

Министерство образования Российской Федерации
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

621.22 (07)
С269

В.И. Барышев, А.В. Подзерко

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

Учебное пособие к лабораторным работам

Часть I

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2003

Барышев В.И., Подзерко А.В. Объемные гидромашины и гидроприводы: Учебное пособие к лабораторным работам. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Ч. I. – 65 с.

Учебное пособие предназначено для студентов специальности 121100 – «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» и содержит общие понятия и положения теории и методов лабораторных стендовых испытаний гидромашин для экспериментального определения их технических характеристик (показателей качества) на этапах разработки, изготовления и эксплуатации.

Пособие включает в себя ряд лабораторных работ, выполнение которых позволяет закрепить теоретический материал по дисциплине и дать студентам определенные навыки по монтажу, обслуживанию и испытаниям гидропривода. Учебное пособие содержит материал, необходимый для предварительной самостоятельной подготовки студентов к лабораторным работам. В пособии приведены контрольные вопросы.

В учебном пособии отражены общие положения теории и задания по стендовым испытаниям насосов.

Ил. 10, табл. 11.

Одобрено учебно-методической комиссией аэрокосмического факультета.

Рецензенты:

д.т.н., проф. Носков А.С. (УГТУ),

д.т.н., проф. Щерба В.Е. (ОГТУ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. ОБЪЕКТЫ ИСПЫТАНИЙ. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ.....	
1.1. Объемные гидромашины.....	5
1.2. Объемные (гидростатические) передачи.....	9
2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН.....	11
2.1. Давление.....	12
2.2. Энергия (работа).....	13
2.3. Мощность.....	15
2.4. Контрольные вопросы.....	19
3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН.....	19
3.1. Типизация и стандартизация методов и средств испытаний объемных гидромашин.....	19
3.2. Методы приемо-сдаточных и периодических испытаний насосов.....	21
3.3. Контрольные вопросы.....	34
4. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ.....	
4.1. Поверка (тарировка) манометров стендов испытания насосов (лабораторная работа №1).....	36
4.2. Подготовка стенда для испытаний объемного пластинчатого насоса (лабораторная работа №2).....	38
4.3. Составление (снятие) технической характеристики стенда испытаний объемного пластинчатого насоса (лабораторная работа №3).....	41
4.4. Снятие кавитационной характеристики пластинчатого насоса (лабораторная работа №4).....	47
4.5. Исследование гидростатического подпятника (лабораторная работа №5).....	50
4.6. Испытания аксиально-поршневого гидромотора (лабораторная работа №6).....	53
4.7. Испытание аксиально-поршневого насоса (лабораторная работа №7).....	55
ПРИЛОЖЕНИЕ.....	57

ВВЕДЕНИЕ

Обеспечение и дальнейшее повышение качества техники, как и любой другой продукции или услуг, являются первостепенными факторами успешной деятельности любого предприятия или организации, так как продукцию производят в расчете на удовлетворение требований потребителя. Поэтому качество техники проявляется в ее потребительских свойствах, каждое из которых характеризует технику только с какой-либо одной стороны, а полное представление о качестве техники (машины, изделия и т.п.) в целом может дать лишь определенная совокупность ее потребительских свойств.

В инженерной практике потребительские свойства техники принято рассматривать как технические характеристики.

Источниками информации о технических характеристиках машин, а машины составляют основу техники, являются расчеты, результаты различных испытаний и наблюдений в процессе их эксплуатации.

Относительное значение каждого из этих источников информации меняется на различных этапах жизненного цикла машин. Так, на этапе проектирования машин результаты расчетов, в сочетании и данными об их прототипах или аналогах, являются единственной основой для суждения об ожидаемом уровне качества. После изготовления опытных образцов машин многие их технические характеристики (параметры) определяются экспериментальным путем, что позволяет скорректировать ранее выполненные расчеты и повысить объективность оценки их качества.

Начиная с этого этапа, главным источником информации о качестве машин становятся испытания.

Для дальнейшего накопления информации о качестве машин, их предельных возможностях и контроля стабильности технологических процессов производства, испытания машин продолжаются и после начала их серийного производства. На этом этапе испытания сочетаются с эксплуатационными наблюдениями, которые дают такой объем объективной информации о качестве машин, какой невозможно получить никакими иными путями. В этой связи система контроля качества машин обычно включает исследования, испытания опытных образцов, приемочные, сдаточные, периодические и типовые испытания изделий серийного производства. Значительную часть этих испытаний проводят в лабораторных условиях на различных установках и стендах.

Так как при наличии объективной информации управление качеством машин может быть или плохим или хорошим, а при отсутствии информации оно может быть только плохим, то получение наиболее полной и объективной информации о техническом уровне и качестве машин, т.е. результатов их испытаний, является одной из важнейших задач всех участников жизненного цикла техники: конструкторов, технологов, эксплуатационников, и др.

Для однозначной оценки качества машин всеми участниками их жизненного цикла методы и средства испытаний должны быть максимально типизированы и стандартизированы.

1. ОБЪЕКТЫ ИСПЫТАНИЙ. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Объемные гидромашины

Объектами испытаний, т.е. изучения опытным (экспериментальным) путем являются машины гидравлические объемные и гидроприводы на их базе.

В общем понятии машина – это механизм (устройство), совершающий механическое движение с целью преобразования энергии, материалов, информации и т.д.

В этой связи различают машины:

- **энергетические**, преобразующие любой вид энергии в механическую и наоборот;
- **рабочие**, в том числе технологические, преобразующие форму, свойства, положение обрабатываемого материала (предмета);
- **транспортные**, преобразующие положение перемещаемого материала (предмета);
- **информационные**, преобразующие отдельные виды информации один в другой, обрабатывающие эту информацию, перемещающие эту информацию и т.д. (ЭВМ относят к машинам по традиции).

Согласно директиве 89/392/ЕЕС Европейского экономического сообщества, существенными характеристиками, которые обязательно должны присутствовать, чтобы устройство было отнесено к машинам, являются следующие:

- это должна быть сборка связанных между собой деталей, узлов или агрегатов;
- в сборке должна быть одна, как минимум, движущаяся часть, представляющая собой кинематическую пару, т.е. соединение двух звеньев механизма, допускающее их относительное движение;
- у сборки с определенными кинематическими парами должна быть специфика применения.

С точки зрения более общего системного подхода машина – это система силовых механизмов или их агрегатов и устройств управления.

К основным агрегатам машин обычно относят двигатель, движитель, привод (трансмиссию) и механизмы управления.

Двигатель — это энергетическая машина, преобразующая какую-либо энергию в механическую работу. Двигатели подразделяются на первичные и вторичные. Первичные (ДВС, гидротурбины, ветряки и т.п.) непосредственно преобразуют энергию природных ресурсов (нефть, вода, ветер и т.д.) в механическую. Вторичные двигатели преобразуют энергию первичных двигателей.

Если для преобразования энергии движения в машине используется жидкость, то машина называется гидравлической.

В соответствии с тем, создают гидромашины поток жидкости, т.е. трансформируют, преобразуют механическую энергию (работу) приводного двигателя в гидравлическую или используют этот поток, т.е. преобразуют гидравлическую

энергию потока жидкости в механическую, они подразделяются на насосы и гидродвигатели (гидромоторы, гидроцилиндры).

В общем понимании **насос** — это гидравлическая машина для напорного (под давлением) перемещения (всасывания и подачи) жидкости, т.е. сообщения ей того или иного вида энергии: кинетической или потенциальной.

В общем понимании **гидродвигатель** — это гидравлическая машина для преобразования кинетической или потенциальной энергии жидкости в механическую работу вращающегося вала гидромотора или возвратно-поступательного движения поршня (штока) гидроцилиндра.

Объемной называют гидромашину, рабочий процесс которой основан на периодическом изменении объема рабочей камеры и попеременном ее заполнении жидкостью при увеличении объема камеры и вытеснении жидкости из рабочей камеры вытеснителем при уменьшении объема камеры.

Вытеснителем является рабочий орган машины, непосредственно совершающий работу вытеснения. Вытеснителями могут быть поршни, плунжеры, зубья шестерен, пластины.

Принцип действия объемных гидромашин определяет не только характер рабочего процесса этих машин, но и общие свойства объемных гидромашин, что существенно отличает их от гидродинамических машин.

Так, к общим отличительным свойствам объемных насосов относят следующие.

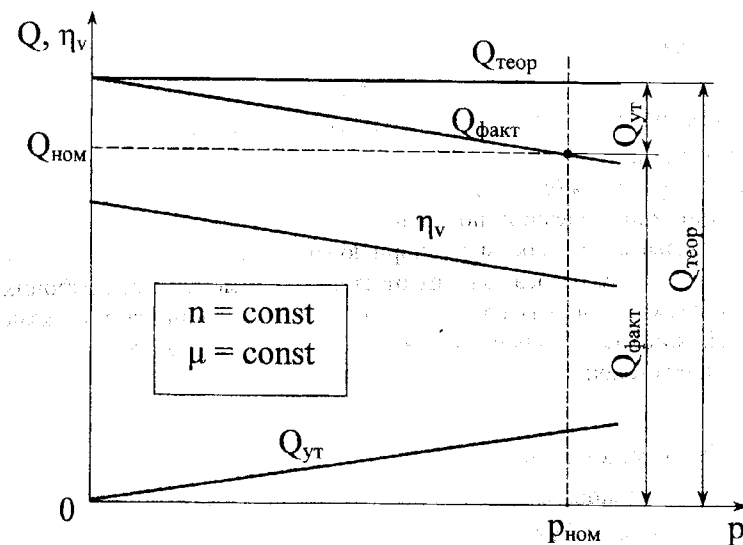
1. **Цикличность** рабочего процесса насоса и связанная с ней неравномерность подачи жидкости. Подача объемного насоса осуществляется не равномерным потоком, а порциями, каждая из которых соответствует подаче одной рабочей камеры.

2. **Герметичность**, т.е. постоянно полость низкого давления или полость всасывания (вход) механически отделена от полости высокого давления или полости нагнетания (выход).

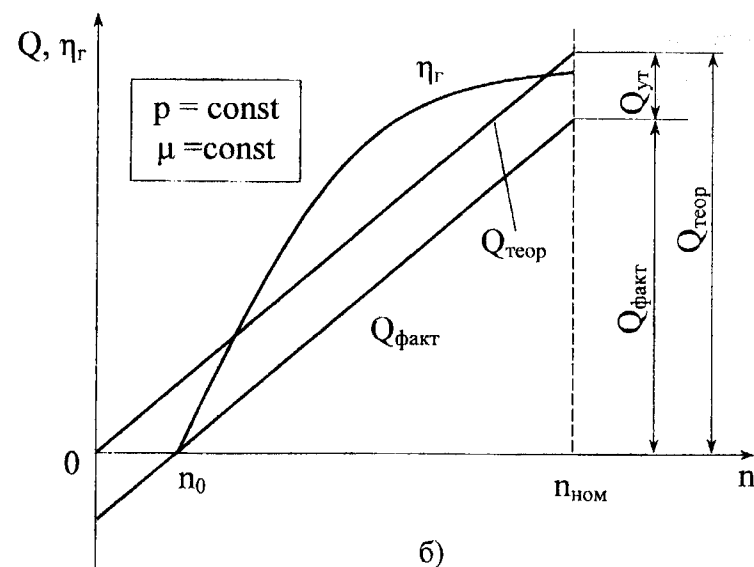
В этой связи, в отличие от динамических (лопастных, центробежных), объемные машины являются непроточными. Последнее достигается наличием в конструкции объемных насосов замыкателей, зоны замыкания рабочей камеры, постоянно разделяющей полости всасывания от полости нагнетания.

3. **Самовсасывание**, т.е. способность объемного насоса, ввиду его герметичности, создавать разрежение (вакуум) в полости всасывания, достаточное для подъема жидкости на определенную высоту (от уровня свободной поверхности жидкости до уровня расположения насоса).

4. **Жесткость характеристики**, т.е. относительное постоянство подачи или малая зависимость подачи насоса от давления нагнетания, которая обуславливается высокой герметичностью машины, а следовательно, малыми внутренними утечками рабочей жидкости из полости высокого давления в полость низкого давления через гарантированно малые (микронные) зазоры в соединениях деталей, образующих рабочие камеры насоса. Отсюда и высокий объемный (коэффициент подачи) КПД объемных гидромашин или их возможность работать под более высоким давлением (рис.1).



а)



б)

Рис. 1. Статические характеристики объемных гидронасосов:

а — $Q = f(p)$,

б — $Q = f(n)$

Теоретическая подача насоса

$$Q_{теор} = qn,$$

где q – объем рабочей камеры, литр/об, постоянная гидромашины, подача на один оборот (см^3 , л);

n – частота вращения (с^{-1} , мин^{-1}).

Фактической или полезной подачей называется объем рабочей жидкости, практически подаваемый насосом в напорную гидрولينию в единицу времени.

Фактическая подача насоса зависит от степени герметичности рабочих камер насоса, т.е. от геометрических размеров зазоров уплотнений рабочих камер, вязкости рабочей жидкости, перепада давлений между напорной и всасывающей гидрولينиями, от степени заполнения рабочих камер насоса:

$$Q_{факт} = Q_{теор} - Q_{утеч} - Q_{ос},$$

где $Q_{утеч}$ – объем утечек жидкости через зазоры;

$Q_{ос}$ – объем недозаполнения рабочих камер на всасывании.

Отношение величины фактической подачи к теоретической представляет объемный КПД насоса (коэффициент подачи k_Q):

$$\eta_Q = Q_{факт} / Q_{теор}.$$

Являясь функцией $Q_{факт}$, объемный КПД насоса зависит от размеров зазоров рабочих камер, вязкости рабочей жидкости и величины давления.

Объемный КПД насоса может быть повышен при постоянных давлении и вязкости рабочей жидкости повышением числа оборотов его приводного вала, т.е. увеличением теоретической подачи.

На рис. 16 показана зависимость подачи насоса от частоты вращения его вала. При частоте вращения n_0 и менее вся подача насоса расходуется на утечки рабочей жидкости через зазоры рабочих камер. Полезная подача при этой частоте, а следовательно и КПД насоса, равны нулю.

5. Независимость гидростатического давления, обеспечиваемого объемным насосом, **от частоты вращения его вала**, т.е. от подачи рабочей жидкости.

