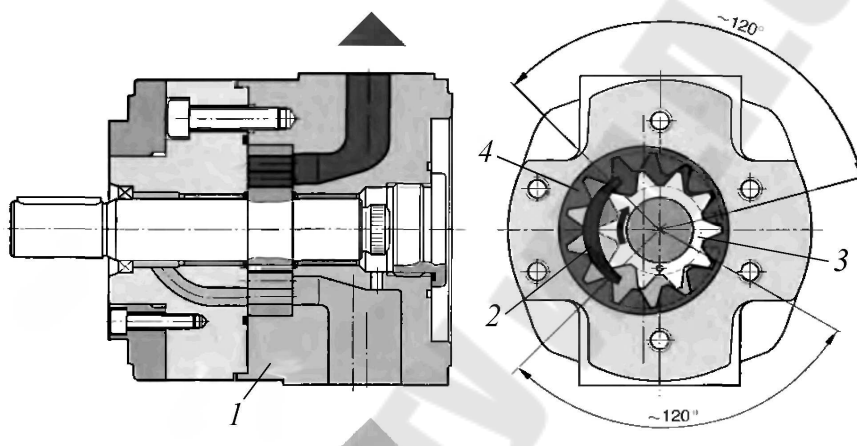


Рис. 3.3 – Схемы насосов с шестернями внутреннего зацепления

Вращающийся зубчатый ротор 3 (рис. 3.3) расположен в корпусе 1 и соединен с приводным двигателем и зацепляется с полым зубчатым колесом 4. Всасывание происходит на угле поворота 120° , поэтому объем заполняется относительно медленно, что определяет малозумность насоса и отличные всасывающие характеристики. Серповидный разделитель 2 отделяет всасывание от нагнетания. В данных насосах практически не имеется запираемых объемов, благодаря чему улучшается заполнение рабочих камер жидкостью и снижается пульсация подачи и давления, уровень шума при работе насоса. Число зубьев внутренней шестерни (с внешними зубьями) обычно на 2–3 зуба меньше, чем кольцевой шестерни.

3.3.3. Основные технические параметры

Рабочий объем, см ³	3...250
Рабочее давление, МПа	30
Частота вращения, об/мин	500...300

Лабораторная работа №4 Пластинчатые гидромашины

4.1. Пластинчатые насосы типа БГ12-2...М

4.1.1. Общие сведения. Назначение

Насосы пластинчатые с постоянным рабочим объемом изготавливаются в однопоточном (рис. 4.1) исполнении и предназначены для нагнетания в гидравлические системы машин рабочей жидкости одним потоком, постоянным по величине и направлению. Гидравлически разгруженные сдвоенные пластины обеспечивают высокую долговечность насосов.

Применяются насосы в гидравлических системах станков, литейного, сварочного оборудования, прессов и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях, где требуемая величина давления не превышает 12,5 МПа.

4.1.2. Устройство и принцип работы

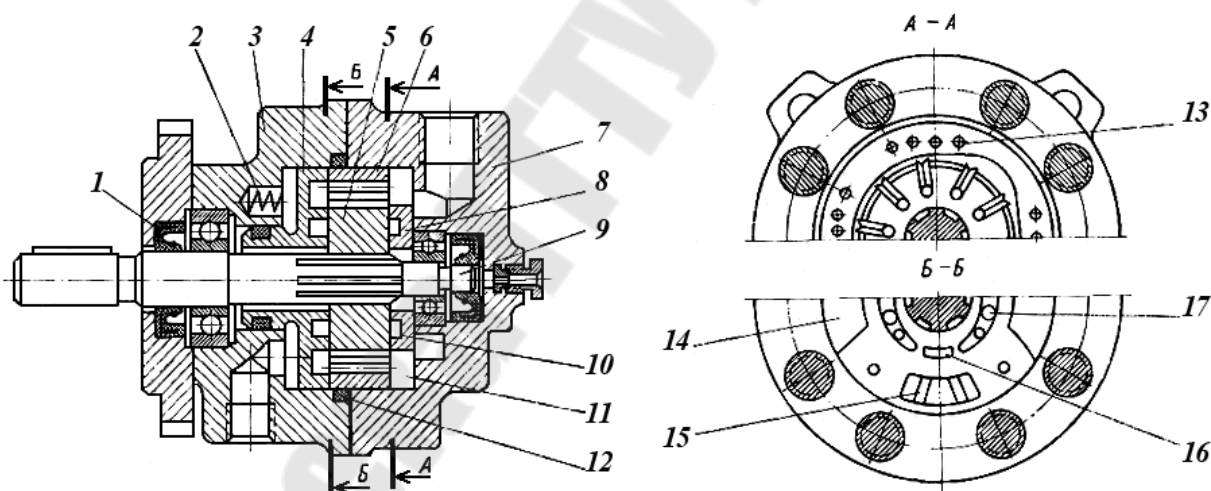


Рис. 4.1. – Пластинчатый насос двойного действия типа БГ 12 – 2...М

В чугунном корпусе 3 и крышке 7 смонтирован статор 6, имеющий внутри криволинейную поверхность, по которой скользят десять сдвоенных лопаток, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора 5.

Ротор посажен на шлицы вала 9, свободно вращающегося в подшипниках. Для распределения потоков масла и уплотнения торцов ротора и статора служат стальные диски – плоский 8 и с шейкой 4. Плоский диск имеет два основных окна 11 и два вспомогательных 10 для всасывания масла под лопатки.

Для увеличения площади всасывающих окон они соединяются отверстиями **13** статора с глухими основными **15** и вспомогательными **16** всасывающими окнами диска с шейкой, за счет чего обеспечивается всасывание масла с двух сторон ротора.

Диск с шейкой **4** (плавающего типа) имеет, кроме того, основные окна **14** для нагнетания масла и вспомогательные **17** для подачи масла под лопатки. Плоский диск **8** имеет глухие основные и вспомогательные окна (на рисунке условно не показаны), которые расположены с обеих сторон ротора и обеспечивают разгрузку ротора от давления масла в осевом направлении. Прижим пластин к статору в зоне всасывания осуществляется за счет центробежной силы. При запуске насоса первоначальный прижим диска **4** обеспечивается тремя пружинами **2**, а при работе насоса диск прижимается давлением масла.

Насос работает следующим образом. При вращении ротора **5** пластины под действием центробежной силы всегда прижаты к внутренней поверхности статора. Каждая пластина перемещается в пазах ротора в соответствии с профилем внутренней поверхности статора **6**.

Каждая из камер между двумя соседними пластинами во время соединения с окнами всасывания **11** увеличивает свой объем и заполняется маслом, а пространство под лопатками – через окна **10**. Эта камера во время соединения с окнами нагнетания **14** уменьшает свой объем, вытесняя масло в полость нагнетания. За один оборот ротора производится два полных цикла всасывания и нагнетания масла. Благодаря диаметрально противоположному расположению камер нагнетания и всасывания нагрузка на ротор **5** от давления масла со стороны полостей нагнетания уравнивается, и вал насоса передает только крутящий момент. Для предотвращения утечек масла по валу **9** насоса во фланце установлена манжета **1** из маслостойкой резины. Стык между корпусом и крышкой уплотняется круглым кольцом **12** из маслостойкой резины.

Насос может быть установлен в горизонтальном, вертикальном положении над уровнем масла и с погружением в него. Последнее обеспечивает более благоприятные условия работы, но затрудняет наблюдение при эксплуатации.

4.1.3. Основные технические параметры

Параметр	Типоразмер								
	БГ12 – 21АМ	БГ12 – 21М	БГ12 – 22АМ	БГ12 – 22М	БГ12 – 23АМ	БГ12 – 23М	БГ12 – 24АМ	БГ12 – 24М	БГ12 – 25АМ
Номинальная подача, л/мин	5,4	9	14,6	19,4	25,5	33	54	72	105,6
Рабочий объем, см ³	5	8	12,5	16	20	25	45	56	80

Номинальное давление, МПа	12,5									
Число оборотов, об/мин	1500									
Потребляемая мощность, кВт	2	3,06	4,6	5,65	6,94	8,45	15,1	19,6	26	
Объемный КПД	0,72	0,75	0,78	0,81	0,85	0,88	0,8	0,86	0,88	
Общий КПД	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,73	0,75	0,83	
Масса, кг	9,2					24,4				

* Максимальное давление на выходе из насоса 14 МПа.

4.2. Пластинчатые регулируемые насосы типа Г12-53 М

4.2.1. Общие сведения. Назначение

Насос Г12-53М относится к классу роторных регулируемых пластинчатых гидромашин однократного действия и предназначен для создания переменного по величине потока рабочей жидкости в гидросистемах станочного оборудования.

4.2.2. Устройство и принцип работы

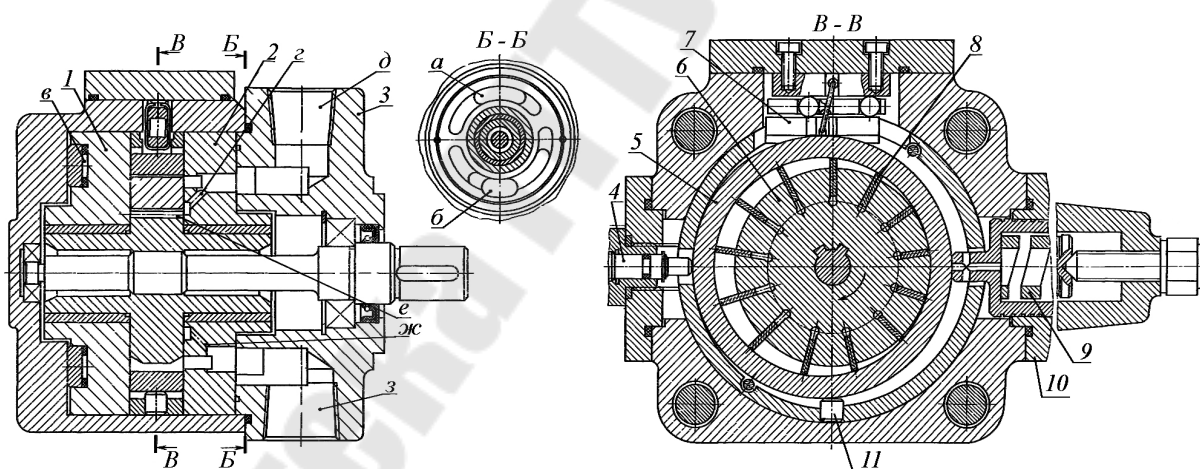


Рис. 4.2. – Пластинчатый регулируемый насос типа Г 12 – 53 М

Рабочие камеры насоса ограничены цилиндрическими поверхностями ротора 6, статора 5, боковыми поверхностями соседних пластин 8 и торцовыми, поверхностями переднего 1 и заднего 2 распределительных дисков.

При вращении ротора по часовой стрелке, в силу эксцентричного расположения центральных осей ротора и статора, пластины совершают сложное движение: переносное вращательное (совместно с ротором) и относительное возвратно-поступательное в его плоских пазах. За первую

половину оборота объем камер увеличивается, а за вторую – уменьшается, что соответствует тактам всасывания и нагнетания насоса. Жидкость поступает в отверстие *з* и через окно *б* диска *2* передней крышки *3* подводится в рабочие камеры, расположенные в нижней полуплоскости насоса. При вращении ротора эти камеры перемещаются в верхнюю полуплоскость, где их объем постепенно уменьшается, а рабочая жидкость через окно *а* в диске *2* и крышке *3* нагнетается в выходное отверстие *д* насоса. Из-за несимметричного расположения окон всасывания *б* и нагнетания *а* относительно горизонтальной оси насоса со стороны рабочих камер на статор действует неуравновешенная сила гидростатического давления, горизонтальная составляющая которой воспринимается пружиной *9* регулятора *10* насоса.

С увеличением давления в напорной магистрали насоса статор, установленный в корпусе на неподвижной *11* и подвижной *7* опорах, смещается, сжимая пружину *9*. Величина эксцентриситета и рабочего объема насоса уменьшается. Максимальный рабочий объем определяется регулировкой винтового упора *4*. Поджим пластин к статору обусловлен действием центробежных сил и сил гидростатического давления. С этой целью под пластины, находящиеся в зоне нагнетания, через отверстие *г* подводится давление нагнетания, а под пластины, находящиеся в зоне всасывания, через отверстие *ж* поступает жидкость из линии всасывания насоса. Для компенсации торцовых зазоров между ротором и распределительными дисками задний диск *1* сделан «плавающим» и на его нерабочей поверхности выполнена кольцевая камера *в*, связанная с линией нагнетания насоса.

4.2.3. Основные технические параметры

Рабочий объем, см ³	20
Номинальная подача, л/мин	25,5
Давление на выходе из насоса (ном/макс), МПа	6,3/7,0
Частота вращения (ном/мин), об/мин	1500/960
Номинальная мощность, кВт	3,6
Масса, кг	16

Лабораторная работа №5

Гидродвигатели возвратно-поступательного движения

5.1. Гидроцилиндры поршневые

Гидроцилиндр преобразует гидравлическую энергию в механическую и осуществляет прямолинейные перемещения поэтому его называют гидравлическим линейным двигателем.

Гидроцилиндры классифицируются по направлению действия рабочей жидкости (одностороннего и двустороннего действия) и по конструкции рабочей камеры (поршневые, плунжерные, телескопические, мембранные, сильфонные). В гидро приводах машин общепромышленного назначения широкое распространение получили поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком и телескопические гидроцилиндры.

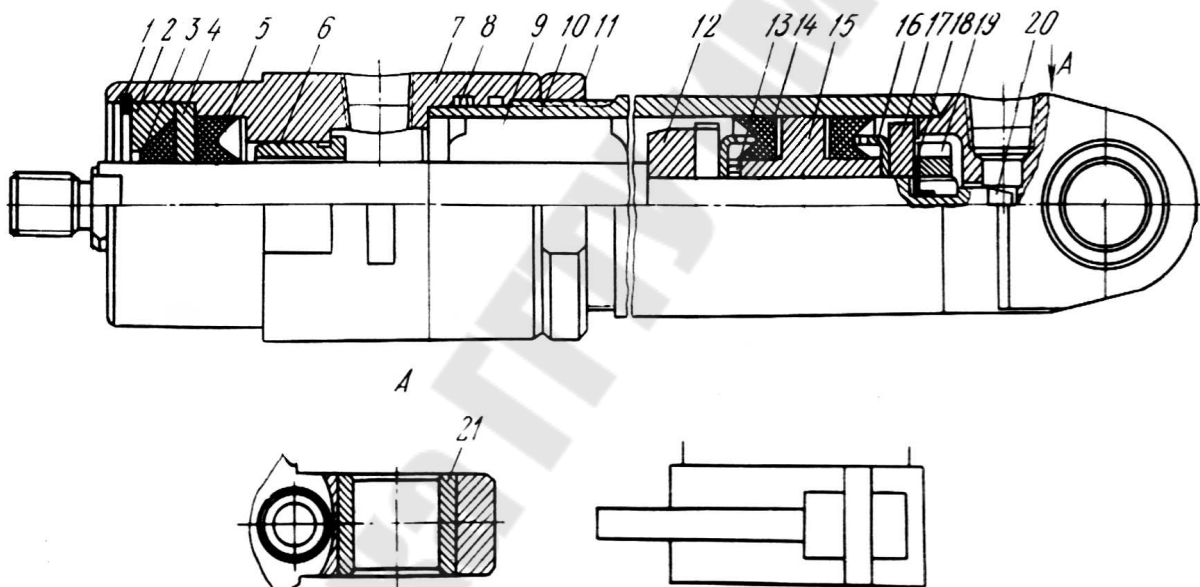


Рис. 5.1. – Конструкция гидроцилиндра двустороннего действия: 1 – упорное кольцо; 2, 4, 17 – кольца; 3 – грязесъемное кольцо; 5, 14 – уплотнительные манжеты; 6 – втулка; 7 – направляющая обойма; 8, 13 – уплотнительные кольца; 9 – шток; 10 – гильза цилиндра; 11 – гайка; 12 – демпферное кольцо; 15 – поршень; 16 – держатель манжеты; 18 – стопорная шайба; 19 – гайка; 20 – хвостовик; 21 – втулка проушины

Гидроцилиндры строительно-дорожных машин изготавливаются по нормам ОН 22–176–69 и работают при номинальном давлении 16 МПа при температуре окружающей среды от –40 до +50°C.

Гидроцилиндры поршневые по нормам ОН 22–176–69 выполняются с диаметрами поршня от 32 до 220 мм и штока от 16 до 140 мм, ходом поршня от 60 до 2800 мм в зависимости от исполнения.

5.2. Гидроцилиндры плунжерные одностороннего действия

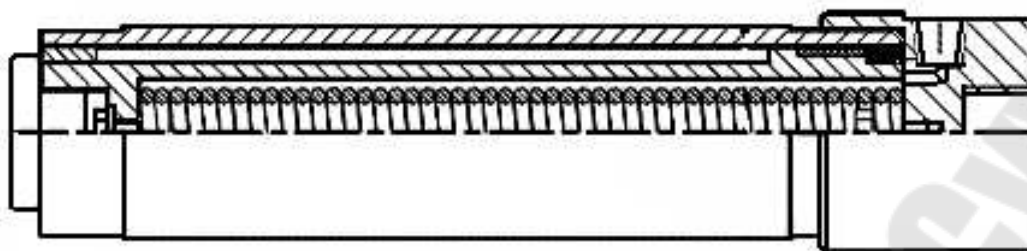


Рис. 5.2. – Конструкция плунжерного гидроцилиндра

В гидроцилиндр одностороннего действия рабочая жидкость подается только в поршневую полость. Поэтому такой гидроцилиндр может совершать работу только в одном направлении. Принцип его действия: рабочая жидкость подается в поршневую полость. В этой полости создается усилие, под действием которого, преодолевая противодействие нагрузки, поршень выдвигается в конечное положение. При обратном ходе поршневая полость соединяется с гидробаком. Обратный ход осуществляется под действием силы собственной тяжести поршня, пружины или весовой нагрузки. При этом должны преодолеваются силы трения в гидроцилиндре, трубопроводах и клапанах и сила противодействия жидкости.

Гидроцилиндры одностороннего действия применяют для подъема, опускания, зажатия обрабатываемых деталей, в гидравлических подъемниках, подъемных шарнирных столах и подъемных платформах.

5.2. Применение гидроцилиндров

- 1) Металлообрабатывающие станки и машины: движения подачи для инструмента и обрабатываемой детали; зажимные приспособления; движения резания на строгальных, долбежных и протяжных станках; движения на прессах; движения на машинах для литья под давлением.
- 2) Транспортные и подъемные устройства: движения при опрокидывании, подъеме и повороте в погрузчиках-опрокидывателях, вилочных погрузчиках и т.д.
- 3) Самоходные устройства: экскаваторы, ковшовые погрузчики, тракторы, штабелеукладчики, бетононасосный транспорт.
- 4) Самолеты: подъемные, опрокидывающие и поворотные движения для шасси, щитков и закрылков и т.д.
- 5) Суда: перемещения руля, регулировка судового гребного винта.

ЧАСТЬ II. Экспериментальное изучение работы гидромашин

Лабораторная работа №6 Снятие статической характеристики простейшей объемной гидромашин

Цель работы: Построить по опытным данным рабочие характеристики объемной гидромашин. Определить теоретическую подачу насоса и величину утечек жидкости.

6.1. Общие сведения

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают её рабочему органу для полезного использования (гидравлический двигатель).

Объёмные гидромашин (к которым относятся поршневые, шестерённые, радиально- и аксиально-поршневые и т.д.) работают за счёт изменения объёма рабочих камер, периодически соединяющихся с входным и выходным патрубками.

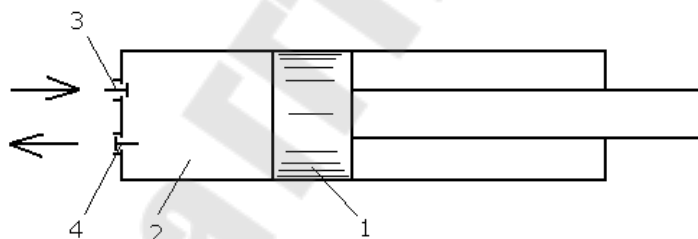


Рис.6.1. – Схематичное изображение поршневого насоса

Простейшая схема объёмного поршневого насоса представлена на рис. 6.1. В этом насосе возвратно-поступательно движущийся поршень 1 вытесняет жидкость из цилиндра 2 через открывающийся при этом нагнетательный клапан 4. При обратном ходе поршня в цилиндре создаётся разрежение и жидкость всасывается в цилиндр через всасывающий клапан 3.