В принципе, при работе на несжимаемой жидкости объемный насос, обладающий идеально герметичными уплотнениями, достаточной прочностью и надежностью, способен держать или обеспечивать сколь угодно высокое давление, обусловленное внешней нагрузкой (сопротивлением) при сколь угодно малой скорости движения вытеснителей.

В этой связи, например, объемные гидромашины с клапанным распределением жидкости (поршневые машины), в силу более высокой герметичности клапанов по сравнению с герметичностью щелевых распределителей роторных машин, имеют более высокие показатели по давлению и КПД при прочих равных условиях.

И все же основную группу объемных гидромашин по количеству моделей и объему производства составляют роторные гидромашины в силу ряда своих особенностей:

1) наличие в машине трех рабочих органов (элементов): статор, ротор и замыкатель;

2) гидромашинa должна работать по объемному принципу, поэтому полости всасывания и нагнетания всегда должны быть разделены совокупными геометрическими линиями касания ротора, статора и замыкателя;

3) гидромашинa должна быть “прямоточной”, т.е. траектория потока рабочей жидкости в машине не должна иметь разрывов или изломов, обычных для поршневых машин с клапанным распределителем рабочей жидкости.

Другими словами, перемещение рабочей жидкости через роторную гидромашину должно совершаться путем “прямоточного” перемещения замкнутого объема рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания;

4) замыкатель при своем движении должен иметь лишь одну степень свободы относительно ротора или статора и, по крайней мере, с одним из них составлять низшую кинематическую пару, т.е. соприкасаться по поверхности;

5) замыкатель при своем движении относительно ротора и статора должен совершать строго циклическое движение, период которого пропорционален периоду вращения ротора.

Перечисленные пять основных признаков роторных гидромашин, реализованные конструктивно, придают роторным гидромашинам следующие классификационные особенности.

1. Роторная гидромашинa принципиально обратима, т.е. может работать (использоваться) как в качестве насоса, так и в качестве гидромотора (насос-мотор), в качестве объемного расходомера и т.д.

2. Роторная гидромашинa допускает работу с высокой частотой вращения благодаря “прямоточному” движению рабочей жидкости и наличию, главным образом, вращающихся деталей.

3. В роторных гидромашинах потери на трение зачастую превышают потери энергии на внутренние утечки, так как основные соединения рабочих элементов с элементами распределителя потока представляют низшие кинематические пары, т.е. соприкасающиеся по довольно развитым поверхностям трения.

В этой связи КПД роторных гидромашин обычно ниже КПД гидромашин с клапанным распределением.

1.2. Объемные (гидростатические) передачи

Современное машиностроение, основными тенденциями развития которого является повышение производительности и качества продукции, требует постоянного создания и совершенствования различного вида приводов машин, обеспечивающих механизацию и автоматизацию технологических процессов. Для этих целей весьма широко используется объемный гидропривод. Под объемным гидроприводом понимается устройство для приведения в движение машин и механиз-

мов, составленное из объемной гидропередачи (гидрообъемная, гидростатическая трансмиссия), механических, гидравлических или электрогидравлических устройств управления, вспомогательных устройств (резервуары, фильтры и т.д.) и гидролиний (маслопровода и т.п.).

Объемная гидропередача является устройством для передачи энергии (движения) от источника к потребителю и содержит объемные гидравлические машины: объемные насосы, объемные гидродвигатели (гидромоторы, силовые гидроцилиндры), а также устройства управления и вспомогательные элементы.

Передача, состоящая из нерегулируемого насоса и гидромотора с передаточным отношением, т.е. отношением угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев (валов) передачи, равным единице, рассматривается в технике как "гидровал".

Передача, состоящая из регулируемых гидромашин и обеспечивающая бесступенчатое регулирование передаточного отношения, часто рассматривается как универсальный регулятор скорости (УРС). В объемных гидропередачах кинематические жидкостные звенья обеспечивают только геометрические связи, так как жидкости не имеют собственной геометрической формы, но имеют определенные объемы, то только при помощи тех или иных объемов жидкостных звеньев (рабочих камер) можно обеспечить требуемые геометрические связи. По этой причине, в частности, данные гидропередачи и называются объемными.

В гидрообъемных передачах, где геометрические связи обеспечивают жидкостные кинематические звенья при помощи определенного геометрически изолированного объема рабочей жидкости, кинематика практически независима от нагрузки, и соотношения между кинематическими и между нагрузочными показателями режима работы могут рассматриваться раздельно.

В гидродинамических передачах, в отличие от гидрообъемных, жидкостное звено устанавливает между соединенными им механическими звеньями лишь силовые связи. В этих передачах кинематика существенно зависит от нагрузки и не может рассматриваться самостоятельно, так как в этом случае передачи не обладают собственной кинематикой.

Про такую передачу можно сказать, что у нее имеется обратная связь по нагрузке. Особенности рабочего процесса объемных гидропередач, обуславливающие им достаточно жесткую кинематику и силовую связь, определили и ряд других высоких технических показателей этим передачам, обеспечивающих им преимущество по сравнению с другими видами передач.

В первую очередь к таким преимуществам относятся следующие:

1) высокие показатели металлоемкости или энергонасыщенности, т.е. меньшие габариты и масса объемного гидропривода по сравнению с механическими и электрическими приводами ввиду меньшей динамической нагруженности, более совершенной системы смазки, отсутствия таких элементов как валы, муфты, редукторы и т.п.;

2) возможность иметь большие передаточные отношения;

3) бесступенчатое регулирование скоростей выходного звена (рабочих движений), что позволяет повысить коэффициент использования приводного двигателя,

упростить его автоматизацию, что, в свою очередь, повышает производительность машин, а также улучшает условия работы оператора (станочника, машиниста и т.п.);

4) низкая инерционность объемных гидромашин, обеспечивающая передаче высокие динамические свойства, увеличивающая долговечность привода и позволяющая включать и реверсировать рабочие движения за доли секунды. Время рабочего цикла при этом сокращается, что повышает производительность техники;

5) удобство и простота управления, которые характеризуются малой затратой энергии оператора практически независимо от мощности привода, и возможностью автоматизации не только отдельных операций, но и целых технологических процессов;

6) возможность независимого расположения агрегатов гидропривода на машине, т.е. простота компоновки, что позволяет наиболее целесообразно расположить агрегаты на машине: насос на приводном двигателе, гидродвигатели непосредственно у исполнительных органов, элементы управления — на пульте оператора;

7) простота взаимного преобразования вращательного и поступательного движений в системах насос-гидромотор и насос-гидроцилиндр;

8) надежное предохранение от перегрузок приводного двигателя, металлоконструкций и рабочих органов машин установкой предохранительных и переливных клапанов.

9) возможность надежного и простого контроля величин давлений и сил в гидроприводе в непосредственной близости от рабочих органов (механизмов), установкой простых и дешевых приборов-манометров, датчиков или индикаторов давления;

10) применение в качестве кинематического звена минеральных масел или специальных рабочих жидкостей, которые обеспечивают надлежащую смазку пар трения гидропривода, не требуя дополнительных смазочных систем;

11) высокий уровень типизации, унификации и стандартизации агрегатов и узлов гидропривода, позволяющий иметь высокую производственную и эксплуатационную технологичность гидропривода и, в частности, относительно низкие материальные затраты при обслуживании и ремонте.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

Основными техническими характеристиками объемных гидромашин, определяющими наиболее существенные конструктивные и эксплуатационные их свойства, и не зависящие от других характеристик, являются: рабочий объем, давление и частота вращения, образующие основной комплексный показатель — мощность

$$N_r = qnp = Qp,$$

где q — рабочий объем (подача за оборот, постоянная машины, литраж);

n — частота вращения;

p — давление на выходе;

Q – объемная подача.

В группе основных технических характеристик (параметров) объемных гидромашин рабочий объем является главной характеристикой (параметром), так как определяет размеры гидромашин независимо от конструкции, технологии изготовления, применяемых материалов, режимов работы и условий эксплуатации.

2.1. Давление

Действие объемного гидропривода на базе объемных гидромашин основано на использовании энергии потока рабочей жидкости, находящегося под избыточным (манометрическим) давлением.

Избыточное давление в жидкости (в гидромашине) может создаваться либо под действием веса (силы тяжести) столба жидкости над машиной $p = h\rho g$, когда давление изменяется с изменением уровня жидкости, либо под действием давления на жидкость, находящуюся в замкнутом объеме, со стороны, например, поршня гидроцилиндра или аккумулятора, $p = G/F$, где G – нагрузка и вес поршня площадью F . В данном случае в соответствии с законом Паскаля давление, создаваемое поршнем на поверхности жидкости, передается без изменения во все точки единого объема жидкости.

Очевидно, что при снижении внешней нагрузки G (механического сопротивления) и увеличении площади (диаметра) поршня гидроцилиндра F давление на насосе будет стремиться к нулю ($p \rightarrow 0$). В противном случае давление будет стремиться к бесконечности ($p \rightarrow \infty$). Избыточное давление в потоке жидкости, создаваемом насосом, образуется в результате его дросселирования (вытеснения) через малое отверстие (гидравлическое сопротивление):

$$p = \frac{u^2 \rho}{2}, \text{ где } u = \frac{Q}{F}, Q = \mu F \sqrt{\frac{2p}{\rho}}.$$

Очевидно, что при малой скорости движения жидкости, т.е. при малой подаче насоса и достаточно большом диаметре отверстия, давление на насосе будет стремиться к нулю ($p \rightarrow 0$). В противном случае давление будет стремиться к бесконечности ($p \rightarrow \infty$).

Следовательно, давление на насосе (в гидроприводе) может быть создано лишь при наличии определенного механического или гидравлического сопротивления потоку жидкости, подаваемому насосом.

Размерность давления в Международной системе единиц СИ равна размерности силы (Н), деленной на размерность площади (м^2), т.е. $\text{Н}/\text{м}^2$ или паскаль (Па).

Другими словами, паскаль — это давление, вызываемое силой 1 ньютон, равномерно распределенной по поверхности площадью 1 м^2 и нормальной к ней.

В технической системе единиц МКГСС (метр-килограмм-сила-секунда), действовавшей ранее, давление имеет размерность $\text{кгс}/\text{см}^2$ ($\text{кГ}/\text{см}^2$).

Наряду с этим до сих пор встречаются случаи использования внесистемных размерностей давления, как, например, бар или техническая атмосфера.

Соотношения между единицами давления, используемыми в настоящее время и ранее, приведены в табл.1.

Таблица 1

Единица	МПа	бар (bar)	$\text{кгс}/\text{см}^2$
Мегапаскаль	1	10	10,2
Бар	0,1	1	1,02
Килограмм-сила на квадратный сантиметр	0,0981	0,981	1

В инженерной практике обычно округляют и принимают

$$1 \text{ МПа} = 10 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 10 \text{ бар};$$

$$1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 0,1 \text{ МПа} = 1 \text{ бар} = 10 \text{ м вод. ст.} = 735 \text{ мм рт. ст.}$$

2.2. Энергия (работа)

Энергия есть общая количественная мера различных форм движения материи. Отсюда и различные формы энергии. Работа есть одна из форм выражения обмена энергией физических тел с окружающими телами, т.е. является количественной характеристикой преобразования энергии в физических процессах.

В общем случае:

$$E = tu^2 = maL \quad [\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2 = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж}],$$

$$A = PL = maL \quad [\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2 = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж}],$$

$$E = A,$$

где E – энергия жидкости (частицы);

m – масса частицы жидкости;

a – ускорение частицы жидкости;

L – перемещение частицы жидкости;

A – работа силы частицы жидкости;

$P = ma$ – сила частицы жидкости.

В ряде областей науки и техники широко используется понятие об удельной энергии, которая представляет собой энергию, приходящуюся на единицу силы тяжести (единицу веса) физического тела.

В этом случае удельная энергия

$$e = \frac{E}{G} \quad [\text{м}].$$

Измерение удельной энергии единицами длины весьма удобно в области гидротехнических сооружений, водопровода и т.п., в которых зачастую вместо термина “удельная энергия” используют термин “напор” (H). Полная механическая энергия жидкости состоит из энергии положения, энергии давления и кинетической энергии.

Как известно:

– удельная энергия положения

$$e_z = \frac{E_z}{G} = \frac{Gz}{G} = z \text{ [м];}$$

– удельная энергия давления

$$e_p = \frac{E_p}{G} = G \frac{p}{\rho g} / G = \frac{p}{\rho g} \text{ [м];}$$

– удельная кинетическая энергия

$$e_k = \frac{E_k}{G} = \frac{mu^2}{2G} = \frac{u^2}{2g} \text{ [м].}$$

Полная удельная энергия жидкости в любой точке потока выражается уравнением Бернулли

$$e_n = H_n = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} = \text{const.}$$

В машиностроительной гидравлике удобнее энергетическое состояние жидкости выразить через давление.

В этом случае уравнение Бернулли будет иметь следующий вид:

$$p_n = z\rho g + p + \frac{\rho u^2}{2} = \text{const.}$$

В этом случае уравнение Бернулли имеет следующую трактовку: «В стационарном потоке сумма статического ($z\rho g + p$) и динамического $\left(\frac{\rho u^2}{2}\right)$ давлений

остаётся постоянной». Эта сумма равна полному гидростатическому давлению в покоящейся жидкости.

Для потока жидкости, проходящей через насос, существуют два характерных сечения: первое сечение — перед входом в насос и второе — у выхода из насоса. С инженерной точки зрения эти сечения характерны и тем, что проходят через точки подключения, соответственно, вакуумметра или мановакуумметра и манометра.

Полная удельная энергия потока жидкости на выходе из насоса (сеч.2) всегда выше, чем на входе в насос (сеч.1), за счет энергии, передаваемой насосом жидкости от двигателя.

Удельную энергию, передаваемую насосом жидкости, называют энергией (напором) насоса

$$e_n = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

В объемном гидроприводе величины $\Delta z = z_2 - z_1$, т.е. расстояние между точками подключения манометра и вакуумметра, и $(u_2^2 - u_1^2)/(2g)$ обычно пренебрежимо малы по сравнению с $(p_2 - p_1)/(\rho g)$.