Рабочий объём гидромашин – объём жидкости, пропускаемый через гидромашину при отсутствии утечек за один оборот вала.

Объёмной подачей жидкости Q называется, в общем случае, отношение объёма V перемещаемой жидкости ко времени t ее перемещения

$$Q = V/t, \text{ м}^3/\text{с (л/мин)}.$$

Теоретическая (идеальная) объемная подача Q_m это произведение рабочего объема гидромашины V_0 на частоту вращения n вала этой гидромашины $Q_T = V_0 \cdot n$.

Для оценки качества работы насосов на режимах, отличающихся от номинальных, используются различного рода характеристики, полученные при испытаниях.

К основным рабочим характеристикам насосов обычно относят изменение подачи в зависимости от давления при постоянной частоте вращения приводного вала.

6.2. Описание опытной установки

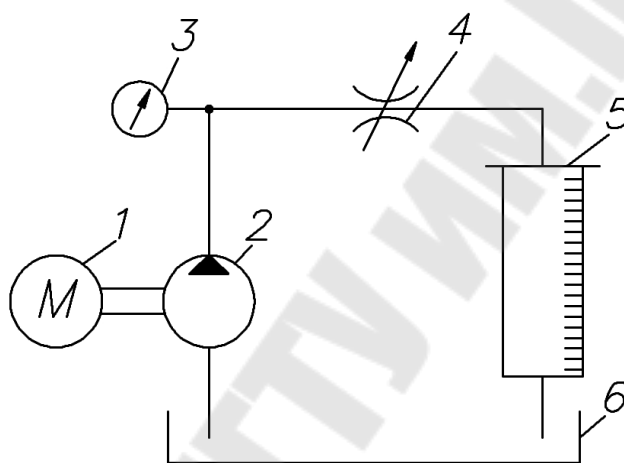


Рис.6.2. – Схема опытной установки

Работа проводится на установке (рис. 6.2.), которая состоит из насосного агрегата (электродвигателя *1* и насоса *2*), дросселя *4*, мерного бака *5* и основного бака *6*.

Для снятия характеристик установлены: манометр *3* (для измерения давления), тахометр (для измерения частоты вращения, на схеме условно не показан) и секундомер (на схеме условно не показан).

6.3. Порядок проведения работы

1. Выставить показания тахометра и секундомера на «ноль».
2. Установить рычаг на мерном баке *5* в горизонтальное положение (перекрывая слив из мерного в основной бак).
3. С помощью дросселя *4* установить определенное давление в магистральной.
4. Включить установку (при включении установки одновременно включаются в работу тахометр и секундомер).

5. Набрать в мерный бак 5 30-50 мл жидкости и выключить установку.
6. Записать показания манометра, секундомера и тахометра в таблицу 6.1. По линейке определить уровень жидкости в мерном баке и это значение также занести в таблицу 6.1.
7. Установить рычаг на мерном баке 5 в вертикальное положение (открыв слив из мерного в основной бак).
8. Опыт повторить 6 раз при различных значениях развиваемого насосом давления.

6.4. Обработка результатов измерений

1. Определить действительную производительность насоса $Q = \frac{V}{t}$.
2. Определить рабочий объем насоса $V_0 = \frac{Q}{n}$, см³/об
где n – частота вращения, об/с определяется по формуле:
 $n = \text{количество оборотов} / \text{время } t$.
3. Определить полезную мощность $N_n = p \cdot Q$, Вт.
4. Построить графики зависимостей подачи Q , мощности N_n от давления p .

Таблица 6.1

№ опыта	Давление, p , атм	Объем мерного бака, V , см ³	Время, t , с	Подача, Q , см ³ /с	Количество оборотов, об	Рабочий объем, V_0 , см ³ /об	Полезная мощность, N_n , Вт
1							
2							
3							
4							
5							
6							

Лабораторная работа №7

Определение и сравнение рабочих объемов аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа

Цель работы: опытным путем определить рабочие объемы аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа, имеющих одинаковые геометрические размеры рабочих камер. Сравнить опытные и расчетные значения рабочих объемов гидромашин.

7.1. Общие сведения

Аксиально-поршневая гидромашин - машина, у которой рабочие камеры вращаются относительно оси ротора, а оси поршней или плунжеров параллельны оси вращения или составляют с ней угол меньше 45° . Насосы и гидромоторы с аксиальным или близком к аксиальному расположением цилиндров, являются наиболее распространенными в гидравлических системах (гидроприводах).

7.1.1. Аксиально-поршневая машина с двойным несилковым карданом

В аксиально-поршневых насосах с наклонным блоком кинематическая и силовая связи ведущего и ведомого валов чаще всего осуществляются с помощью одинарного или двойного (рис. 7.1) карданов. Двойной кардан осуществляет кинематическую связь, т.к. нагружен лишь моментами трения блока цилиндров и инерционных сил. Данный тип кардана принято называть несилковым.

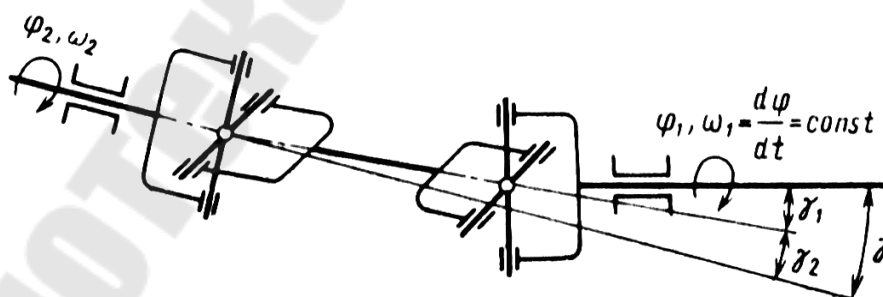


Рис. 7.1. – Кинематическая схема карданного механизма

Двойной кардан имеет два центра качения и применяется для устранения асинхронности угловых скоростей ведущего и ведомого валов. Этот кардан состоит из двух последовательно соединенных одинарных карданов. Двойной кардан практически обеспечивает син-

хронность движения ведомого и ведущего валов при условии, что оси входного и выходного валов (рис. 7.1) образуют с осью промежуточного шарнирного звена одинаковые углы $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma/2$ (где γ – угол между осями ведущего и ведомого валов), а оси их шарниров параллельны и лежат в одной плоскости.

Конструктивная схема машины с двойным несилковым карданом представлена на рис. 7.2. При работе в режиме насоса вращательное движение от вала **1** через карданный вал **3** передается блоку цилиндров **4**. Поршни **10**, взаимодействуя с шатунами **11**, совершают возвратно-поступательные движения, последовательно осуществляя такты всасывания и нагнетания.

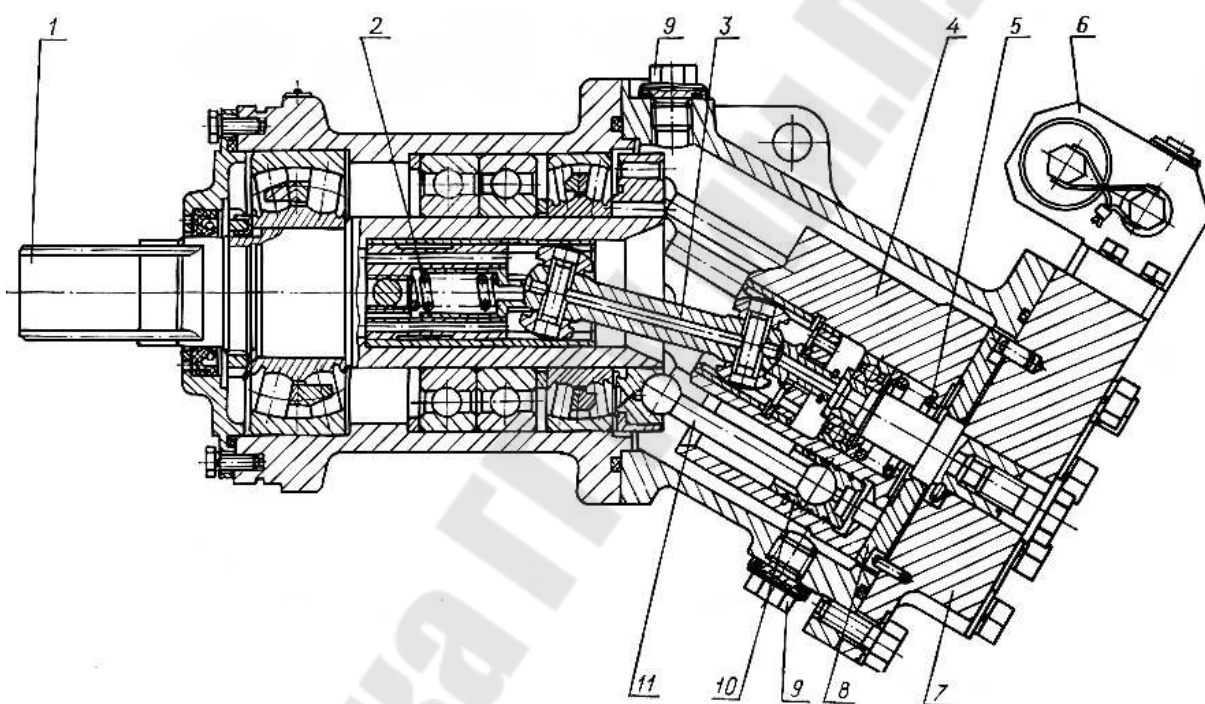


Рис. 7.2. – Конструкция аксиально-поршневой гидромашины с двойным несилковым карданом

При работе в режиме гидромотора рабочая жидкость из напорной линии гидросистемы поступает в отверстие крышки **7** и через окно торцового распределителя подается в камеры блока цилиндров, создавая на поверхностях поршней **10** силы гидростатического давления. Силы давления через шатуны **11** передаются фланцу вала **1**. Окружные составляющие этих сил создают крутящий момент на валу и приводят его во вращение. Часть крутящего момента карданным валом **3** передается блоку цилиндров **4**, обеспечивая синхронное вращение вала и блока, цилиндров. Утечки рабочей жидкости из внутренней полости насосомотора отводятся через дренажные отверстия, заглушённые пробками **9**.

Предварительный осевой поджим карданного вала и блока цилиндров осуществляется пружинами **2** и **5**. Защита машины от перегрузки давлением обеспечивается предохранительным клапаном, размещенным в клапанной коробке **6**. Через двойной несилевой кардан в этих машинах передается при установившемся режиме только момент, необходимый для преодоления потерь на трение, а в переходных режимах – дополнительно момент на преодоление сил инерции вращающегося блока **4**.

7.1.2. Аксиально-поршневая машина бескарданного типа

Универсальный шарнир (кардан) сложен в изготовлении и является наименее надежным узлом насоса, увеличивающим габариты гидромашины. Поэтому широкое применение получили гидромашины бескарданного типа (рис. 7.3). В данной конструкции приводная шайба (диск) **8** связана с цилиндрическим блоком **1** через шатуны **4** поршней **3**. Распределитель **2** в данных гидромашинах обычно выполняется сферическим. Центрирование блока **1** относительно распределительного золотника **2** осуществляется центральным пальцем **7**, а начальный прижим к нему блока – пружиной.

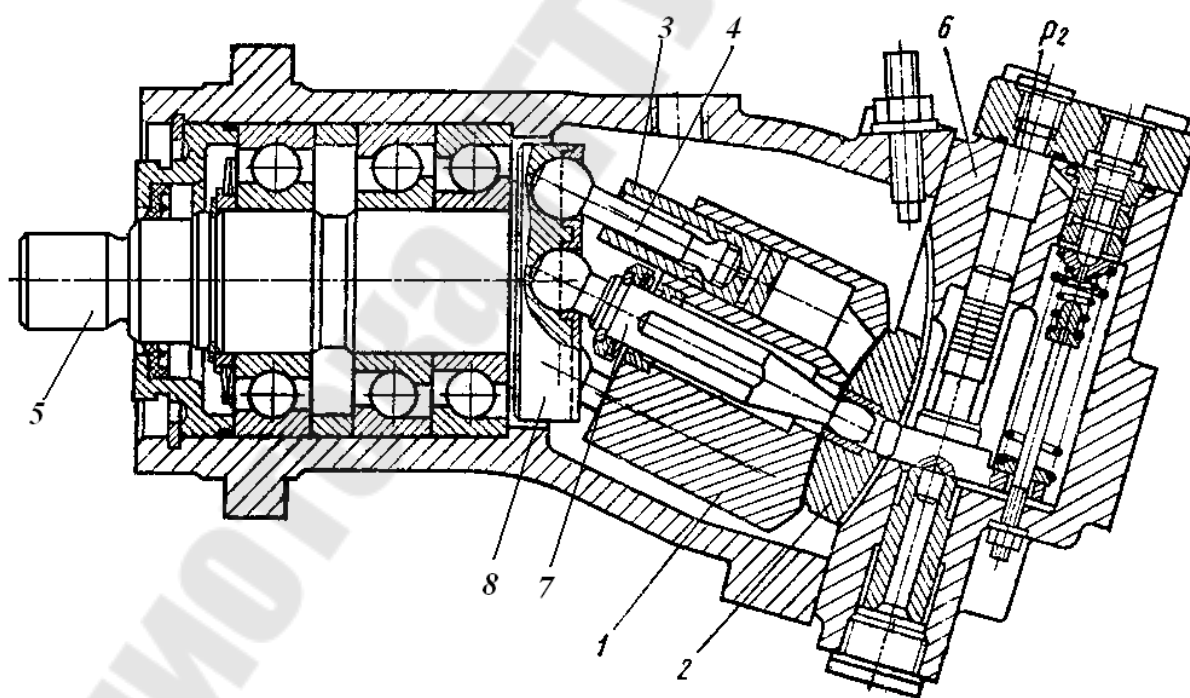


Рис. 7.3. – Аксиально-поршневой гидромотор бескарданного типа

Привод блока цилиндров (рис. 7.3) осуществляется за счет непрерывного обкатывания поршневых штоков **4** по внутреннему конусу юбки поршней **3**: при повороте вала **5** из нейтрального положения

на некоторый угол шток **4** приходит в контакт с юбкой поршня **3** и при дальнейшем повороте вала ведет блок цилиндров **2**. Жидкость под давлением p_2 подается в рабочие камеры через крышку **6**.

На блок цилиндров в этих гидромашинах передается только моменты от сил трения и инерции при ускорении и замедлении. Полезный крутящий момент на блок цилиндров не передается.

7.2. Описание опытной установки

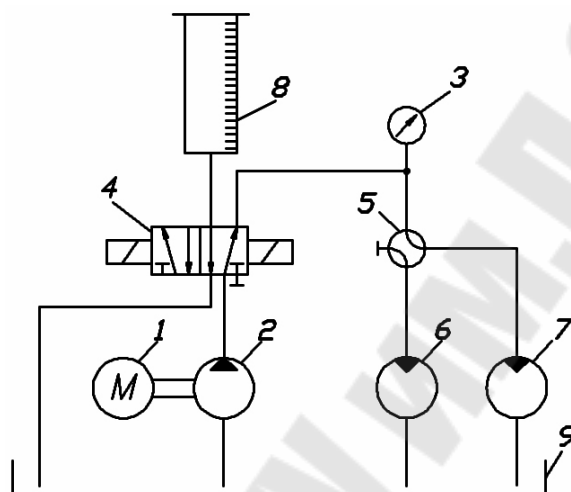


Рис. 7.4. – Схема опытной установки

Работа проводится на установке (рис. 7.4), которая состоит из насосного агрегата (электродвигателя **1** и насоса **2**), распределительного устройства **4**, кранового распределителя **5**, испытываемых гидромоторов **6** (с двойным несилковым карданом) и **7** (бескарданного типа), мерного **8** и основного **9** баков.

Для измерения давления установлен манометр **3**, для измерения времени заполнения мерного бака **8** установлен секундомер (на схеме условно не показан).

7.3. Порядок проведения работы

1. Установить рычаг переключения кранового распределителя **5** в левое (при исследовании гидромашины с двойным несилковым карданом) положение.
2. Установить распределитель **4** в правое положение, при котором жидкость будет подаваться в гидромотор («на слив»).
3. Включить установку. Ручным тахометром измерить частоту вращения вала гидромотора и значение записать в таблицу 7.1.

4. Установить секундомер на «ноль»
5. Установить распределитель **4** в левое положение, при котором жидкость будет подаваться в мерный бак.
6. В мерный бак набрать 50-100 мл, при этом секундомером автоматически измеряется время заполнения мерного бака. Измерить давление в системе по манометру **3**. Результаты измерений внести в таблицу 7.1
7. Установить распределитель **4** в правое положение, при котором жидкость будет подаваться в гидромотор и повторить опыт **3** раза.
8. Установить рычаг переключения кранового распределителя **5** в правое (при исследовании гидромашины бескарданного типа) положение и повторить п.2-7.

7.4. Обработка результатов измерений

1. Измерить в каждой исследуемой гидромашине следующие геометрические параметры: диаметр заделки поршневых шатунов в диске D_d ; диаметр поршней d ; количество цилиндров z ; угол между осью цилиндрического блока и диска γ .
2. Определить действительную производительность насоса по формуле: $Q = V/t$, см³/с.
3. Определить рабочий объем насоса $V_0 = \frac{Q}{n}$ (см³/об) в каждом опыте и определить его среднее значение V_0^ϕ .
4. Определить расчетный рабочий объем насоса по формуле:

$$V_0^p = D_d \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot \sin \gamma, \text{ см}^3/\text{об}$$
5. Сравнить среднее значение рабочего объема, полученное экспериментально и его расчетные значения для каждой гидромашины. Сравнить значения рабочих объемов исследуемых гидромашин.

Таблица 7.1

Гидромотор	№ опыта	Давление, p , атм	Объем мерного бака, V , см ³	Время, t , с	Подача, Q , см ³ /с	Частота вращения, n , об/мин	Рабочий объем, V_0 , см ³ /об
левый	1						
	2						
	3						
правый	1						
	2						
	3						

Лабораторная работа №8

Определение основных параметров аксиально-поршневого гидромотора

Цель работы: научиться на практике определять и рассчитывать основные параметры гидромотора и изучить их взаимосвязь. Построить характеристики гидромотора.

8.1. Общие сведения

К числу основных параметров гидромоторов относятся:

- крутящий момент $M_{\text{ГМ}}$;
- рабочий объем $V_{0\text{ГМ}}$;
- перепад давлений $\Delta p_{\text{ГМ}}$;
- эффективная мощность $N_{\text{ф.ГМ}}$;
- общий, объемный и механический КПД.

Рабочим объемом $V_{0\text{ГМ}}$ гидромотора называется объем рабочих камер, освобождаемый за один оборот его вала и заполняемый рабочей жидкостью, нагнетаемой насосом. Если мотор не нагружен, то давление рабочей жидкости минимально, утечки пренебрежительно малы и подача насоса полностью воспринимается камерами мотора, вал которого вращается с числом оборотов $n_{\text{ГМ}}$. Следовательно,

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}},$$

где $\eta_{\text{об.ГМ}}$ – объемный КПД гидромотора.

Под *перепадом давлений $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}$* понимается разность давлений в напорной и сливной полостях гидромотора.

Средний теоретический крутящий момент на валу гидромотора определяется выражением:

$$M_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot \Delta p_{\text{ГМ}}}{2 \cdot \pi} \cdot \eta_{\text{мех.ГМ}}.$$

Эффективная мощность гидромотора выражается формулой:

$$N_{\text{ф.ГМ}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{ГМ}}}{60} \cdot M_{\text{ГМ}},$$

где $n_{\text{ГМ}}$ – число оборотов вала гидромотора в минуту, нагруженного моментом $M_{\text{ГМ}}$.

Потребляемая гидромотором мощность определяется уравнением:

$$N_{\text{потр}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot \Delta p_{\text{гм}}}{\eta_{\text{гм}}}$$

Общий КПД гидромотора определяется формулой: $\eta = \frac{N_{\text{ф.гм}}}{N_{\text{потр}}} \cdot 100, \%$

Взаимосвязь параметров гидромоторов выражается нагрузочными и регулировочными характеристиками. На нагрузочной характеристике представляется зависимость эффективной $N_{\text{ф.гм}}$ и потребляемой N мощностей, общего КПД η от перепада давления $\Delta p_{\text{гм}}$ или фактического (нагрузочного) момента $M_{\text{гм}}$. Регулировочная характеристика выражает зависимость параметров гидромотора от числа оборотов его вала при постоянном крутящем моменте (давлении).