Так, численные значения Δz обычно не превышают 1 м, а разность удельных кинетических энергий — 5 м (при $u_{вс} = 1$ м/с, $u_{нагн} = 10$ м/с). В тоже время удельная энергия давления обычно составляет сотни и тысячи метров ($p_{ном} = 6,3 \dots 32$ МПа). Следовательно, можно принять, что энергия, передаваемая насосом каждой единицы силы тяжести проходящей через насос жидкости, составляет

$$e_n = (p_2 - p_1)/(\rho g).$$

Так как p_1 — абсолютное давление у входа в насос ($p_{вх}$), а p_2 — абсолютное давление у выхода из него ($p_{вых}$), то

$$e_n = (p_{вых} - p_{вх})/(\rho g).$$

Если при входе в насос абсолютное давление больше атмосферного, то под ($p_{вых}$) и ($p_{вх}$) можно принимать избыточное (манометрическое) давление.

$$\text{Тогда } e_n = \frac{p_{ат} + p_{ман.вых} - (p_{ат} + p_{ман.вх})}{\rho g} = \frac{(p_{ман.вых} - p_{ман.вх})}{\rho g}.$$

Если у входа в насос вакуум, то $p_{вх} = p_{ат} - p_{вак}$, а $p_{вых} = p_{ат} + p_{ман}$.

$$\text{Тогда } e_n = \frac{p_{ат} + p_{ман} - (p_{ат} - p_{вак})}{\rho g} = \frac{(p_{ман} + p_{вак})}{(\rho g)}.$$

На практике, принимая $\rho g = \text{const}$, для контроля и оценки силового режима работы объемных машин обычно используют непосредственно показание только манометра.

2.3. Мощность

Мощность как физическая величина измеряется отношением работы (энергии) к промежутку времени, в течение которого она совершена. Тогда теоретическую мощность насоса как энергию, переданную насосом всей жидкости, прошедшей через него за единицу времени, можно определить из следующего выражения:

$$N_{т.н.} = eG/t = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} V \rho g \frac{1}{t} = (p_2 - p_1) Q_T,$$

или, упрощая

$$N_{т.н.} = p_m Q_T,$$

где V — объем жидкости, прошедшей через насос за время t ;

Q_T — теоретическая (расчетная) подача насоса в единицу времени ($Q = qn$).

В связи с потерей части подачи насоса на внутренние утечки эффективная (полезная) мощность, отдаваемая насосом, составит

$$N_{ЭН} = p_m Q_{факт},$$

где $Q_{факт} = (Q_T - Q_{утеч})$ — фактическая подача насоса.

Расчетные формулы эффективной мощности объемных гидронасосов с учетом размерностей физических величин, используемых ранее (система МКГСС) и в настоящее время (система СИ), приведены в табл. 2.

Таблица 2

Размерности		Размерности $N_{ЭН}$		
P	Q	кгм/с	кВт	л.с.
кг/м ²	м ³ /с	$N = pQ$	$N = pQ/102$	$N = pQ/75$
кг/см ²	см ³ /с	$N = pQ10^{-2}$	$N = pQ/10,2 \cdot 10^3$	$N = pQ/7500$
кг/см ²	л/мин	$N = 0,166 pQ$	$N = pQ/612$	$N = pQ/450$
МПа	л/мин	$N = 1,66 pQ$	$N = pQ/60$	$N = pQ/45$

Примечание.

1 кВт=102 кгм/с= 1,36 л.с.;

1 л.с.=75 кгм/с= 0,736 кВт.

Потребляемая насосом мощность, т.е. мощность на валу насоса, больше полезной мощности насоса, передаваемой им жидкости, из-за потерь энергии в насосе на трение (гидромеханические потери мощности) и внутренние утечки жидкости ("объемные" потери мощности). В механическом эквиваленте мощность на валу насоса или мотора определяется крутящим моментом и частотой вращения валов. Это может быть показано на примере работы аксиально-поршневой гидромашины, кинематическая схема которой приведена на рис. 2.

Насосы и моторы с аксиальным расположением цилиндров получили на практике широкое распространение и рассматриваются как машины с пространственной кинематикой или как машины с наклонным диском.

Кинематической основой этих машин является кривошипно-шатунный механизм, в котором цилиндр 3 при повороте кривошипа 2 вокруг оси 1 совершает перемещения по вертикали (в плоскости рисунка), двигаясь параллельно самому себе и сохраняя горизонтальное положение своей оси; поршень при этом перемещается согласно схеме по вертикали вместе с цилиндром и одновременно в цилиндре вдоль его оси.

Перемещение поршня за время поворота кривошипа 2 на угол α равно перемещению проекции шарнира этого кривошипа со штоком по линии крайних "мертвых" точек:

$$X' = R - R \cos \alpha = R(1 - \cos \alpha),$$

где R – длина кривошипа.

Очевидно, что полное перемещение поршня при повороте кривошипа на 180° составит $X' = 2R$. Поршень насоса при движении в одном направлении засасывает, а в другом нагнетает жидкость под давлением p .

При работе в режиме мотора жидкость, поступив в цилиндр под давлением p , действует на его поршень с силой p и приводит во вращение вал кривошипа под действием пары сил T . Схема принципиально не изменится, если плоскость вращения кривошипа повернуть вокруг вращательной оси УУ относительно прежне-

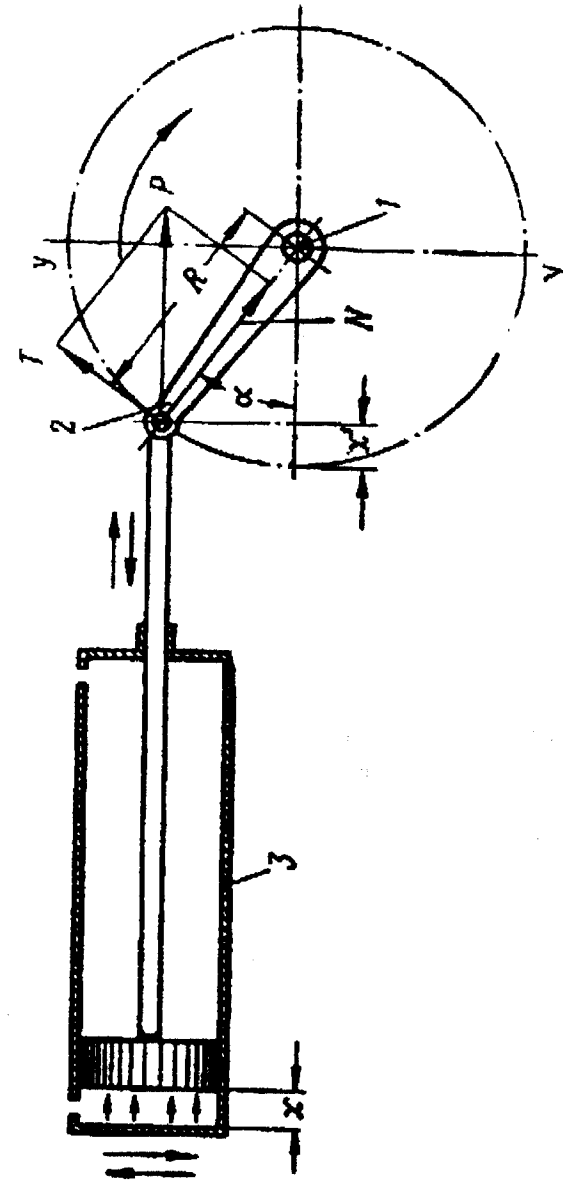


Рис. 2. Кинематическая схема насоса-мотора аксиального типа

пространственную, а, следовательно, цилиндр для сохранения прежней кинематики поршня вместо прежних перемещений в плоскости вращения кривошипа должен перемещаться в пространстве по следу проекции точки 2 на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра. В этом случае ход поршня уменьшится и составит $X = X' \cos \beta$,

где β – угол поворота плоскости вращения кривошипа.

Величина крутящего момента связана с величиной работы, которую может совершить приводной двигатель насоса или гидромотора за один оборот вала.

Так как работа равна произведению силы на путь ее действия, то за один оборот вала сила T пары приложения к кривошипу, совершит работу на пути, равном длине окружности радиуса R . Вторая сила T пары приложения к оси вала 1 работы не производит, так как точки ее приложения не перемещаются (путь равен нулю).

Так как длина окружности равна $2\pi R$, то работа пары сил будет равна $A_1 = 2\pi RT = 6,28M$, где $M = RT$ – крутящий момент. Отсюда следует, что чем больше крутящий момент гидромашин, тем большую работу может совершить, например, гидромотор за один оборот вала.

Если вал гидромашин вращается с частотой n мин⁻¹, то теоретически работа машин за одну минуту будет $A = 6,28Mn = N$. Это и есть мощность гидромашин, потребляемая насосом или развиваемая гидромотором.

Расчетные формулы потребляемой мощности насосами с учетом размерностей физических величин, используемых в механике ранее и в настоящее время, имеют следующую взаимосвязь:

$$N_{\text{потр}} = M\omega \left[\frac{\text{кгм} \cdot \text{рад}}{\text{с}} \right] = 2\pi \frac{Mn}{60} \left[\frac{\text{кгм}}{\text{с}} \right] = \frac{Mn}{974,5} [\text{кВт}] = \frac{Mn}{716,2} [\text{л.с.}] = \frac{Mn}{9552,2} [\text{кВт}].$$

В последнее время крутящий момент M измеряется в Н·м.

Отношение полезной (эффективной) мощности к потребляемой есть полный (общий) КПД гидромашин.

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{N_{\text{эф}}}{N_{\text{потр}}}.$$

Полный КПД гидромашин указывается обязательно в технической характеристике (документации) на машину, поэтому на практике потребляемую насосом мощность определяют обычно по формуле $N_{\text{потр}} = N_{\text{эф}}/\eta_{\text{пол}}$.

Полный КПД гидромашин

$$\eta_{\text{пол}} = \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{объемный}}.$$

Учитывая, что у современных насосов $\eta_{\text{гидр}} \approx 1$, можно считать $\eta_{\text{мех}} = \eta_n/\eta_{\text{об}}$ и определять крутящий момент на валу насоса по формуле $M = 0,159 pg/\eta_{\text{мех}}$ при сопоставлении эквивалентности механической и гидравлической мощностей:

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{гидр}},$$

$$2\pi Mn = pQ = pqn,$$

$$M = \frac{1}{2\pi} pg = 0,159 pg.$$

2.4. Контрольные вопросы

1. Дайте определение машине, гидромашине, объемной гидромашине.
2. Дайте определение насосу и гидромотору.
3. В чем сущность рабочего процесса объемных гидромашин?
4. Перечислите общие отличительные свойства объемных насосов.
5. Перечислите отличительные признаки роторных гидромашин.
6. Какие классификационные особенности присущи роторным гидромашинам?
7. Какие устройства являются гидропередачей и гидроприводом?
8. Какая гидропередача называется “гидровалом”, а какая универсальным регулятором скорости?
9. Какие преимущества имеет объемный гидропривод по сравнению с другими типами приводов?
10. Какие параметры (характеристики) объемных гидромашин относятся к основным? Какой из основных параметров считается главным и почему?
11. Действие каких сил (сопротивлений) обуславливает давление в гидроприводе (на насосе)?
12. Какой вид энергии жидкости используется в объемном гидроприводе? Что такое удельная энергия, потенциальная и кинетическая?
13. Как определить удельную энергию, передаваемую насосом жидкости, по показаниям манометра и вакуумметра?
14. Как определить теоретическую (полезную) и потребляемую мощность насоса?
15. Что представляет и как определяется полный (общий) КПД гидромашин?
16. Как определить крутящий момент на валу гидромашин?

3. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН

Испытания машин, их узлов и элементов в зависимости от целей подразделяются на исследовательские, доводочные, приемо-сдаточные, периодические, типовые и другие. Цели испытаний определяют объемы, методы и средства испытаний.

3.1. Типизация и стандартизация методов и средств испытаний объемных гидромашин

Для того, чтобы испытания машин и их результаты могли быть воспроизведены и однозначно восприняты всеми участниками жизненного цикла техники, методы и средства испытаний типизируются и стандартизируются на государствен-

ном и международном уровнях. В настоящее время стандартизация ведется по всем основным объектам (областям гидроприводов), приведенным в табл. 3.

Таблица 3

№ п/п	Объект стандартизации	Нормативный документ
1	Общие требования безопасности к монтажу, испытаниям, эксплуатации объемных гидромашин и гидроприводов	ГОСТ 12.2.086 ЕН 982
2	Техника измерений. Общие принципы измерений. Методы измерения параметров	ИСО 9110 ГОСТ 17108
3	Правила приемки и методы испытаний гидромашин	ИСО 9110 ГОСТ 14658 ГОСТ 20719 ИСО 10100
4	Методы определения рабочих характеристик объемных гидромашин и гидропривода	ИСО 4409 ИСО 8429 ИСО 4392 ГОСТ 28988 ГОСТ 4412
5	Методы ускоренных испытаний на ресурс, безотказность	ГОСТ 27851 ГОСТ 28413

3.2. Методы прямо-сдаточных и периодических испытаний насосов

Приемо-сдаточные испытания насосов проводятся с целью проверки соответствия их основных параметров требованиям технической документации. В этом случае изготовитель (участок, цех) сдает, а отдел технического контроля (ОТК) участка или цеха предприятия принимает практически каждое изделие.

Периодические испытания насосов проводятся с целью контроля качества технологической цепи СПИД, которое постепенно снижается из-за износа станков, приспособлений и инструмента и периодически должно восстанавливаться при техническом обслуживании и ремонте.

Таким образом, периодические испытания через контроль качества изделия контролируют качество его изготовления (технологию), что гарантирует изделия эксплуатационные качества в заданных пределах.

В этой связи периодические испытания являются наиболее представительными, так как предусматривают контроль наибольшего числа параметров практически всех моделей типоразмерного ряда насосов.

Основные методические положения типовых периодических и приемо-сдаточных испытаний (ГОСТ 14658) приведены ниже.

1. Объект и объем испытаний

1.1. Правила приемки насосов — по ГОСТ 22976 и ГОСТ 14658.

1.2. Периодическим испытаниям следует подвергать базовые модели насосов и модели (модификации), указанные в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа, а при отсутствии модификаций базовых моделей типоразмерного ряда. Допускаются результаты испытаний базовых моделей распространять на их модификации.