8.2. Описание опытной установки

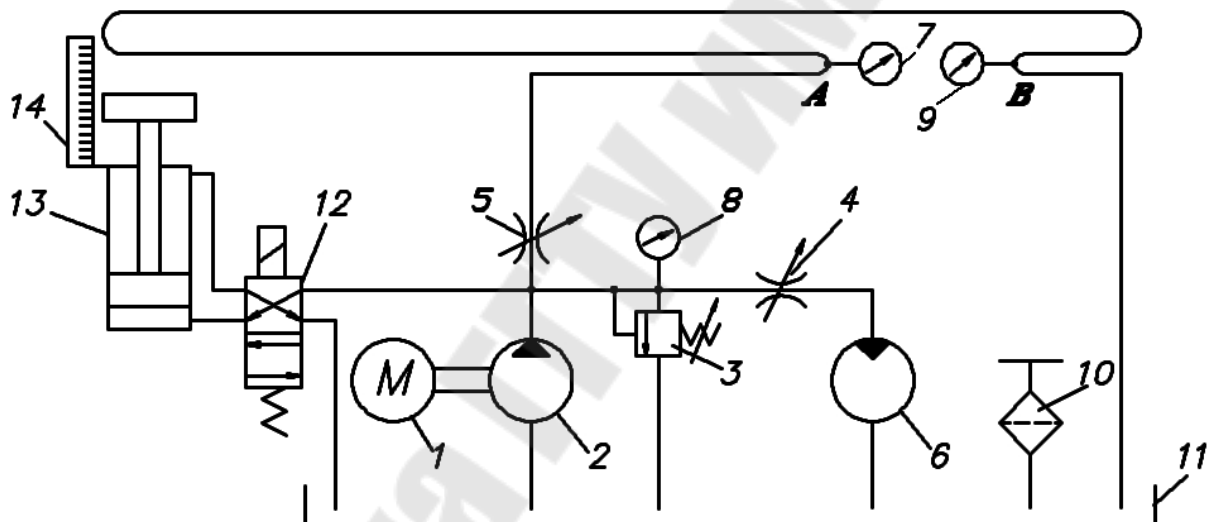


Рис. 8.1. – Схема опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 8.1. Она включает электродвигатель **1** и насос **2**. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **3**. Изменение расхода и давления производится дросселями **4** и **5**. В системе предусмотрен фильтр **10** для очистки попадающего в бак **11** воздуха. По манометрам **7** и **9** определять давление в точках **A** или **B** длинного трубопровода. Давление насоса определяется по манометру **8**.

На данной экспериментальной установке можно производить исследования авиационного аксиально-поршневого гидромотора **6** или одноштокового гидроцилиндра **13**. Изменение направления рабочей жидкости при исследовании гидромотора производится автома-

тически распределителем **12**. Длина хода поршня гидроцилиндра измеряется по линейке **14**.

8.3. Порядок проведения работы

1. Полностью закрыть дроссель **5** и полностью открыть дроссель **4**.
2. Измерить давление перед гидромотором **6** при полностью открытом дросселе **4** ($n_{\text{ГМ}} = 0$).
3. Изменяя открытие дросселя **4**, измеряем давление по манометру **8** и ручным тахометром измеряем частоту вращения вала гидромотора $n_{\text{ГМ}}$ (8-10 опытов). Результаты измерений вносим в таблицу 8.1.

8.4. Обработка результатов измерений

1. Определить крутящий момент на гидромоторе из формулы перепада давления:

$$\Delta p_{\text{ГМ}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{мех.ГМ}}}, \text{ Па,}$$

где $V_{0\text{ГМ}} = 2 \text{ см}^3$ – рабочий объем данного гидромотора;
 $\eta_{\text{мех.ГМ}} = 0,96$ – гидромеханический КПД гидромотора.

2. Определить расход гидромотора по формуле: $Q_{\text{ГМ}} = \frac{V_{0\text{ГМ}} \cdot n_{\text{ГМ}}}{\eta_{\text{об.ГМ}}}$,

где $\eta_{\text{об.ГМ}} = 0,98$ – объемный КПД гидромотора.

3. Определить эффективную и потребляемую мощности гидромотора если систему считать герметичной.
4. Определить КПД гидромотора.
5. Построить графики зависимостей $Q = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$, $N_{\text{ф.ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$; $M_{\text{ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$ и $\eta_{\text{ГМ}} = f(\Delta p_{\text{ГМ}})$.

Таблица 8.1

№ п/п	Давление, $\Delta p_{\text{ГМ}}$, кгс/см ²	Частота вращения, n , об/мин	Момент, $M_{\text{ГМ}}$, Н·м	Расход мотора, Q , л/с	Мощность, Вт		КПД, $\eta_{\text{ГМ}}$, %
					$N_{\text{ф.ГМ}}$	$N_{\text{потр}}$	
1							
2							
10							

Лабораторная работа №9 Изучение работы шестеренного насоса и снятие его характеристики

Цель работы: ознакомиться с устройством и принципом действия шестеренного насоса и снять его рабочие характеристики.

9.1. Общие сведения

Наиболее широко распространенными шестеренными гидромашинами являются шестеренные насосы с внешним зацеплением (рис. 9.1) типа НШ. Конструктивно они состоят из алюминиевого корпуса **1**, в расточках которого помещены ведущая **10** и ведомая **4** шестерни, выполненные заодно с цапфами, опирающимися на бронзовые втулки **2** и **11**. Втулки служат подшипниками для шестерен и уплотняют их торцовые поверхности.

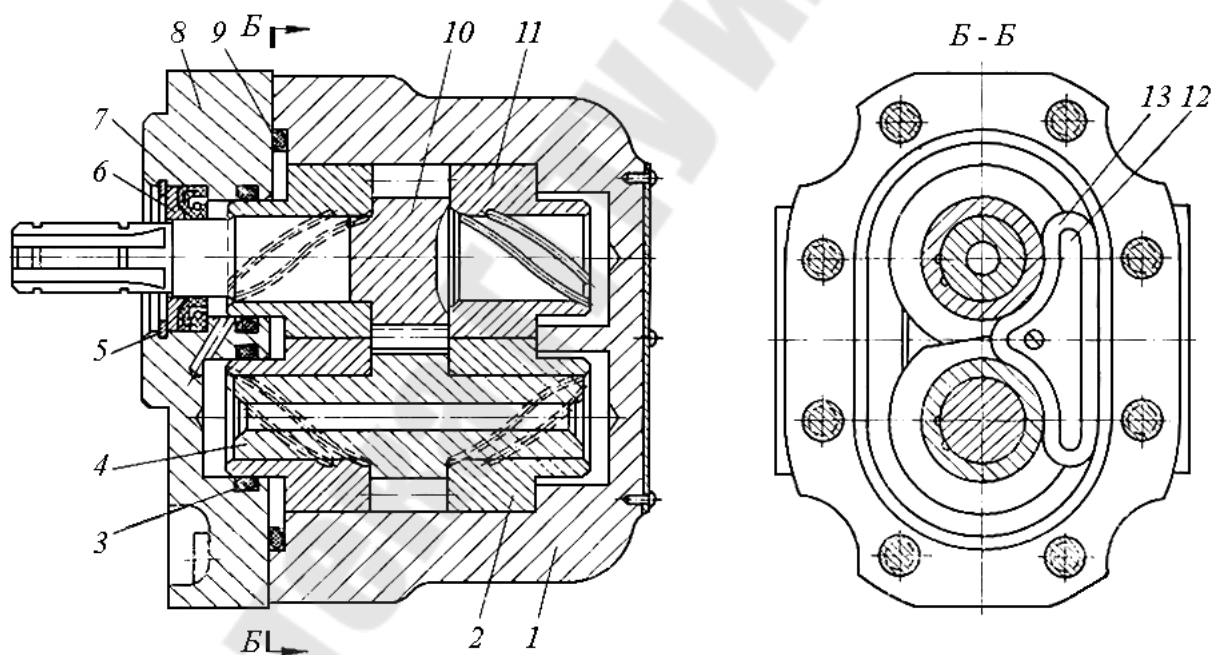


Рис. 9.1. – Конструкция шестеренного насоса типа НШ

Для уменьшения внутренних перетечек масла через зазоры между торцовыми поверхностями шестерен и втулок в насосе применена автоматическая компенсация величины зазоров по торцам шестерен. Резиновое уплотнение **13**, направляемое пластинкой **12**, изолирует втулки от перекоса под действием поджимающего давления. Вытекание масла предотвращается уплотнительными кольцами **9** и **3**. Вал ведущей шестерни уплотнен резиновой манжетой **7**, закрепленной

упорным **6** и стопорным кольцами **5**, помещенными в крышку **8**.

Шестеренные насосы с внешним зацеплением, просты по конструкции и отличаются надежностью, малыми габаритами и массой. Максимальное давление, развиваемое этими насосами, обычно 10 МПа и, иногда достигает, 15 – 20 МПа или 30 МПа. Подача насосов, предназначенных для работы на низких давлениях, доходит до 1000 л/мин. Насосы отличаются большим сроком службы до 5000 ч.

Максимальные частоты вращения составляют 2500...4000 об/мин, для насосов небольших подач допускаются более высокие частоты вращения. Объемный КПД шестеренных насосов современных образцов при номинальных режимах работы 0,95 – 0,96 и общий КПД 0,87 – 0,9. Шестеренные насосы пригодны для работы при самовсасывании.

Эти насосы отличаются компактностью, малым количеством подвижных деталей и простотой конструкции. Теоретическая подача шестеренного насоса определяется по формуле:

$$Q_T = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot n \cdot (z + 1), \text{ м}^3/\text{с}$$

где m – модуль зубчатых колес; z – число зубьев колеса;

b – ширина колес.

Подача шестеренного насоса определяется лишь параметрами зацепления и не зависит от объема зубьев. Фактическая подача насоса будет меньше расчетной на величину объемных потерь. Эти потери, в свою очередь, состоят из утечек (перетечек) жидкости через зазоры из камеры нагнетания в камеру всасывания и во внешнюю среду, а также потерь на всасывании.