1.3. При периодических испытаниях следует проверять:

внешний вид;
габаритные и присоединительные размеры;
массу;
материал деталей;
функционирование;
функционирование при минимально допускаемом давлении на входе;
прочность;
наружную герметичность;
номинальный рабочий объем;
минимальный рабочий объем;
номинальную подачу;
минимальную подачу;
коэффициент подачи;
КПД;
номинальную мощность;
удельную массу;
уровни звуковой мощности в октавных полосах частот;
ресурс;

наработку до отказа;
виброустойчивость;
вибропрочность;
функциональные зависимости параметров;
функционирование при предельных температурах и другие параметры, установленные в стандартах и технических условиях на насосы конкретного типа.

1.4. При приемо-сдаточных испытаниях следует проверять:

функционирование;
наружную герметичность;
номинальную подачу;
номинальную мощность;
коэффициент подачи.

1.5. При периодических испытаниях насосов, регулируемых изменением рабочего объема, подачу следует определять при номинальном и минимальном рабочих объемах. При необходимости испытания проводят также при промежуточных значениях рабочего объема, выбираемых с равным интервалом между минимальным и номинальным значениями.

1.6. Испытания реверсивных насосов следует проводить для обоих направлений потока рабочей жидкости.

При приемо-сдаточных испытаниях допускается проводить испытания при одном направлении потока, если это установлено в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

1.7. Все испытания насосов, входящих в объемные гидropередачи и комплектуемых с гидромоторами, допускается проводить в составе гидropередачи совместно с гидромоторами. При этом показатели следует определять для гидropередачи в целом в соответствии со стандартами или техническими условиями на конкретные гидropередачи.

1.8. Объем испытаний встраиваемых насосов, которые не выпускаются в виде отдельного изделия, необходимо устанавливать в стандартах или технических условиях на изделия со встроенными насосами.

1.9. Испытания многопоточных и секционных насосов большой мощности (свыше 200 кВт) допускается проводить поочередно по потокам.

1.10. Для насосов, предназначенных для работы на рабочих жидкостях различных марок (минеральные масла, синтетические жидкости на водной основе и т.д.), при периодических и приемо-сдаточных испытаниях допускается проверять на одной из жидкостей, указанных в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа, если насосы проверены на всех рабочих жидкостях при других видах испытаний.

2. Методы испытаний

2.1. Общие требования

2.1.1. Измерение параметров и погрешности измерений — по ГОСТ

17108.

2.1.2. Средства измерений параметров должны быть подвергнуты поверке по ГОСТ 8.002 и иметь свидетельство о поверке, поверительное клеймо или пломбу, подтверждающие их пригодность к эксплуатации.

2.1.3. Для определения значений статических параметров следует использовать средства измерений с аналоговыми или дискретными показаниями.

Для определения значений динамических параметров следует использовать средства измерений с непрерывной регистрацией по времени значений параметра.

2.1.4. Класс точности применяемых средств измерений следует выбирать исходя из допускаемой суммарной погрешности измеряемого параметра.

2.1.5. В зависимости от вида испытаний установлены три группы точности измерения. При точных и исследовательских испытаниях погрешности измерения должны соответствовать группе точности 1, при периодических испытаниях — группе 2, при приемо-сдаточных испытаниях — группе 3.

Допускаемые значения суммарной погрешности параметров, соответствующие указаным группам точности измерения, приведены в табл. 4.

Таблица 4

Параметр	Допускаемая суммарная погрешность измерения с установленной вероятностью 0,95 для групп точности		
	1	2	3
Давление до 0,2 МПа, %	±1,0	±3,0	±5,0
Давление свыше 0,2 МПа, %	±0,5	±1,5	±2,5
Расход, %	±0,5	±1,5	±2,5
Температура рабочей жидкости, °C	±0,5	±1,0	±2,0
Частота вращения, %	±0,5	±1,0	±2,5
Объем, %	±0,5	±1,0	±2,5
Крутящий момент, %	±0,5	±1,0	±2,0
Сила, %	±0,5	±1,5	±3,0
Масса, %	±0,5	±1,0	±2,0
Время, %	±0,5	±1,0	±2,0

2.1.6. При измерении статических параметров необходимо провести такое число измерений для каждого параметра, чтобы погрешность измерения не превышала значений, указанных в табл. 4. Число измерений должно быть при применении показывающих средств измерений не менее трех.

За результат измерения принимают среднее арифметическое значение результатов измерений. При приемо-сдаточных испытаниях допускается однократное измерение параметров.

2.1.7. Измерения следует проводить в условиях, установленных в стандартах и технических условиях на методы испытаний гидроустройства конкретного типа. При измерении в условиях, отличающихся от установленных, в полученные результаты должны быть внесены поправки.

2.1.8. При измерении статических параметров допускаемые отклонения результатов измерений от среднего арифметического значения для групп точности не должны превышать значений, приведенных в табл. 5.

Если отклонения хотя бы одного измеренного значения от среднего арифметического превышает значение, указанное в табл.5 необходимо провести повторные измерения согласно п.2.1.6.

Если после повторных измерений отклонение измеренного значения от среднего арифметического превышает указанные в табл. 5, то за результат следует принимать каждое отдельно измеренное значение параметра или среднее арифметическое значение с указанием верхнего и нижнего значения его предельных отклонений.

Таблица 5

Параметр	Допускаемая суммарная погрешность измерения с установленной вероятностью 0,95 для групп точности		
	1	2	3
Давление, %	±0,5	±1,5	±2,5
Расход, %	±0,5	±1,5	±2,5
Температура рабочей жидкости, °C	±1,0	±2,0	±4,0
Частота вращения, %	±0,5	±1,0	±2,0
Объем, %	±0,5	±1,0	±2,5
Крутящий момент, %	±0,5	±1,5	±2,5
Сила, %	±0,5	±1,5	±2,5
Масса, %	±0,5	±1,0	±2,0

2.1.9. При косвенном определении значения параметра (когда значение параметра определяют расчетом по измеренным значениям нескольких параметров) регистрация значений параметров должна быть за время, в течение которого изменение значения параметров соответствует пределам погрешностей, приведенных в табл.4.

2.1.10. Допускается применение средств измерений, не указанных в настоящем стандарте, но допущенных к эксплуатации Государственным комитетом по стандартам и удовлетворяющих требованиям настоящего стандарта.

При непосредственном измерении мощности при всех видах испытаний погрешность измерения не должна превышать ±3,0 %.

Погрешности измерений параметров, не установленных в ГОСТ 17108, не должны превышать:

- ±3% — частоты реверса;
- ±0,2 % — времени реверса;
- ± 15% — параметров вибрации.

При премо-сдаточных испытаниях проверку номинальной мощности и номинальной подачи допускается проводить по предельным значениям (мощность — не более, подача — не менее).

2.2. Условия испытаний

2.2.1. Параметры следует измерять при установившемся тепловом режиме.

Отклонения температуры рабочей жидкости в гидробаке от указанной в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа при проведении измерений не должны превышать:

- при периодических испытаниях ±2 °C;
- при премо-сдаточных испытаниях ±4 °C.

2.2.2. Испытания следует проводить на рабочей жидкости, марка и класс чистоты (по ГОСТ 17216) которой указаны в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

2.2.3. Перед испытаниями на ресурс следует провести осмотр испытуемого насоса и микрометрический обмер основных деталей.

2.2.4. Перед испытаниями насосы следует подвергать обкатке в объеме и на режимах, установленных стандартами или техническими условиями на насосы конкретного типа. Допускается совмещать обкатку с проверкой функционирования и герметичности.

2.2.5. Перед каждым испытанием необходимо удалить воздух из гидравлической системы испытательного стенда и из испытуемого насоса.

2.2.6. Для сравнительной оценки результатов испытаний насосов, работающих на минеральных маслах или других жидкостях с подобными свойствами используют результаты испытаний при температуре рабочей жидкости, обеспечивающей кинематическую вязкость 30-35 мм²/с (сСт).

Если испытания насоса проводят на рабочей жидкости, вязкость которой не соответствует указанному интервалу (вода, эмульсия и т.п.), параметры проверяют при одном из значений температуры рабочей жидкости от 20° до 50° C.

2.3. Стенды

2.3.1. Испытания следует проводить на стендах, аттестованных в соответствии с ГОСТ 24555.

Типовые схемы стендов приведены на рис.3. Допускается применение других схем испытательных стендов.

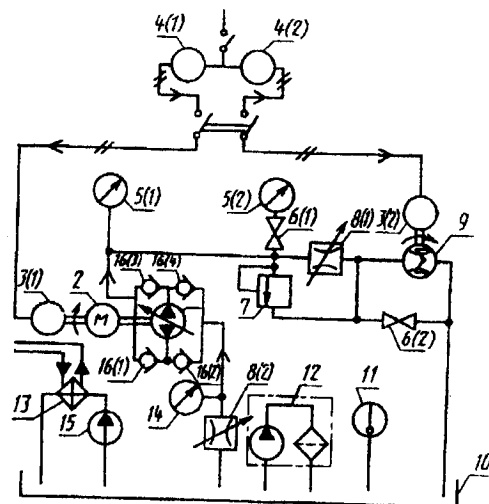
2.3.2. Допускается испытывать насосы на стендах с рекуперацией энергии.

2.3.3. Стенды должны быть оборудованы кондиционерами рабочей жидкости. Номинальная тонкость фильтрации рабочей жидкости при испытании — по ГОСТ 14066.

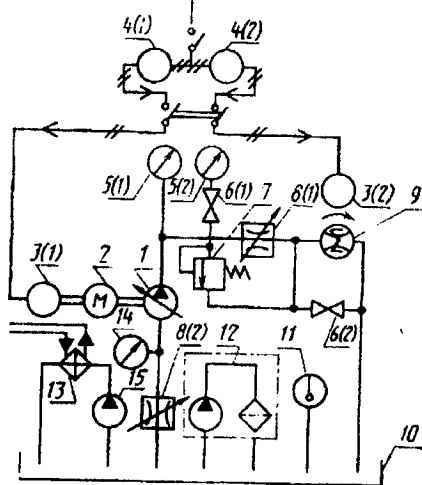
2.3.4. Через 750 ч работы стенда, но не реже одного раз в три месяца, следует проверять следующие параметры рабочей жидкости: кинематическую вязкость при температуре 50° C — по ГОСТ 33 и класс чистоты — по ГОСТ 17216.

2.4. Проведение испытаний

2.4.1. Параметры насосов следует проверять при номинальном значении давления на выходе (для насосов с подпиткой — при номинальном перепаде давлений). Для регулируемых насосов параметры следует проверять с учетом требований п.1.5. настоящего стандарта.



а)



б)

Рис.3. Типовые схемы стендов для испытания насосов:

а) – реверсивных, б) – неревверсивных;

1 – испытуемый насос, 2 – мотор-весы, 3 – преобразователь частоты вращения, 4 – счетчик импульсов, 5 – манометр, 6 – кран, 7 – предохранительный клапан, 8 – дроссель, 9 – расходомер, 10 – бак, 11 – термометр, 12 – фильтр, 13 – теплообменник, 14 – вакуумметр, 15 – насос, 16 – обратный клапан

2.4.2. Параметры насосов при периодических и приемо-сдаточных испытаниях следует проверять при номинальных рабочем объеме, частоте вращения и давлении на выходе (перепаде давлений).

Допускается проверять параметры при давлении (перепаде давлений) и частоте вращения меньше номинальных: для насосов номинальной мощности от 75 до 200 кВт — на 20%, более 200 кВт — на 40%. Значения параметров при этом следует устанавливать в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

2.4.3. Давление на выходе, входе и давление дренажа следует измерять манометрами (вакуумметрами), установленными непосредственно у выхода (входа) насоса соответственно в напорной гидролинии перед нагрузочным устройством, во всасывающей и дренажной гидролиниях.

В качестве нагрузочного устройства следует применять гидродросель или нагрузатели других типов, не вызывающие пульсации давления.

При необходимости для измерения давления может быть использован метод осциллографирования.

2.4.4. Внешний вид насосов (покрытие, маркировка и т.п.) следует проверять визуально на соответствие требованиям ГОСТ 17411, ГОСТ 13823, ГОСТ 15108.

2.4.5. Проверку габаритных и присоединительных размеров следует проводить средствами измерений линейных и угловых величин.

2.4.6. Массу следует проверять взвешиванием, при этом полости насоса должны быть свободными от рабочей жидкости.

2.4.7. Проверку материалов деталей следует проводить по сертификатам.

2.4.8. При проверке функционирования следует визуально проверять:

- подачу рабочей жидкости и равномерности при заданном направлении вращения выходного вала;
- изменение значения и направления подачи рабочей жидкости при работе механизмов регулирования и реверсирования насоса;
- реакцию на повышение нагрузки (изменение давления на выходе, изменение дренажных утечек и т.п.);
- отсутствие повышенной вибрации, ударов, стуков, резкого шума, толчков давления в магистралях, повышенного нагрева;
- отсутствие каплеобразования из-под крышек, пробок, фланцев, через стыки корпусных деталей и т.п.

2.4.9. Проверку функционирования следует проводить в два этапа, в начале испытаний без нагрузки не менее двух кратковременных включений насоса на 5-10 с, затем под нагрузкой — до максимального значения давления на выходе насоса продолжительностью, установленной в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

2.4.10. Функционирование при минимально допусаемом давлении на входе следует проверять при минимальном давлении на выходе, максимальной частоте вращения и минимальной температуре рабочей жидкости. Постепенным увеличением сопротивления давления на входе в насос доводят до значения, установлен-

ного в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа. Сопро-
тивление на входе следует создавать дросселем или другим устройством, не при-
водящим к увеличению пульсации давления. Критерий оценки функционирования
— в соответствии с п.2.4.8.

2.4.11. Проверке на прочность под давлением следует подвергать все поло-
сти, в которых во время работы насоса может быть создано рабочее давление, пу-
тем создания давления рабочей жидкости в указанных полостях не менее 1,25 но-
минального (но не максимального) с выдержкой не менее 3 мин.

Насосы, подвергнутые проверке на прочность, должны нормально функ-
ционировать, появление остаточных деформаций не допускается.