Объемные потери характеризуются объемным КПД определяемым по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_T}.$$

Средняя расчетная мощность шестеренного насоса:

$$N_{п} = p \cdot Q, \text{ Вт}$$

где p – давление насоса.

9.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 9.2. Она включает электродвигатель **1** и шестеренный насос **2** типа НШ-10. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **6**. Изменение расхода и давления производится регулятором потока **8**. Распределитель **9** служит для переключения потока жидкости либо в основной бак **12** либо в мерный бак **11**. К нему под-

ключен секундомер (на схеме условно не показан).

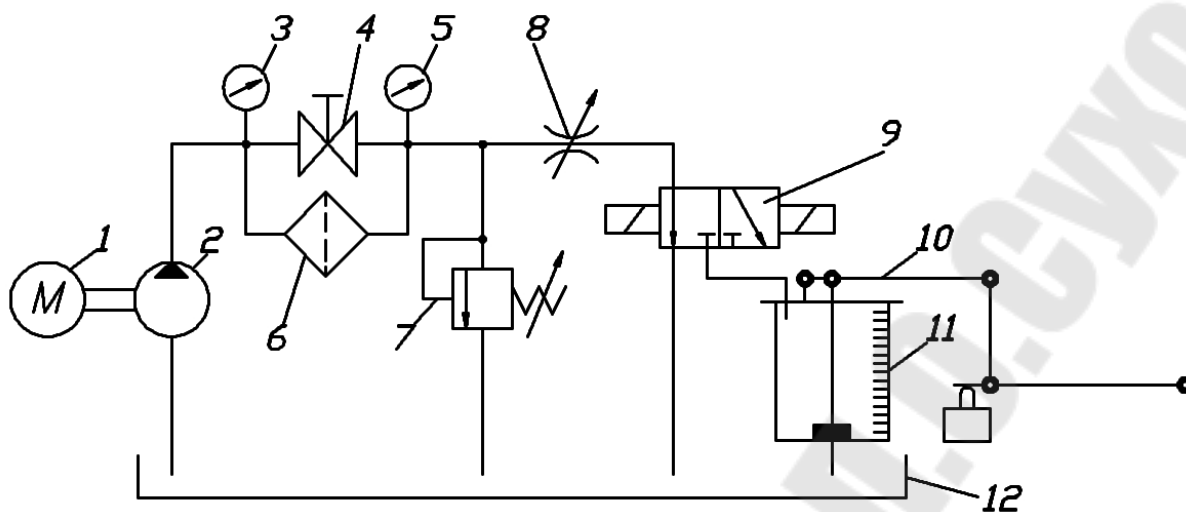


Рис. 9.2. – Схема опытной установки

Для определения расхода жидкости имеется стеклянный мерный цилиндр *11* диаметром $D = 150$ мм с мерной линейкой. Клапан *10* служит для слива жидкости из мерного бака в основной бак *12*. Давление в нагнетательном трубопроводе измеряется манометрами *3* и *5*.

При полном открытии вентиля *4* жидкость идет по линии наименьшего сопротивления, минуя фильтр *6*.

9.3. Порядок проведения работы

1. Переключить распределитель *9* в правое положение (жидкость будет поступать в мерный бак *11*).
2. При открытом клапане *10* включить установку. С помощью регулятора потока *8* установить определенное давление в напорной магистрали по манометру *3*.
3. Закрыть клапан *10* с помощью рычага, который нажимает на кнопку, подавая сигнал на переключение распределителя *9* и включение секундомера. Через 5-15 секунд открыть клапан *10*, одновременно необходимо заметить уровень жидкости в мерном сосуде *11*. При этом секундомер автоматически отключается.
4. Опыт повторить 6...8 раз при различных значениях развиваемого насосом давления.
5. Переключить распределитель *9* в левое положение (жидкость будет поступать в основной бак *12*).

Данные опытов и расчетов заносятся в таблицу 9.1.

9.4. Обработка результатов измерений

1. Произвести геометрический обмер деталей насоса, аналогичного испытываемому.

2. Определить теоретическую Q_T и действительную Q производительность насоса:

$$Q = \frac{(h_2 - h_1) \cdot \pi \cdot D^2}{t \cdot 4}, \text{ см}^3/\text{с},$$

где $D = 150$ мм – диаметр внутреннего сечения мерного цилиндра,
 h_1, h_2 – начальный и конечный уровни жидкости в мерном цилиндре (измеряется опытным путем).

3. Определить фактический рабочий объем насоса $V_0 = \frac{Q}{n}$ ($\text{см}^3/\text{об}$) в каждом опыте и определить его среднее значение $V_{0\text{ср}}$. Сравнить полученное среднее фактическое значение рабочего объема шестеренного насоса НШ-10 со справочным значением.

4. Определить объемный КПД насоса $\eta_{\text{об}}$.

5. Определить полезную мощность насоса $N_{\text{п}}$.

6. Построить графики зависимостей Q , $N_{\text{п}}$ и $\eta_{\text{об}}$ от давления p .

Таблица 9.1

Число зубьев z							
Ширина зубчатого колеса b , мм							
Диаметр окружности зубьев D_3 , мм							
Модуль зубчатого колеса $m = D_3 / (z+3)$, мм							
Частота вращения n , об/мин							1100
Теоретическая производительность насоса Q_T , $\text{см}^3/\text{с}$							
№ опыта	Давление, p , атм	Уровень,		Время, t , с	Подача, Q , $\text{см}^3/\text{с}$	Объемный КПД, $\eta_{\text{об}}$	Полезная мощность $N_{\text{п}}$, Вт
		h_1 , см	h_2 , см				
1							
2							
8							

Лабораторная работа №10

Изучение пластинчатого регулируемого насоса

Цель работы: изучить конструкцию пластинчатого регулируемого насоса и определить его основные параметры.

10.1. Общие сведения

Благодаря малым габаритным размерам и несложной конструкции, пластинчатые гидромашины широко применяются в гидроприводах станков, автоматических линий и других стационарных машин, работающих в закрытых помещениях. Пластинчатый регулируемый насос типа Г 12-53 работает при давлении $p=6,3$ МПа, частоте вращения $n=1450$ об/мин и номинальной подаче $Q=24,6$ л/мин.

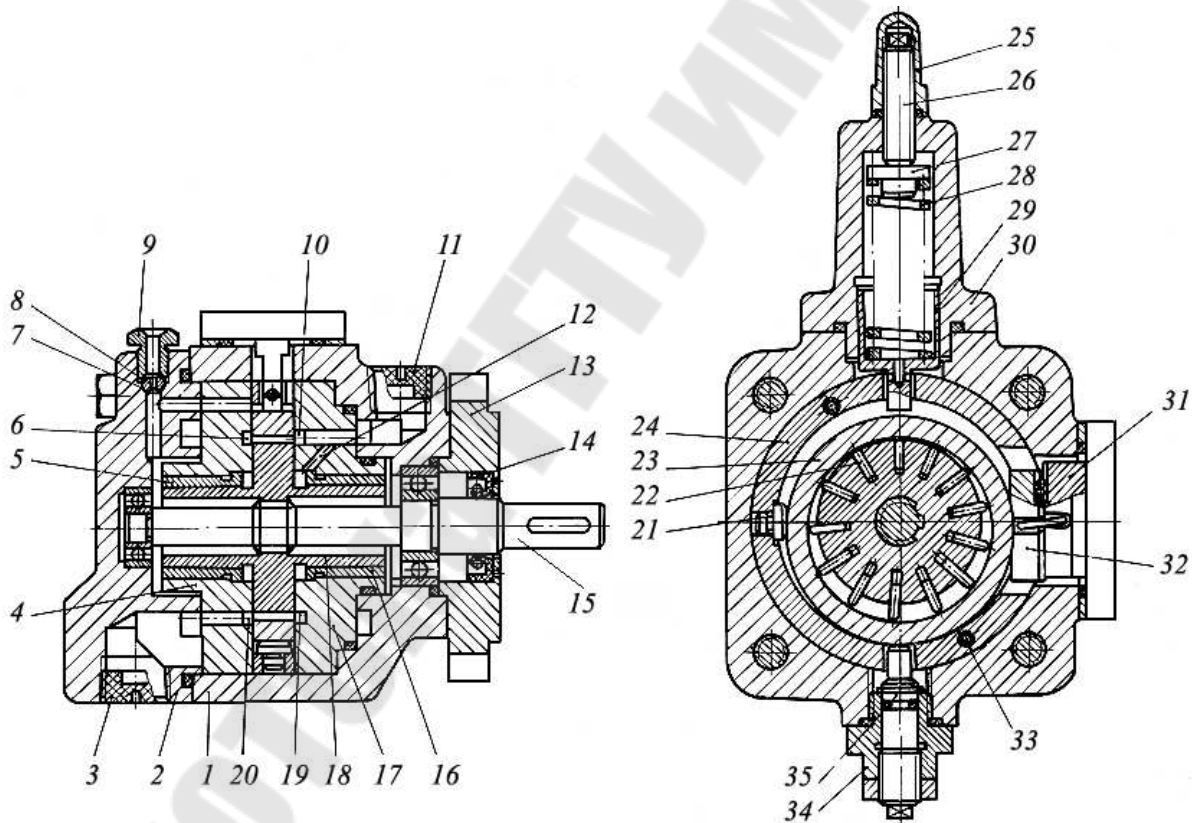


Рис. 10.1. – Конструкция насоса типа Г 12-53

Конструкция насоса данного типа представлена на рис. 10.1. В корпусе 1 и крышке 2, скрепленных винтами, установлен рабочий комплект. Комплект состоит из ротора 18 с пластинами 22, подвижного внутреннего кольца статора 23, неподвижного наружного кольца статора 24, плоского распределительного диска 4 и распределитель-

ного диска **17** с уплотнительной шейкой. Рабочий комплект скреплен двумя винтами **33**. Ротор шейками установлен в подшипники скольжения **5**, **16** и посажен на шлицы вала **15**, свободно вращающегося в шариковых подшипниках.

Плоский диск имеет окно **20** для всасывания и вспомогательное окно **6** для нагнетания рабочей жидкости. Диск с шейкой имеет вспомогательное окно всасывания **19**, окно нагнетания **10** и отверстия **12** для подвода рабочей жидкости под пластины. В корпусе закреплен качающийся узел внутреннего статора, включающий в себя неподвижную **31** и подвижную **32** опоры.