2.4.12. Наружную герметичность следует проверять визуально путем созда-
ния давления рабочей жидкости до максимального, но не менее 1,25 номиналь-
ного, в полостях, в которых во время работы насоса может быть создано рабочее
давление.

При этом температура рабочей жидкости и давление дренажа должны быть
максимальными. Продолжительность испытания должна соответствовать уста-
новленной в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

При испытании потение наружных поверхностей, утечки рабочей жидкости
через неподвижные соединения и уплотнения, стенки, стыки, сварные и резьбо-
вые соединения не допускаются. Признаком негерметичности являются появле-
ние капель и пятен.

Не допускается утечка рабочей жидкости через подвижные соединения, ес-
ли в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа не уста-
новлено значение утечки.

Допускается при приемо-сдаточных испытаниях проверять насосы на на-
ружную герметичность при температуре рабочей жидкости, при которой опреде-
ляют основные параметры насосов, и при давлении дренажа не выше максималь-
ного.

2.4.13. Рабочий объем следует измерять по ГОСТ 17108.

2.4.14. Подачу насоса следует измерять по ГОСТ 17108.

При измерении подачи мерными баками верхний и нижний уровни рабочей
жидкости, заполняющей бак, следует контролировать измерительными преобра-
зователями уровня.

Вместимость мерного бака между уровнями, которые контролируются пре-
образователями, должна быть проверена методами и средствами определения
вместимости мерников 2-го класса по ГОСТ 13844.

Приборы для измерения времени и частоты вращения насоса должны быть
одновременно включены при достижении уровнем жидкости первого преобразо-
вателя и выключены при достижении второго преобразователя.

2.4.15. Номинальную подачу следует проверять при номинальном давлении
на выходе (перепаде давлений) и номинальной частоте вращения. При измерении
подачи следует вводить поправку на сжимаемость рабочей жидкости при давле-
нии на выходе (перепаде давлений) более 20 МПа, которую устанавливают в
стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

Допускается подачу многопоточных (секционных) насосов определять пу-
тем суммирования подач, измеренных на каждом потоке (секции) отдельно.

Допускается в технически обоснованных случаях определение номинальной
подачи проводить при частоте вращения, отличной от номинальной, с последую-
щим пересчетом по формуле

$$Q_{ном} = Q \frac{n_{ном}}{n},$$

где Q, n — измеренные значения подачи и частоты вращения вала;

$Q_{ном}, n_{ном}$ — номинальные значения подачи и частоты вращения вала.

Для регулируемых насосов следует проверять номинальную и минималь-
ную подачи.

Для насосов, регулируемых изменением рабочего объема, следует прове-
рять номинальную и минимальную подачи соответственно при номинальном и
минимальном рабочих объемах.

2.4.16. Коэффициент подачи при применении мерных баков следует рассчи-
тать по формуле

$$K_Q = \frac{b}{i_n},$$

где i_n — число импульсов на валу насоса за время заполнения рабочей жидкостью
объема бака между двумя измерительными преобразователями уровня;

b — коэффициент, рассчитываемый по формуле

$$b = \frac{V_6 i_n}{V_o} = \text{const},$$

где V_6 — объем мерного бака между двумя преобразователями уровня, см³;

V_o — измеренный рабочий объем насоса, см³;

i_n — число импульсов за один оборот вала насоса.

Коэффициент подачи при измерении подачи расходомерами следует рас-
считывать по формуле

$$K_Q = a \frac{i_p}{i_n} \text{ или } K_Q = \frac{10^3 Q_{изм}}{V_o n_{изм}},$$

где i_p — число импульсов на валу расходомера за время измерений;

i_n — число импульсов на валу насоса за время измерений;

$Q_{изм}$ — измеренная подача насоса, дм³/с (л/мин);

V_o — измеренный объем насоса, см³;

$n_{изм}$ — измеренная частота вращения вала насоса, с⁻¹ (об./мин);

a — коэффициент, рассчитываемый по формуле

$$a = \frac{V_p i_n}{V_o i_{p_1}},$$

где i_n – число импульсов на валу насоса за один оборот вала;

i_p – число импульсов на валу расходомера за один оборот вала;

V_p – измеренный рабочий объем расходомера, см³;

V_o – измеренный рабочий объем насоса, см³.

Коэффициент подачи насосов, у которых не полностью заполняют рабочие камеры, например, при самовсасывании или за счет особенностей регулирования клапанных насосов, определяют как отношение коэффициента подачи при давлении к коэффициенту подачи без нагрузки.

Коэффициент подачи при прямо-сдаточных испытаниях допускается рассчитывать по формуле

$$K_Q = \frac{Q_{ном}}{Q_o},$$

где $Q_{ном}$ – измеренная подача насоса при номинальном давлении в напорной гидрролинии (на выходе насоса), дм³/с (л/мин);

Q_o – измеренная подача насоса при минимально возможном давлении в напорной гидрролинии (на выходе насоса), дм³/с (л/мин).

Примечания.

1. Значения подачи насоса должны быть приведены к одинаковой частоте вращения в соответствии с п.2.4.15.

2. Допускается коэффициент подачи многопоточных (секционных) насосов большой мощности (свыше 200 кВт) вычислить, как среднее арифметическое коэффициентов подачи всех потоков.

2.4.17. КПД следует рассчитывать по формуле

$$\eta = \frac{N_3}{N} \text{ или } \eta = \frac{10^3}{2\pi} \frac{pQ}{M_{кр}n} \approx 159,1 \frac{pQ}{M_{кр}n},$$

где N – номинальная потребляемая мощность, кВт;

N_3 – номинальная эффективная мощность, кВт, рассчитываемая по формуле $N_3 = pQ$;

p – номинальное давление на выходе насоса (перепад давлений), МПа;

Q – измеренная подача насоса, дм³/с (л/мин);

$M_{кр}$ – измеренный крутящий момент на валу насоса, Нм;

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

Примечания.

1. При прямо-сдаточных испытаниях допускается определять значение КПД косвенно, путем контроля значений параметров, характеризующих КПД, а не рассчитывать по формулам.

2. При определении КПД многопоточных и секционных насосов большой мощности (свыше 200 кВт) допускается проводить измерение мощности насоса при номинальной подаче и максимальном давлении стенда $p_{см}$, соответствующем максимальной мощности стенда $p_{см}$, потребляемой насосом, с дополнительной проверкой мощности и КПД отдельных потоков (секций) при номинальном давлении.

3. Для насосов с подпиткой в формулах вместо номинального давления (p) следует использовать перепад давлений (Δp) как разность между давлением на выходе и входе насоса.

2.4.18. Мощность насоса следует определять по измеренным крутящему моменту и частоте вращения по ГОСТ 17108

Примечания.

1. При прямо-сдаточных испытаниях, для насосов с номинальной мощностью более 75 кВт при испытаниях всех видов, допускается определять мощность измерением потребляемой мощности приводящего двигателя с учетом КПД привода по ГОСТ 17108.

2. Определение мощности многопоточных и секционных насосов большой мощности (свыше 200 кВт) допускается проводить по потокам (секциям). При этом мощность вычисляют по формуле

$$P = \frac{pQ}{\eta_{см}} \left(P = \frac{pQ}{60\eta_{см}} \right),$$

где p – давление на выходе насоса (для насосов с подпиткой – перепад давлений), МПа;

Q – суммарная подача всех потоков, дм³/с (л/мин);

$\eta_{см}$ – КПД при максимальном давлении стенда $p_{см}$, потребляемой насосом, определяется по формуле

$$\eta_{см} = \frac{p_{см}Q}{P_{см}} \left(\eta_{см} = \frac{p_{см}Q}{60P_{см}} \right).$$

3. При измерении балансирными динамометрами (мотор-весами) крутящий момент следует рассчитывать по формуле

$$M_{кр} = (F - F_x) l,$$

где l – длина плеча, м;

F – нагрузка на плечо при испытании, Н;

F_x – нагрузка на плечо при холостой работе электродвигателя, отделенного от насоса,

Н.

Балансирные динамометры, торсиометры и другие аналогичные устройства, используемые для измерения крутящего момента, должны тарироваться перед началом и по окончании испытаний.

2.4.19. Удельную массу следует проверять расчетным путем (отношение массы к эффективной номинальной мощности).

2.4.20. Допустимую частоту реверса следует определять методом измерения числа циклов по ГОСТ 17108.

2.4.21. Допускаемое время реверса следует проверять по ГОСТ 17108.

2.4.22. Уровни звуковой мощности в октавных полосах частот следует проверять по ГОСТ 17108 при номинальных давлении на выходе (перепаде давлений) и частоте вращения насоса.

2.4.23. Проверку наработки до отказа и ресурса следует проводить в соответствии с ГОСТ 22976 на режимах, установленных в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

Наработку до отказа и ресурс следует проверять по этапам при постоянной и (или) циклической нагрузках. Продолжительность этапа испытаний при постоянной нагрузке не более 500 ч. Продолжительность этапа, характер и метод получения циклической нагрузки устанавливают в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа.

После каждого этапа следует измерить коэффициент подачи и КПД, а до начала и после окончания испытаний на ресурс следует провести обмер основных деталей и определить износ трущихся поверхностей.

При испытаниях насосов в режиме постоянной нагрузки продолжительность испытаний следует регистрировать счетчиком моточасов.

При испытаниях насосов в режиме циклической нагрузки схемой испытаний следует предусмотреть регистрацию числа циклов нагружения.

2.4.24. Проверку вибрационной характеристики следует проводить по ГОСТ 17108 и ГОСТ 12.1.034.

2.4.25. Проверку виброустойчивости следует проводить по ГОСТ 16962.

2.4.26. Проверку вибропрочности следует проводить по ГОСТ 16962.

2.4.27. Функциональные зависимости параметров по ГОСТ 13823 следует проверять определением их не менее чем для пяти значений измеряемых величин, в том числе предельные и номинальные значения.

2.4.27.1. Зависимость подачи насоса от давления на выходе (перепада давлений) при различных значениях частоты вращения, в том числе минимальной, номинальной, максимальной, следует представлять в виде диаграмм следующей зависимости

$$Q = f(p),$$

где Q – текущее значение подачи насоса, $\text{дм}^3/\text{с}$ ($\text{л}/\text{мин}$);

p – текущее значение давления на выходе насоса (перепада давлений), МПа.

2.4.27.2. Для построения диаграммы зависимости подачи насоса от давления на выходе (перепада давлений) следует измерять подачу при нескольких значениях давления в диапазоне от его минимального до максимального значений при пяти значениях частоты вращения, в том числе минимальной, номинальной и максимальной.

Для насосов, регулируемых изменением рабочего объема (бесступенчатое изменение), строить графические зависимости следует до пяти значений рабочего объема, включая номинальное и минимальное значения.

Для ступенчато-регулируемых насосов графические зависимости следует строить для каждой ступени рабочего объема.

Для насосов, регулируемых без изменения рабочего объема, зависимость подачи от давления (перепада давления) следует проводить для пяти значений регулируемой подачи, включая номинальное и минимальное значения.

2.4.27.3. Зависимость мощности от давления на выходе насоса (перепада давлений) для различных значений частоты вращения, в том числе минимальной, номинальной, максимальной, следует представлять в виде диаграмм следующей зависимости

$$N = f(p),$$

где N – текущее значение мощности, кВт;

p – текущее значение давления (перепада давлений) на выходе насоса, МПа.

2.4.27.4. Построение диаграммы зависимостей мощности насоса от давления на выходе (перепада давлений) для различных частот вращения, в том числе минимальной, номинальной, максимальной, следует проводить в соответствии с требованиями п. 2.4.27.2. настоящего стандарта.

2.4.27.5. Зависимость коэффициента подачи насоса от давления на выходе (перепада давлений) для различных значений частоты вращения, в том числе минимальной, номинальной, максимальной, следует представлять в виде диаграммы

$$K_Q = f(p),$$

где K_Q – текущее значение коэффициента подачи;

p – текущее значение давления на выходе насоса (перепада давлений), МПа.

2.4.27.6. Построение диаграммы зависимостей коэффициента подачи от давления на выходе насоса (перепада давлений) для различных частот вращения следует проводить в соответствии с требованиями п.2.4.27.2.

2.4.27.7. Зависимость КПД от давления на выходе насоса (перепада давлений) для различных значений частоты вращения, в том числе минимальной, номинальной, максимальной, следует представлять в виде диаграммы

$$\eta = f(p),$$

где η – текущее значение КПД;

p – текущее значение давления на выходе насоса (перепада давлений), МПа.

2.4.27.8. Построение зависимостей КПД от давления на выходе насоса (перепада давлений) для различных частот вращения следует проводить в соответствии с требованиями п. 2.4.27.2.

2.4.27.9. Зависимость давления на входе насоса от частоты вращения при минимальном давлении на выходе насоса следует представлять в виде диаграммы

$$p_{\text{вх}} = f(n),$$

где $p_{\text{вх}}$ – текущее значение давления на входе насоса, МПа;

n – текущее значение частоты вращения, с^{-1} ($\text{об.}/\text{мин}$).

2.4.27.10. Построение диаграммы зависимостей давления на входе насоса от частоты вращения следует проводить в соответствии с требованиями п.2.4.27.2. и минимальном давлении на выходе насоса.

2.4.28. Функционирование насосов при предельных температурах — при минимальной и максимальной температурах окружающей среды и соответственно при максимальной и минимальной вязкостях рабочей жидкости при номинальном давлении на выходе.

Если температура рабочей жидкости меньше минимального значения, указанного в стандартах или технических условиях на насосы конкретного типа, необходимо до начала испытаний довести температуру рабочей жидкости до установленного значения.

Критерии оценки функционирования — в соответствии с п.2.4.8.

2.5. Оформление результатов испытаний

2.5.1. Результаты всех видов испытаний, кроме приемо-сдаточных, следует оформлять по ГОСТ 22976.

2.5.2. Результаты приемо-сдаточных испытаний следует оформлять следующим образом: в журнал приемо-сдаточных испытаний ежемесячно следует вносить записи о количестве испытанных насосов каждой модели, о количестве насосов, не выдержавших испытаний с указанием моделей и показателей, не соответствующих стандарту или техническим условиям на насосы конкретного типа; на каждый насос или партию насосов, отправляемых одному потребителю, следует оформлять свидетельство о приемке в соответствии с ГОСТ 2.601.

Допускается не оформлять свидетельство о приемке насосов, которые устанавливают на изделия, выпускаемые предприятием-изготовителем этих насосов. При этом насосы должны иметь клеймо технического контроля предприятия-изготовителя.

3. Требования безопасности

Испытания насосов следует проводить в соответствии с требованиями безопасности по ГОСТ 12.2.086 и ГОСТ 12.2.040.

3.3. Контрольные вопросы

1. С какой целью типизируются и стандартизируются методы и средства испытаний гидромашин?
2. Каковы цели приемо-сдаточных и периодических испытаний?
3. Какие параметры (характеристики) насосов контролируются при приемо-сдаточных и периодических испытаниях насосов?
4. Какие модели типоразмерных рядов насосов подвергаются периодическим испытаниям?
5. Что свидетельствует о том, что прибор прошел проверку и допущен к эксплуатации?
6. Сколько групп точности измерений устанавливает стандарт и какая допускаемая погрешность измерения принята для каждой группы точности?
7. Какие требования предъявляются стандартом к числу измерений параметра и какое значение принимается за результат измерения?
8. Каковы стандартные требования к погрешности измерения мощности при всех видах испытаний?
9. Какие основные требования предъявляются к условиям испытания насосов?

10. При каких значениях давления, частоты вращения и рабочего объема контролируются (проверяются) параметры насосов?

11. Почему в качестве нагрузочного устройства следует применять гидродроссель?

12. Где и какие приборы контроля давления требуется устанавливать (подключать) при испытаниях насосов?

13. Какие характеристики (критерии оценки функционирования) насосов визуально контролируются при проверке их функционирования и на каких режимах?

14. При каких значениях давления по сравнению с номинальным проводится проверка насосов на прочность и в течение какого времени нагружения?

15. Что является признаком негерметичности насосов при испытаниях и эксплуатации?

16. При каких значениях температуры, давления и частоты вращения определяют номинальную подачу насосов?

17. В каких случаях внутреннюю герметичность насосов оценивают объемным КПД, а в каких коэффициентом подачи?

18. Как рассчитывается полный (общий) КПД насосов?

19. Как рассчитать потребляемую и полезную (эффективную) мощность насосов?

20. При каких режимах нагружения продолжительность ресурсных испытаний насосов регистрируется счетчиком моточасов или счетчиком числа циклов нагружения?

21. Какие функциональные зависимости устанавливаются и представляются в виде диаграмм по результатам испытания насосов?

22. Какое минимальное число значений измеряемых величин требуется для определения функциональных зависимостей параметров?

23. Какие значения частоты вращения, давления и температуры должны обязательно входить в число параметров, используемых для построения диаграмм зависимостей?

24. Что изготовители насосов могут использовать вместо оформления свидетельства о приемке насосов?

4. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

4.1. Поверка (тарировка) манометров стендов испытания насосов (лабораторная работа №1)

Все средства измерений параметров должны быть подвергнуты поверке по ГОСТ 8.002 и иметь свидетельство о поверке, поверительное клеймо или пломбу, подтверждающие их пригодность к эксплуатации.

При выборе рабочих манометров необходимо учитывать следующие положения.

1. Верхний предел измерений (шкалы) манометра должен превышать номинальное давление в гидроприводе на 25%, т.е. $p_{ш.м.} \geq 1,25 p_{ном.н.}$

2. Класс точности манометров следует выбирать исходя из допускаемой суммарной погрешности измерения давления (ГОСТ 17108). Класс точности манометров должен выбираться из ряда: 0,6; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0.

3. Пределы допускаемой основной погрешности манометров (приборов) Δ , выраженные в процентах с диапазоном измерения от 0 до 100%, приведены в табл.6.

Таблица 6

Обозначение класса точности	Предел допускаемой основной погрешности, %
0,6	$\pm 0,6$
1	$\pm 1,0$
1,5	$\pm 1,5$
2,5	$\pm 2,5$
4	$\pm 4,0$

Предел допускаемой основной погрешности Δ составляет: $0,8\Delta$ — при выпуске приборов из производства и ремонта; Δ — для приборов, находящихся в эксплуатации.

Основную погрешность определяют как разность между показанием прибора и действительным значением измеряемого давления, определяемым по образцовому прибору, одним из следующих способов:

заданное действительное давление устанавливают по образцовому прибору, а показания (запись) отсчитывают по проверяемому прибору;

стрелку (перо) проверяемого прибора устанавливают на проверяемую отметку шкалы (отсчетную линию), а действительное давление проверяют по образцовому прибору.

Отсчет показаний (записи) приборов классов точности 0,6 следует проводить не менее чем на восьми значениях давления; классов точности 1; 1,5; 2,5; 4 — не менее чем на пяти значениях давления.

Значения давления должны быть равномерно распределены в пределах всей шкалы (диаграммы).

4. При выборе образцового прибора должны соблюдаться следующие требования:

верхний предел измерений образцового прибора должен быть не менее верхнего предела измерений проверяемого прибора;

предел допускаемой основной погрешности образцового прибора должен быть не менее 0,25 предела допускаемой основной погрешности.

Допускается использовать другие средства измерения, а также автоматизированные средства проверки и контроля с показателями не хуже указанных выше.

5. При проверке прибора давление плавно повышают и проводят отсчет показаний (записи) на заданных проверяемых отметках шкалы (отсчетных линиях). На верхнем пределе измерений прибор выдерживают под давлением в течение 5 мин при государственных, приемо-сдаточных (для предприятий-изготовителей, на которых введена государственная приемка), периодических и типовых испытаниях и без выдержки — при предъявительских (для предприятий-изготовителей, на которых введена государственная приемка) и приемо-сдаточных испытаниях.

После этого давление плавно понижают. Проверку прибора и отсчет показаний (записи) проводят при тех же значениях давления, что и при повышении.

У приборов с корректором нуля стрелку (перо) следует устанавливать на нулевую (начальную) отметку (отсчетную линию) перед определением основной погрешности показаний (записи) при любых видах испытаний.

Вариацию показаний (записи или срабатывания) определяют как разность показаний (записи или срабатывания) при повышающемся и понижающемся давлении.

Определение основной погрешности и вариации показаний приборов с контрольной стрелкой проводят при отведенной за верхний предел измерений контрольной стрелке.

6. Погрешности измерений (ошибки измерений), т.е. отклонения результатов измерений от истинных значений измеряемой величины, классифицируются как систематические, обусловленные главным образом погрешностями средств измерения и несовершенством методов измерения, на случайные, обусловленные неконтролируемыми изменениями условий измерения и на промахи, обусловленные неисправностью средств измерения.

Систематические погрешности измерений манометров, как и других приборов, периодически проверяются службой метрологического обеспечения (предприятия, района, региона, государства).

Для предупреждения промахов, обусловленных неисправностью средств измерений, в период между поверками при подготовке, например, стендов к испытаниям, манометры, как и другие приборы, могут подвергаться дополнительной проверке (тарировке) на грузовых или винтовых прессах с использованием образцовых (высокого класса точности) манометров.

Порядок выполнения лабораторной работы

Непосредственно лабораторная работа заключается в проверке (тарировке) манометров стенда испытаний насосов на универсальном прессе.

Для этого необходимо выполнить следующие работы.

1. Подготовить ручной винтовой пресс для тарировки манометров, заправить его маслом через дополнительный бачок, установив образцовый манометр и проверив на герметичность нагружением в пределах шкалы измерения образцового манометра.

2. Установить на прессе проверяемый манометр и нагружать манометр давлением при помощи винта пресса ступенчато (не менее 5 значений давления) в пределах шкалы проверяемого манометра. Занести показания манометров в таблицу результатов (табл.7).

3. Разгрузить манометры винтом пресса ступенчато (не менее 5 значений давления) в пределах шкалы проверяемого манометра до полного снятия нагрузки. Занести показания манометров в таблицу.

4. По средним арифметическим значениям замеров построить тарировочный график для каждого рабочего манометра (рис. 4).

5. Построить диаграмму зависимости погрешности манометра от давления (рис. 4).

Таблица 7

№ ступени нагружения	Давление по шкале манометра, МПа		Погрешность	
	Образцовый (нагрузка/ разгрузка)	Проверяемый (нагрузка/ разгрузка)	$P_{аб}$	$P_{от}$
1				
2				
3				
4				
5				
Ср. арифм.				

6. По результатам тарировки подготовить заключение об исправности, техническом состоянии манометра и возможности использования его на стенде для планируемых испытаний насоса (на соответствие требованиям ГОСТ 17108-86).

4.2. Подготовка стенда для испытаний объемного пластинчатого насоса (лабораторная работа №2)

Для предупреждения поломок (отказов) гидропривода машин и стендов при первом запуске необходимо соблюдать общепринятый порядок подготовки к пуску.

Стандартная подготовка гидропривода стендов к пуску включает следующий минимум операций.

1. Промыть гидропривод в соответствии с инструкцией по эксплуатации (монтажу, пуску), составленной разработчиком машины, стенда.

2. Заполнить бак гидропривода рабочей жидкостью (маслом) указанной марки с соблюдением рекомендаций инструкции по эксплуатации.

3. Максимально ослабить регулировочный винт (пружину) предохранительного клапана.

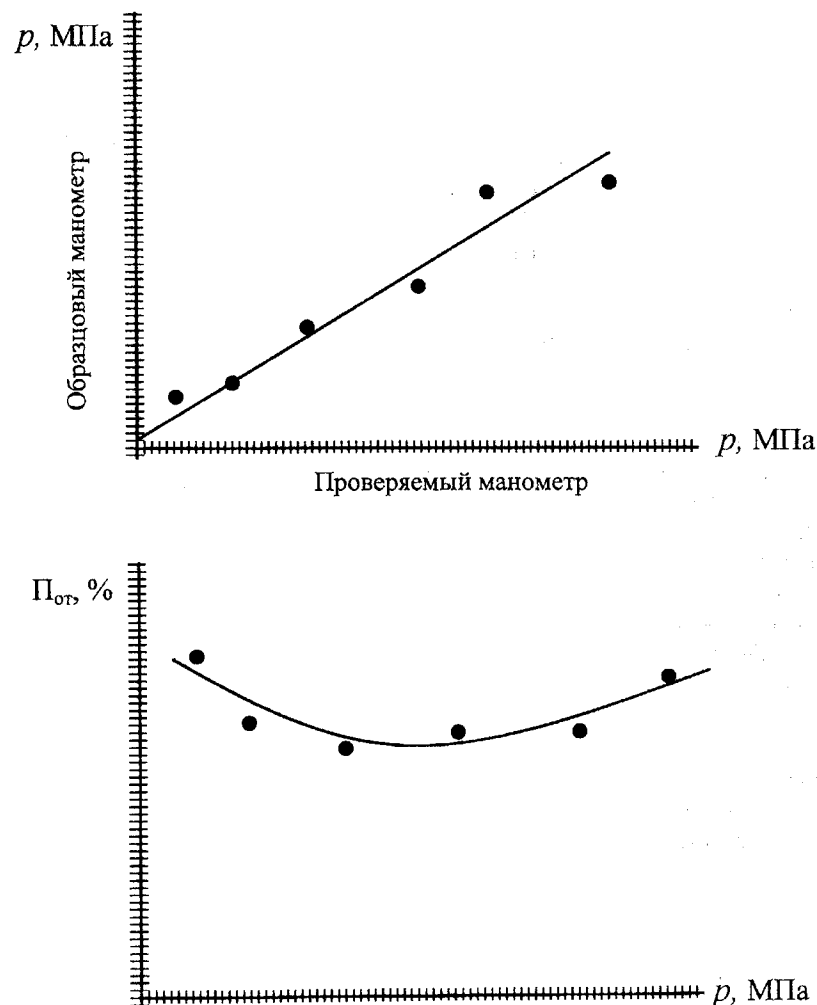


Рис. 4. Тарировочный график и зависимость относительной погрешности рабочего прибора от давления

4. Установить регулирующую аппаратуру (дроссели, распределители и т.д.) в "открытое" положение.

5. Провернуть вручную вал насоса на несколько оборотов и убедиться в его равномерном вращении.

6. Провести кратковременный пуск-остановку ("точечный" пуск) приводного электродвигателя и убедиться в правильности направления вращения насоса. У насосов правого вращения вал должен вращаться по часовой стрелке, если смотреть со стороны вала насоса. У насосов левого вращения — против часовой стрелки. Направление вращения насоса обычно указывается либо стрелкой на корпусе, либо буквой "Л" в марке насоса левого вращения на фирменной табличке ("шильдике").

7. Проверить состояние манометров и наличие поверхностных пломб или клейм, подтверждающих их пригодность к эксплуатации.

8. Проверить наличие давления до и после насоса при включении насоса и его работе на холостом ходу (при разгрузке).

9. Переключая распределители, вытеснить рабочей жидкостью воздух из всех полостей гидроаппаратуры и цилиндров при минимальном давлении, обеспечивающем их движение без нагрузки. Выпустить воздух из верхних частей трубопроводов, гидродвигателей, отводных трубок манометров. Проверить уровень рабочей жидкости (масла) в баке и при необходимости долить до среднего уровня или выше между отметками уровнемера "мин." и "макс.".

10. Убедиться в отсутствии пены на поверхности рабочей жидкости в баке. При наличии пены — установить и устранить места подсоса воздуха.

11. Провести настройку (регулировку) предохранительного клапана гидропривода.

Для этого при температуре масла $(50 \pm 5)^\circ\text{C}$ и полностью закрытом дросселе (распределителе) предохранительный клапан регулировочным винтом настраивается на указанное в паспорте на насос или в инструкции по эксплуатации машины (стенда) давление p_{max} (обычно $p_{\text{max}} = (1,1 \dots 1,25) p_{\text{ном}}$). Время работы насоса на p_{max} должно быть как можно меньшим, поэтому настройку клапана надо вести быстро и при достижении заданной величины давления (по манометру) мгновенно открывать дроссель, снимая давление до $p_{\text{ном}}$. С периодичностью в 1 мин закрывая на 1 с дроссель полностью, проконтролировать по величине p_{max} качество регулировки предохранительного клапана и контровки регулировочного винта.