В отверстии наружного кольца статора установлен ограничитель **21**, поддерживающий внутреннее кольцо статора при остановке насоса. В корпусе расположен регулировочный винт **35**, перемещающийся в резьбовой гайке **34**. С противоположной стороны корпуса расположен механизм регулирования подачи насоса, состоящий из корпуса регулятора **30**, плунжера **29**, пружины **28**, упора **27** и винта **26** с герметичной гайкой **25**. Вал насоса уплотняется манжетой **14**, установленной во фланце **13**.

При вращении вала с ротором, пластины (под действие центробежной силы в момент запуска и давления рабочей жидкости при работе) прижаты к рабочей поверхности внутреннего кольца статора и перемещаются в пазах ротора копируя профиль рабочей поверхности статора. При этом объем камеры между пластинами увеличивается во время соединения ее с окнами всасывания в дисках и заполняется рабочей жидкостью. Во время соединения с окнами нагнетания объем камеры уменьшается и жидкость вытесняется через эти окна. Под действием давления жидкости рабочий комплект прижимается к торцу крышки. Внутреннее кольцо статора имеет меньшую высоту, чем наружное кольцо. Это обеспечивает перемещение внутреннего кольца при регулировании подачи насоса. Механизм регулирования подачи насоса позволяет автоматически, в зависимости от величины давления на выходе, изменять величину эксцентриситета внутреннего кольца статора относительно ротора. Пружина **28** стремится установить внутреннее кольцо статора с максимальным эксцентриситетом, т.е. в положение, соответствующее наибольшей подаче.

Давление рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, действует на рабочую поверхность внутреннего кольца статора и стремится его сдвинуть в сторону уменьшения эксцентриситета. Когда давление рабочей жидкости преодолевает усилие пружины, внутреннее кольцо стато-

ра передвигается в сторону уменьшения эксцентриситета, следовательно, уменьшается подача насоса. Регулировочный винт **35** служит для настройки насоса на необходимую максимальную подачу. Отвод утечек рабочей жидкости производится через штуцер **9** в крышке насоса.

10.2. Описание опытной установки

Схема лабораторной установки представлена на рис. 10.2. Она включает электродвигатель **4** и регулируемый пластинчатый насос **3**. Для предохранения системы от перегрузок служит предохранительный клапан **6**. Для очистки рабочей жидкости на всасывающей магистрали установлен фильтр **1**. Измерение давления всасывания и нагнетания производится вакуумметром **2** и манометром **5**. Распределитель **7** переключает направление потока жидкости к мотору **10** или цилиндру **9**. Гидроцилиндр используемый в установке с одной рабочей полостью и распределитель **8** служит для переключения рабочего и обратного хода гидроцилиндра. Жидкость всасывается насосом и сливается из системы в бак **11**.

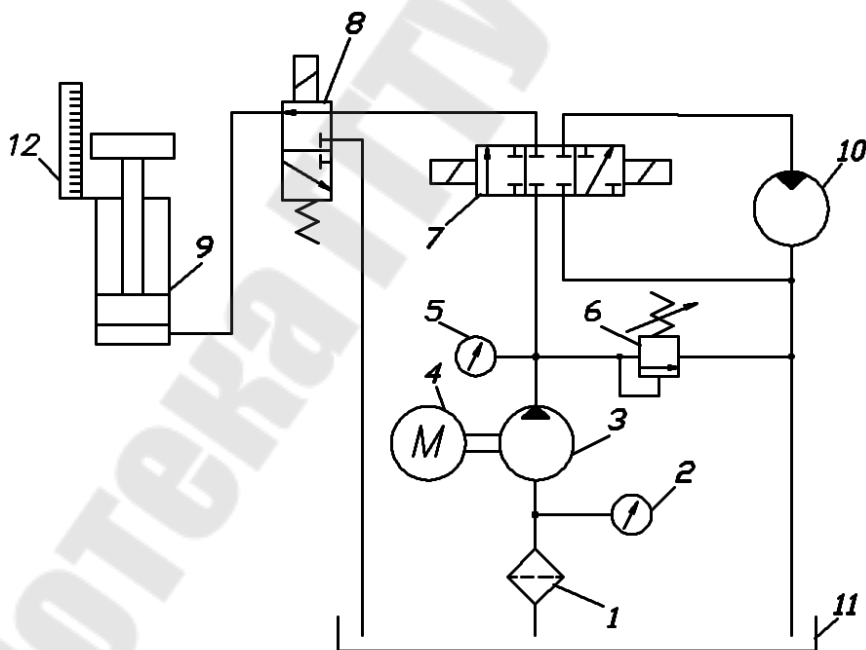


Рис. 10.2. – Схема опытной установки

Регулирование насоса осуществляется винтом на крышке насоса. Измерение расхода и частоты вращения мотора осуществляются расходомером и тахометром (на схеме условно не показаны).

10.3. Порядок проведения работы

1. Переключателем на передней панели установить распределитель 7 в правое положение (жидкость подается к гидромотору)
2. Регулировочным винтом насоса установить минимальное давление в системе (контролируя его по манометру 5).
3. Измерить объем жидкости, давление и частоту вращения и записать эти значения в таблицу 10.1.
4. Опыт повторить 8...10 раз при различных значениях давления. Данные экспериментов и расчетов заносятся в таблицу 10.1.

10.4. Обработка результатов измерений

1. Определить расход жидкости по формуле: $Q = V/t$, л/с.
2. Определить мощность насоса по формуле: $N = p \cdot Q$, Вт.
3. Построить графики зависимостей $Q = f(p)$, $N = f(p)$.

Таблица 10.1

№ опыта	Давление, p , кгс/см ²	Частота вращения, n , об/мин	Объем жидкости, V , л	Время, t , с	Расход, Q , л/с	Мощность, N , Вт
1						
2						
...						
8						

Лабораторная работа №11

Определение основных параметров поршневого гидроцилиндра

Цель работы: изучить конструкцию поршневого гидроцилиндра и определить его основные параметры.

11.1. Общие сведения

Гидроцилиндр – объемный гидродвигатель с прямолинейным возвратно-поступательным движением выходного звена относительно корпуса.

Силовой цилиндр двухстороннего действия является простейшим двигателем гидравлических объемных приводов. Гидроцилиндры предназначены для осуществления возвратно-поступательного движения рабочих органов строительных, дорожных, коммунальных и сельскохозяйственных машинах.

Основные элементы конструкции гидроцилиндра поршневого (рис. 11.1): корпус *1*, шток *4* с поршнем *2*, крышка *5* и демпфер *3*. Поршень уплотняется манжетами, шток уплотнен резиновыми кольцами и манжетой.

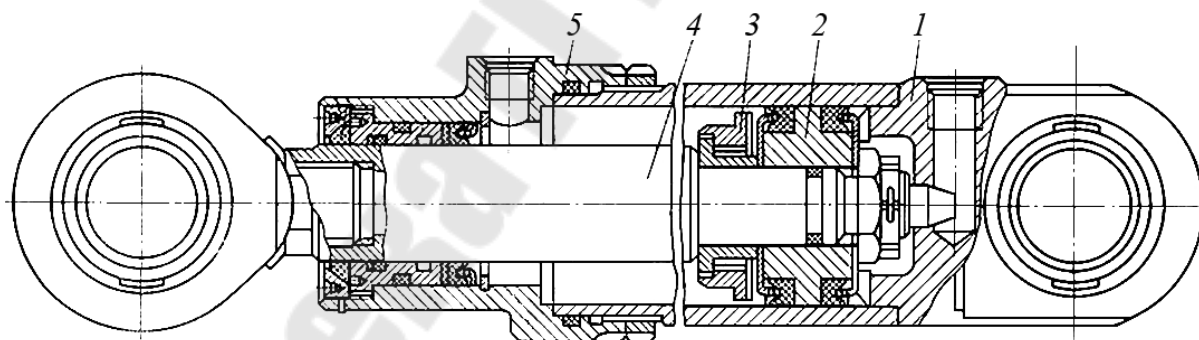


Рис. 11. 1. – Конструкция поршневого цилиндра с двумя рабочими полостями

Подвод рабочей жидкости в поршневую полость цилиндра осуществляется через резьбовое отверстие в корпусе *1*, а подвод в штоковую полость – через резьбовое отверстие в крышке *5*.

Жидкость, поступающая в цилиндр под некоторым давлением, действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку *4*.

Расчетное движущее усилие F на штоке, развиваемое давлением жидкости на поршень (трением поршня и штока, противодействием в

нерабочей полости и силой инерции пренебрегаем), упрощенно определяется по формуле:

$$F = p \cdot S, \text{ Н}$$

где p – давление жидкости, Па;

S – рабочая (эффективная) площадь поршня (м^2), определяемая по выражениям:

– для поршневой рабочей полости $S = \pi \cdot D^2 / 4$;

– для штоковой рабочей полости $S = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 4$,

где D и d – диаметры поршня и штока гидроцилиндра

Объем жидкости поступающей в гидроцилиндр равен объему, описываемому поршнем в единицу времени, т.о. расход цилиндра можно определить по формуле:

$$Q = v \cdot S, \text{ м}^3/\text{с},$$

где v – скорость движения поршня, м/с;

Т.к. в силовом цилиндре отсутствуют утечки жидкости при уплотнении поршня и штока резиновыми кольцами и манжетами, то объемный КПД цилиндров $\eta_{об} = 1$, а гидромаханический КПД равен общему КПД цилиндра.

11.2. Описание опытной установки

Работа выполняется на стенде, схема которого приведена в описании лабораторной работы № 8.

11.3. Порядок проведения работы

1. Полностью закрыть дроссели **5** и **4** (в этом случае весь поток жидкости поступает к гидроцилиндру **13**, т.к. мотор **6** остановлен) Включить установку.
2. Переключая тумблер на секундомере (на схеме условно не показан), произвести измерения давления по манометру **8** при нагружении штока цилиндра массой 1; 2... 18,4; 21,75 кг и суммой этих масс. При этом автоматически измеряется время движения поршня гидроцилиндра.

11.4. Обработка результатов измерений

1. По линейке определить ход поршня h , м.

- Измерить диаметр поршня D и диаметр штока d гидроцилиндра.
- Определить скорость движения поршня и расход жидкости по формулам при движении внутрь цилиндра по формулам:

$$v = \frac{h}{t}, \text{ м/с} \text{ и } Q = v \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

- Построить графики зависимостей давления и скорости от массы груза $p = f(G)$ и $v = f(G)$.
- Построить гидравлическую характеристику насоса $p = f(Q)$.
Данные экспериментов и расчетов заносятся в таблицу 11.1.