12. Переключая распределители, проверить правильность функционирования всех выходных звеньев (рабочих органов) гидропривода. Провести регулировку распределительной и контрольной аппаратуры на заданные инструкцией режимы работы.

13. После 100...120 мин работы гидропривода на заданном режиме проверить соответствие температуры рабочей жидкости (масла) заданной. При отклонении температуры масла от заданной в инструкции по эксплуатации проверить и отрегулировать устройства разгрузки насоса и системы охлаждения.

14. Проверить работу дренажных линий.

15. Убедиться в отсутствии наружных утечек рабочей жидкости. При обнаружении мест утечек принять меры к их полному устранению.

16. По результатам проверки и подготовки стенда к первому пуску составляется технический акт, в котором указываются все операции и дается заключение о готовности стенда к запуску в эксплуатацию.

4.3. Составление (снятие) технической характеристики стенда испытаний объемного пластинчатого насоса (лабораторная работа №3)

Технические характеристики на действующий стенд испытаний объемного пластинчатого насоса составляются для случая отсутствия технической документации на стенд. В этом случае технические характеристики основных гидроагрегатов стенда и приводного двигателя возможно снять только экспериментально-расчетным путем.

Содержание и последовательность выполняемых для этого работ следующие.

1. Начертить принципиальную гидравлическую схему стенда. Стандартные условные графические обозначения элементов гидропривода приведены в прил.1.

2. Используя вискозиметр типа ВПДЖ и нефтенсисметр, определить вязкость и плотность масла (рабочей жидкости) из системы стенда при окружающей температуре.

Записать в журнал:

$t, ^\circ\text{C} =$ _____;

$\nu, \text{мм}^2/\text{с} =$ _____;

$\rho, \text{г}/\text{см}^3 =$ _____.

По вязкостно-температурным характеристикам и плотности промышленных масел определить предполагаемую марку масла в системе стенда.

Марка масла — _____.

3. Определить рабочий объем установленного на стенде насоса (по фирменной табличке БГ12-22М) и сравнить с паспортными данными на насос. Для этого, прокручивая насос, измерить количество масла, подаваемого насосом определенное число оборотов в мерный цилиндр через шланг, отсоединенный от расходомера и направленный в цилиндр.

Рабочий объем насоса рассчитать по формуле:

$$q_n = \frac{V_n}{n} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{оборот}} \right], \text{см}^3.$$

Во всех случаях измерение (определение) рабочего объема насосов проводятся без давления или на минимально возможном давлении на насосе путем исключения сопротивлений потоку масла или снижением частоты вращения вала насоса. Убедиться в возможности или в невозможности использования ручной прокрутки для определения рабочего объема пластинчатых насосов (насосы с "падающими" замыкателями-вытеснителями — пластинами). Результаты опыта занести в журнал (таблицу) с комментариями, учитывая вязкость масла. Паспортные параметры

насоса определены на минеральном масле вязкостью 17...23 сСт при температуре 50° С (масла марок И-20А, Т-22, ВНИИП-403), очищенном 25 мкм фильтром.

Таблица 8

№ п/п	Параметр	Насос БГ12-22М		Примечания
		паспортные данные	опытные данные	
1	Рабочий объем, см³	16		
2	Номинальная подача, л/мин	19,4		
3	Давление на выходе, МПа: – номинальное – предельное	12,5 14,0		
4	Частота вращения, мин⁻¹: – номинальная – максимальная – минимальная	1500 1800 1200		
5	Мощность, кВт: – номинальная – затрачиваемая при давлении на выходе насоса, равном нулю	5,65 0,3		
6	КПД при номинальном режиме работы, не менее: – полный – объемный – гидромеханический	0,7 0,81 0,87		

4. Определить теоретическую подачу насоса (подачу без давления на насосе, т.е. на холостом ходу). Для этого отсоединить шланг от расходомера, направить его в дополнительный бачок стенда и при полностью открытом дросселе включить стенд. При установившейся работе стенда перебросить шланг из дополнительного бачка в мерную емкость, одновременно заполняя дополнительный бачок маслом из резервной емкости. С помощью секундомера замерить время заполнения маслом мерной и контрольной емкости. Объемным методом по мерному цилиндру с учетом времени его заполнения рассчитать опытную теоретическую подачу насоса при фактической частоте вращения электродвигателя.

Расчет вести по формуле:

$$Q_T^{\text{ФАКТ}} = \frac{V_M}{T} \left[\frac{\text{л}}{\text{мин}} \right].$$

Рассчитать по данным табл. 8. теоретическую подачу насоса при номинальных оборотах ($n_{\text{ном}} = 1500$ об./мин):

$$Q_T^{\text{ном}} = \frac{Q_n}{\eta_v} = \frac{19,4}{0,81} = 24 \frac{\text{л}}{\text{мин}}.$$

5. Рассчитать (определить) фактическую частоту вращения установленного на стенде электродвигателя (паспортные данные отсутствуют).

Расчет частоты вращения провести по формулам:

$$Q_T^{\text{ном}} = q n_{\text{ном}}; \quad Q_T^{\text{факт}} = q n_{\text{факт}};$$

$$q = \frac{Q_T^{\text{ном}}}{n_{\text{ном}}} = \frac{Q_T^{\text{факт}}}{n_{\text{факт}}}; \quad n_{\text{факт}} = \frac{Q_T^{\text{факт}} n_{\text{ном}}}{Q_T^{\text{ном}}}.$$

Результаты расчета занести в таблицу с комментариями о соответствии частоты вращения электродвигателя стенда требованиям на насос.

Необходимо отметить, что стандартными оборотами (частотой вращения) электродвигателя переменного тока являются, в частности: 480, 600, 750, 960, 1200, 1500, 1920, 2400 мин⁻¹ и т.д.

6. Определить мощность, затрачиваемую (потребляемую) на привод насоса при давлении на выходе из насоса, равном нулю, т.е. при полностью открытом дросселе в данном случае.

На данном стенде приводной электродвигатель установлен (вывешен) на подшипниках, т.е. является мотор-весами, что позволяет определять момент на валу двигателя и насоса через вес уравновешивающего груза и величину плеча.

Из механики известно, что $M = FL$, Нм. На данном стенде плечо рычага мотор-весов $L = 0,47$ м. В прежней системе МКГСС:

$$N_n = M \omega \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{рад}}{\text{с}} \right] = M \frac{2\pi n}{60} \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{м} \cdot \text{об}}{\text{с}} \right] = \frac{Mn}{974} [\text{кВт}] = \frac{Mn}{716,2} [\text{л.с.}]$$

при следующих соотношениях единиц мощности:

$$1 \text{ л.с.} = 75 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с} = 0,736 \text{ кВт},$$

$$1 \text{ кВт} = 1,36 \text{ л.с.} = 102 \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с}.$$

В международной системе единиц СИ приводная мощность электромотора или потребляемая насосом мощность определяются в кВт.

Необходимо подготовить ряд разновесов (гирь) и провести их взвешивание на шкальных весах. Поставить рукоятку дросселя в положение полного открытия. Придерживая рычаг электромотора, включить стенд. Подбором и установкой гирь (на рычаге электромотора) добиться уравновешивания его вращающего момента (по совмещению стационарной стрелки с центром рычага-противовеса). Снять показания: вес груза на рычаге мотор-весов и давление на выходе насоса.

Зная расчетные обороты электромотора и длину рычага мотор-весов, рассчитать потребляемую насосом мощность на холостом ходу и записать в таблицу журнала испытаний.

7. Определить эффективную (полезную, выходную) мощность насоса.

$$N = \frac{A}{t} = \frac{PL}{t} = \frac{pFL}{t} = \frac{pV}{t} = pQ = pqn,$$

$$M = qP,$$

где A – работа;

t – время;

P – сила (сила гидростатического давления p , действующего на площадь F);

L – путь, расстояние, плечо;

V – объем.

В зависимости от системы единиц и принятой размерности параметров имели и имеют место в технической литературе и документации следующие расчетные формулы полезной (эффективной) мощности насосов (см. табл.2).

В последнее время в инженерной практике часто используют для расчета эффективной (полезной, отдаваемой) мощности насоса “округленную” формулу:

$$N_{эф} = \frac{pQ}{60} \left[\frac{\text{МПа} \cdot \text{л}}{\text{мин}} \right], \text{ кВт}.$$

По приведенной формуле с учетом результатов замеров p и Q на холостом ходу (при низком давлении) провести расчет эффективной мощности. Результаты занести в журнал испытаний.

8. Определить КПД насоса расчетом по формуле:

$$\eta = \frac{N_{эф}}{N_n} = 159,2 \frac{pQ}{Mn}.$$

Но полный КПД насоса есть произведение объемного, гидравлического и механического КПД

$$\eta = \eta_Q \eta_{\Gamma} \eta_M.$$

Так как утечки внутри насоса практически не зависят от частоты вращения, то естественно, что при частоте вращения электрического двигателя, меньшей, чем номинальная частота вращения насоса по паспорту, его объемный КПД будет пропорционально ниже паспортного.

Так при номинальных оборотах и давлении

$$\eta_v = \frac{Q_{\Gamma} - Q_{VT}}{Q_{\Gamma}} = \frac{qn_{ном} - Q_{VT}}{qn_{ном}} = \frac{24 - 4,6}{24} = \frac{19,4}{24} = 0,81.$$

При меньшей частоте вращения и номинальном давлении

$$\eta_v = \frac{Q_{\Gamma} - Q_{VT}}{Q_{\Gamma}} = \frac{qn - 4,6}{qn} = 1 - \frac{4,6}{qn}.$$

Результаты расчета объемного КПД насоса при частоте вращения меньше номинальной указать в таблице со ссылкой, что работа насоса на недопустимо низких оборотах приводит к дальнейшему снижению объемного КПД (увеличению утечек) из-за снижения силы инерции пластин, поджимающей их к статору и обеспечивающей герметичность контакта.

Паспортные утечки в насосе БГ12-22М, составляющие $Q_{VT}=4,6$ л/мин, прямо пропорциональны номинальному давлению $p_{ном}=12,5$ МПа, но обратно пропорциональны номинальной вязкости масла ($\nu_n=20$ мм²/с). Это необходимо учитывать при расчетах объемных КПД насосов или при анализе результатов измерения в конкретных условиях работы насоса на маслах другой вязкости, отличной от номинальной. В этом случае

$$Q_{ном}^{VT} \nu_{ном} = Q_i^{VT} \nu_i;$$

$$Q_i^{VT} = \frac{Q_{ном}^{VT} \nu_{ном}}{\nu_i};$$

$$\eta_v = \frac{Q_{\Gamma} - Q_{VT}}{Q_{\Gamma}}.$$

Экспериментально определить гидравлический и механический КПД гидромашин весьма затруднительно.

Поэтому обычно рассчитывают гидромеханический КПД машин по результатам замеров полного и объемного КПД

$$\eta_{ГМ} = \eta / \eta_v.$$

Так как гидромеханические потери мощности в гидромашинах весьма мало зависят от давления, а объемный КПД гидромашин на холостом ходу (без нагрузки) весьма близок к единице, то за гидромеханический КПД насоса можно принимать значение полного КПД насоса на холостом ходу.

Определенный таким методом гидромеханический КПД насоса занесите в таблицу.

9. Построить статическую (внешнюю, нагрузочную) характеристику насоса по результатам замера его параметров при пяти уровнях значения давления: 4, 6, 8, 10, 12,5 МПа, при постоянной частоте вращения, температуре и вязкости масла. Результаты измерений $Q_{ном}, \eta_{пол}, \eta_Q, \eta_{ГМ}$ при номинальном давлении ($p_{ном}=12,5$ МПа) занести в таблицу.

Типовая форма статической характеристики насоса, представляющей функциональную зависимость ряда параметров насоса от давления, приведена на рис.5.

10. Провести тарировку расходомера. Для этого собрать гидросистему стенда с подключением расходомера.

Для тарировки расходомера необходимо провести следующие измерения и расчеты.

Определить рабочий объем плунжерного мотора (насоса) – расходомера (паспортные данные отсутствуют). Для этого отсоединить от дросселя шланг, подводящий масло к расходомеру, и установить его вертикально так, чтобы масло заполняло шланг полностью, т.е. свободная поверхность масла в шланге должна быть на уровне выходной кромки штуцера шланга. Выдержать шланг в этом положении 2...3 мин и убедиться, что уровень масла в шланге не снижается, т.е. что расходомер достаточно герметичен. Далее с помощью ключа прокрутить расхо-

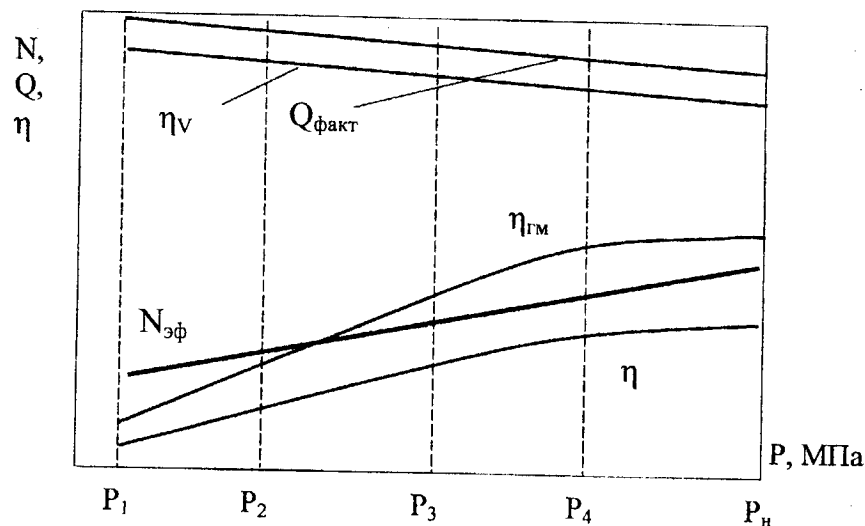


Рис. 5. Статическая характеристика насоса

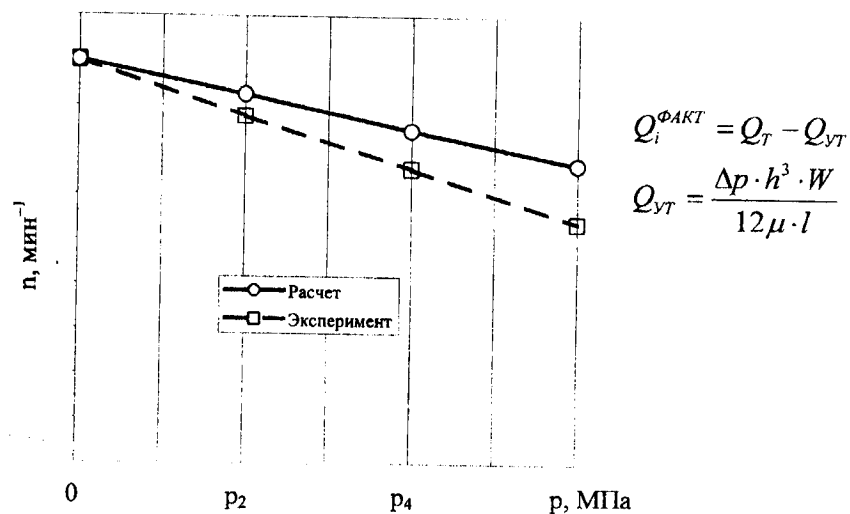


Рис. 6. График тарировки расходомера стэнда

домер за шестигранный выходной вал, соединяющий его с электрическим тахометром, на 3 оборота, при этом масло в шланге должно, соответственно, опуститься, освободив объем шланга, равный 3-кратному рабочему объему расходомера. Измерить этот объем с помощью мерного шприца, т.е. измерить количество масла, поданного с помощью мерного шприца в шланг, до восстановления первоначального его уровня в шланге. Опыт повторить трижды. Рабочий объем расходомера рассчитать по формуле:

$$q_{расх} = \frac{V_{M1} + V_{M2} + V_{M3}}{n} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{оборот}} \right], \text{см}^3.$$