Таблица 11.1

№ опыта	Масса груза, G , кг	Время, t , с	Скорость, v , м/с	Расход, Q , м ³ /с	Давление, p , атм	Сила давления, F , Н
1						
2						
...						

Ход поршня гидроцилиндра $h =$, м
 Диаметр поршня гидроцилиндра $D =$, м.
 Диаметр штока гидроцилиндра $d =$, м.

Лабораторная работа №12

Расчет основных параметров объемного гидропривода

Цель работы: произвести измерение и рассчитать основные параметры простого гидравлического привода, сравнить экспериментальные и расчетные параметры.

12.1. Общие сведения

Объемный гидропривод это гидравлическая система, включающая объемные насос и гидродвигатель (один или несколько) и устройства управления и контроля. Эта система служит для передачи энергии на расстояние при помощи жидкости, и преобразования энергии в механическую работу на выходе системы с одновременным выполнением функций регулирования и реверсирования скорости выходного звена гидродвигателя, а также преобразования одного вида движения в другой.

Важным параметром, характеризующим работу гидравлического привода, является подача жидкости, величина которой определяет скорость «выходного звена» привода. Пренебрегая утечками и сжимаемостью жидкости, принимают что подача насоса Q_n равна расходу гидродвигателя Q_d :

$$Q_n = Q_d. \quad (1)$$

Объемный гидропривод, в котором в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр, называется гидроприводом *возвратно-поступательного движения*, и расход цилиндра определяется по формуле:

$$Q_{ц} = \frac{S \cdot h}{t} = S \cdot v, \quad (2)$$

где $v = h/t$ – линейная скорость штока гидроцилиндра;

h и t – путь и время перемещения штока;

S – площадь рабочей полости.

Зная расход, потребляемый гидродвигателем и, следовательно, подачу насоса, можно определить объемную постоянную (рабочий объем)

насоса по формуле:

$$V_{0н} = \frac{Q_n}{n_{дв} \cdot \eta_{об.н}}, \quad (3)$$

где $n_{дв}$ – частота вращения электродвигателя;

$\eta_{об.н}$ – объемный КПД насоса.

Объемный гидропривод, в котором в качестве гидродвигателя используется гидромотор, называется гидроприводом *вращательного*

движения, и расход мотора определяется по формуле:

$$Q_d = \frac{V_{0гг} \cdot n_{гг}}{\eta_{об.гг}}, \quad (4)$$

где $V_{0гг}$ и $n_{гг}$ – рабочий объем и частота вращения гидромотора;
 $\eta_{об.гг}$ – объемный КПД гидромотора.

Потери удельной энергии, или *гидравлические потери*, зависят от формы, размеров русла, скорости течения и вязкости жидкости, а иногда и от абсолютного давления в ней. Гидравлические потери обычно разделяют на местные потери и потери на трение по длине.

Местные потери энергии обусловлены так называемыми местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. местными изменениями формы и размера русла, вызывающими деформацию потока. При протекании жидкости через местные сопротивления изменяется её скорость, и обычно возникают крупные вихри. Вихри образуются за местом отрыва потока от стенок и представляют собой области, в которых частицы жидкости движутся в основном по замкнутым кривым или близким к ним траекториям.

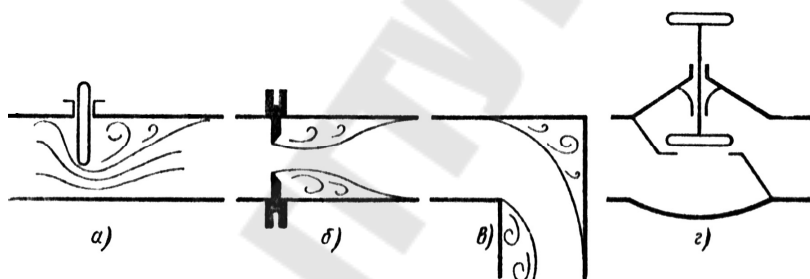


Рис. 12.1. – Схемы местных гидравлических сопротивлений:

а) – задвижка; б) – диафрагма; в) – колено; г) – вентиль.

Местные потери давления определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_{мс} = \zeta_{мс} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости;

$\zeta_{мс}$ – безразмерный коэффициент местного сопротивления, значение которого для данного русла постоянно.

Потери на трение по длине – это потери, которые в чистом виде возникают в прямых трубах постоянного сечения, и возрастают пропорционально длине трубы.

Рассматриваемые потери обусловлены внутренним трением в жидкости и трением жидкости о стенки трубопровода, и поэтому имеются как в шероховатых, так и в гладких трубах. Эти потери определя-

ются по формуле Дарси:
$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (6)$$

где l и d – длина и диаметр трубопровода;

λ – безразмерный коэффициент потерь на трение по длине, или коэффициент Дарси, который в общем случае зависит от шероховатости стенок трубопровода и режима течения жидкости.

Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса:

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

где ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости.

При ламинарном режиме движения жидкости $Re < 2320$ коэффициент гидравлического трения определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

При турбулентном режиме движения жидкости $Re > 2320$ коэффициент гидравлического трения упрощенно определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

12.2. Описание опытной установки

Работа выполняется на стенде, схема которого приведена в описании лабораторной работы № 8.

12.3. Порядок проведения работы

1. Полностью закрыть дроссели **5** и **4**. Включить установку.
2. Измерить ход поршня, диаметр поршня и штока, время движения штока внутрь гидроцилиндра.
3. Полностью открыть дроссель **4**.
4. Ручным тахометром измерить частоту движения вала гидромотора и занести в таблицу 12.1.
5. Произвести измерение потерь давления в петле трубопровода для различных скоростей движения потока. Исходное состояние при закрытом дросселе **5** и открытом дросселе **4** соответствует нулевому расходу в петле и отсутствию показаний манометров **7** и **9**. Приоткрывая дроссель **5**, часть потока направляется в петлю трубопровода и измеряется давление на входе в петлю манометром **7** и на выходе из петли манометром **9**.
6. Для каждой величины открытия дросселя **5** необходимо

измерить текущую величину расхода, проходящего через гидромотор, используя ручной тахометр.

12.4. Обработка результатов измерений

1. Определить расход жидкости, поступающей в гидроцилиндр $Q_{ц} = Q_{\max}$ по формуле (2) (все количество жидкости от насоса идет в гидроцилиндр).

2. Определить рабочий объем насоса по формуле (3) при частоте вращения электродвигателя $n_{\text{дв}} = 2660$ об/мин и объемном КПД насоса $\eta_{\text{об.н}} = 0,9$.

3. Определить рабочий объем гидромотора используя формулу (4), если объемный КПД гидромотора $\eta_{\text{об.гм}} = 0,98$ и сравнить со справочным значением.

4. Определить расход жидкости, поступающей в трубопровод по формуле:

$$Q_{\text{тр}} = Q_{\max} - Q_{\text{тек}},$$

где $Q_{\text{тек}}$ – текущее значение расхода, проходящего через гидромотор, которое определяется по формуле (4) для каждой величины открытия дросселя 5.

5. Определить скорость движения жидкости в трубопроводе по формуле:

$$v = \frac{4 \cdot Q_{\text{тр}}}{\pi \cdot d^2},$$

где $d = 3$ мм – внутренний диаметр трубопровода.

6. Определить режим движения жидкости.

7. Рассчитать потери давления в петле трубопровода при ее длине 3,8 м и сравнить эти значения с измеренными.

Данные экспериментов и расчетов занести в таблицу 12.1.

Таблица 12.1

№ оп.	Частота вращения мотора, $n_{\text{гм}}$, об/мин	Расход, $Q_{\text{тр}}$, м ³ /с	Скорость движения жидкости, v , м/с	Re	Давление		Потери давления	
					на входе, $p_{\text{вх}}$, атм	на выходе, $p_{\text{вых}}$, атм	опыт, $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$	расчет, Δp_p
1								
2								
...								

Построить графики зависимостей потерь давления от скорости движения жидкости в трубопроводе $\Delta p = f(Q)$, $\Delta p_p = f(v)$ для экспериментальных и расчетных величин.

Рекомендуемая литература

К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, которые ознакомились с теорией к лабораторной работе и оформившие дома отчет. Для подготовки к лабораторным занятиям рекомендуется использовать следующую литературу:

1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для ВУЗов по специальности «Гидропневмоавтоматика и гидропривод». - М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учебное пособие для вузов. / Под ред. В.В. Гуськова – Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.
4. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач. Учебное пособие для машиностроительных вузов. / Под ред. С.С. Руднева и Л.Г. Подвидза. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. / Под общ. ред. Б.Б. Некрасова. - 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ЧАСТЬ I. Изучение конструкций объемных гидромашин.....	3
Лабораторная работа № 1. Насосы радиально-поршневые нерегулируемые	3
Лабораторная работа № 2. Роторные аксиально-поршневые гидромашинны	6
Лабораторная работа № 3. Шестеренные гидромашинны	10
Лабораторная работа № 4. Пластинчатые гидромашинны	14
Лабораторная работа № 5. Гидродвигатели возвратно-поступательного движения	18
ЧАСТЬ II. Экспериментальное изучение работы гидромашин	20
Лабораторная работа № 6. Снятие статической характеристики простейшей объемной гидромашинны	20
Лабораторная работа № 7. Определение и сравнение рабочих объемов аксиально-поршневых гидромашин карданного и бескарданного типа	23
Лабораторная работа № 8. Определение основных параметров аксиально-поршневого гидромотора	28
Лабораторная работа № 9. Изучение работы шестеренного насоса и снятие его характеристики	31
Лабораторная работа № 10. Изучение работы пластинчатого регулируемого насоса	35
Лабораторная работа № 11. Определение основных параметров поршневого гидроцилиндра	39
Лабораторная работа № 12. Расчет основных параметров объемного гидропривода	42
Рекомендуемая литература	46

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРО- И ПНЕВМОМАШИНЫ

**Лабораторный практикум
по одноименному курсу для студентов
специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы
мобильных и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель: **Андреев** Юлия Ахатовна

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного документа
учебно-методических материалов 05.10.09.

Рег. № 56Е.

E-mail: ic@gstu.gomel.by
<http://www.gstu.gomel.by>