На холостом ходу, т.е. при работе без давления, насос подает

$$Q_n^{\max} \approx Q_T.$$

В этом случае частота вращения расходомера составит:

$$n_{расх}^{\max} = \frac{Q_n^{\max}}{q_{расх}} = \frac{q_n n_n}{q_{расх}}.$$

При повышении давления подача, а следовательно, и объемный КПД насоса снижается, что приведет к пропорциональному снижению частоты вращения расходомера (рис.6).

Данное снижение частоты вращения расходомера рассчитывается по формуле

$$n_i^{расх} = n_{\max}^{расх} \eta_Q$$

и графически представлено на рис.6. Однако фактическое снижение частоты вращения расходомера может быть больше расчетного, так как возможно снижение частоты вращения и приводного электрического двигателя с увеличением потребляемой насосом мощности при повышении давления, а также за счет износа и изменения вязкости масла.

Результаты фактического снижения частоты вращения расходомера нанести на график (см. рис.6), который и является тарифовочным графиком расходомера, отражающим зависимость:

$$Q_{расх} = q_{расх} n_{расх}, \text{ при } q_{расх} = \text{const}.$$

11. По результатам лабораторной работы каждый студент должен подготовить отчет (журнал испытаний) индивидуально на отдельных листах и защитить его (сдать преподавателю) под зачет.

4.4. Снятие кавитационной характеристики насоса (лабораторная работа №4)

Работа проводится на стенде испытания пластинчатого насоса. При этом необходимо учитывать следующее.

Расход рабочей жидкости через линию всасывания теоретически должен быть равен подаче насоса, так как

$$Q_T = qn.$$

В этом случае скорость движения жидкости определяется величиной ее объема, проходящего через сечение линии всасывания в единицу времени:

$$u = \frac{Q_T}{F}$$

В действительности расход, а следовательно, и скорость течения рабочей жидкости через линию всасывания зависят от разности атмосферного давления и давления в рабочей камере насоса: чем больше эта разность, тем больше расход и скорость:

$$Q = \mu F \sqrt{2\Delta p / \rho}$$

Давление в линии всасывания не может быть меньше определенного значения, при котором начинается интенсивное выделение растворенного в ней воздуха и паров самой жидкости, что вызывает явление кавитации в насосе.

Следовательно, разрежение (вакуум) в рабочей камере или на входе в насос не должны превышать определенного предела для предупреждения снижения подачи насоса, "холодного" кипения рабочей жидкости и пульсации давления.

Минимальным абсолютным давлением на входе в насос для объемных насосов, работающих на минеральных маслах, сегодня обычно является давление 0,08 МПа на рабочем режиме. На пусковом режиме, при значительно более высокой вязкости масла, допускается снижение абсолютного давления на входе в насос до 0,03 МПа.

Скорость масла в линии всасывания насосов, для предупреждения кавитации, рекомендуется обычно не более 0,5...1,5 м/с.

Функциональные зависимости подачи насоса от абсолютного давления или вакуума на входе и от частоты вращения являются его кавитационными характеристиками.

Порядок проведения лабораторной работы

1. Для построения первой характеристики пластинчатого насоса на стенде необходимо при помощи крана на линии всасывания имитировать различные уровни (не менее 5) сопротивления линии всасывания, оценивая их по показанию вакуумметра, подключенного к полости всасывания насоса на стенде. При этом принимается постоянная частота вращения насоса и температура (вязкость, марка) рабочей жидкости.

2. Данная характеристика должна быть определена для трех уровней давления на выходе из насоса: $p_{\min}$, $p = 0,5 p_{\text{ном}}$ и $p_{\text{ном}}$.

Дело в том, что с увеличением давления на выходе из насоса, за счет увеличения внутренних утечек рабочей жидкости в насосе, кавитационная характеристика насоса несколько повышается (улучшается).

3. По результатам измерения давления разрежения, подачи и давления нагнетания необходимо построить графическую интерпретацию кавитационной характеристики насоса, типовая форма которой приведена на рис. 7.

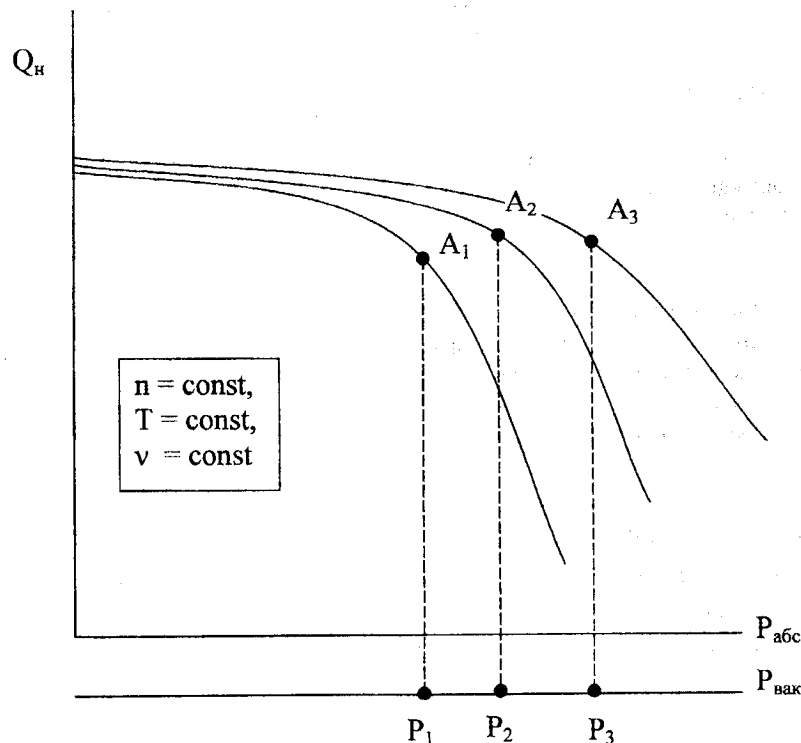


Рис. 7. Кавитационная характеристика насоса
(A_1 , A_2 , A_3 — точки начала кавитации)

4. Подготовить заключение (отчет) по проведенной работе с обоснованием предельно допустимого разрежения для данного типоразмера и условий работы насоса.

4.5. Исследование гидростатического подпятника (лабораторная работа №5)

Гидростатический подпятник представляет собой упорный подшипник, воспринимающий осевую нагрузку. В отличие от гидродинамических подшипников скольжения несущая способность гидростатических подпятников создается за счет принудительной подачи жидкости в зону опорного контакта. Подобные устройства нашли широкое применение в аксиально-поршневых машинах, например, в опорных башмаках шатунно-поршневой группы, узлах распределения жидкости и др.

Необходимая герметичность (минимальные утечки жидкости), работа трущихся поверхностей без задиров и повышенного износа достигаются при вполне определенном соотношении между нагрузкой и гидростатическими силами отжатия. При треугольном характере изменения эпюры давления на уплотнительных поясах гидростатического подпятника отжимающая сила определяется по формуле

$$T_{отм} = \frac{1}{2} \pi (R_2^2 + R_1^2) P_2,$$

где P_2 – давление питания подпятника;

R_2, R_1 – внутренний и наружный радиусы уплотнительного пояса гидростатического подпятника (рис.8).

При заданных геометрических размерах гидростатического подпятника, параметрах рабочей жидкости и найденном расходе толщину масляной пленки можно подсчитать по формуле

$$h_p = \left(\frac{Q a_p \mu}{q_f F} \right)^{1/3},$$

$$a_p = \pi R_2^2, \quad q_f = \frac{\pi}{3} \left(\frac{1}{1 - R_1^2/R_2^2} \right),$$

где Q и F – расход через щель и нагрузка на подпятник, определяемые экспериментально.

Гидросхема стенда для испытания гидростатического подпятника приведена на рис. 9. Нагрузка на пяту гидростатического подпятника в устройстве А1 создается поршнем через шаровую опору от давления P_1 ручного насоса H_1 , контролируемого манометром МН1. Величина нагрузки определяется давлением P_1 и площадью поршня. Сила гидростатического отжатия формируется на кольцевом поясе гидростатической пяты (рис.8) и по площади центральной камеры от давления P_2 насосной станции НС (рис.9). Давление P_2 от станции контролируется манометром МН2. Устанавливая определенную нагрузку, измеряемую по давлению P_1 ,

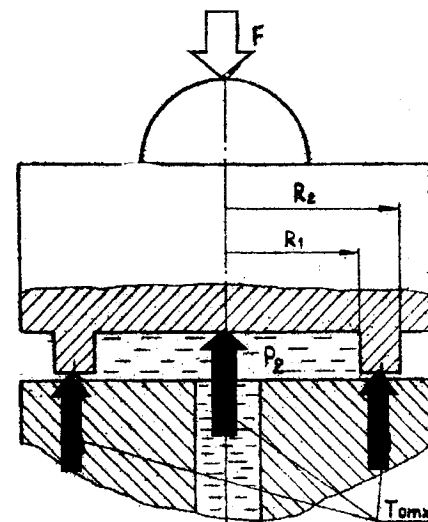


Рис. 8. Схема нагружения гидростатического подпятника

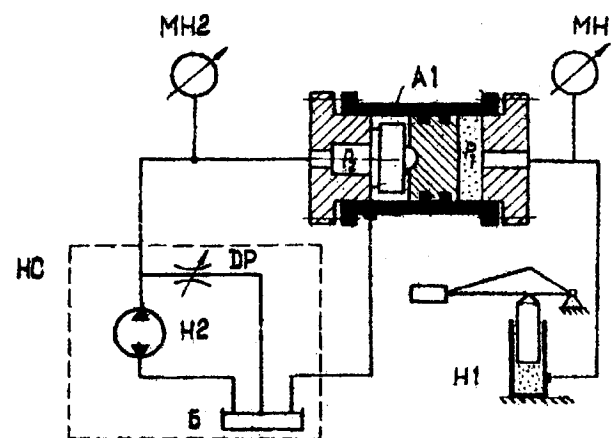


Рис. 9. Гидравлическая схема стенда испытания гидростатического подпятника

повышаем давление P_2 до раскрытия стыка. Фиксируем момент раскрытия стыка по течению жидкости из устройства А1 и показанию датчика перемещения. Раскрытие стыка свидетельствует о равенстве сил гидростатического отжатия, зависящих от давления P_2 и нагрузки F , определяемой давлением P_1 .

Порядок проведения работы

1. Подготовить таблицу 9.
2. Задаваясь фиксированными значениями P_2 в диапазоне 0...40 МПа (7...8 точек) найти величину T по формулам для этих точек. Результаты расчетов внести в таблицу.
3. Построить на одном графике кривые зависимости величин отжимающей силы T от давления P_2

$$T_{тр} = f(P_2); T_{лог} = f(P_2); T_{вязк} = f(P_2).$$

4. Ознакомиться с устройством ручного насоса Н1, создающего давление P_1 нагрузки F .

5. Ознакомиться с устройством и работой станции высокого давления НС. Включение его производить пускателем на стенде и тумблером на столе станции.

Рукоятки запорных дросселей станции, пронумерованные слева направо, перед началом работы должны находиться на следующих положениях: первый и второй открыты, третий закрыт. Управление подачей трехсекционного топливного насоса осуществляется рычагами на столе станции. Исходное положение рычагов — крайнее к себе. После включения станции движением рычагов от себя производится управление подачей насоса. Регулировать подачу плавно, с паузами, наблюдая за показанием манометра МН2.

6. Установить ручным насосом нагрузку F , контролируруемую манометром МН1 (диапазон давления P_1 — 0...15 МПа; взять 7...8 точек). Повысить давление P_2 с помощью рычагов станции НС, поставив их в крайнее положение от себя. Появление течения жидкости свидетельствует о раскрытии стыка гидростатического подпятника. Фиксировать значения давления в расточке подпятника с помощью манометра МН2, толщину масляной пленки с помощью датчика перемещения и величину расхода жидкости объемным способом. Внести эти значения в таблицу. После каждого измерения производить сброс давления первым запорным дросселем. Эксперимент повторить для всех фиксированных точек.

7. Выключить и протереть станцию.

8. По результатам эксперимента на расчетном графике построить кривую $T_{экс} = f(P_2)$.

9. Построить кривые зависимости толщин пленки от нагрузки $h_p = f(F)$; $h_{экс} = f(F)$.

Таблица 9

№ п/п	Давление	Давление	Отжимающая сила				Толщина пленки		Расход
	$P_1 \cdot 10^5$, Па	$P_2 \cdot 10^5$, Па	$T_{экс}$, кН	$T_{тр}$, кН	$T_{лог}$, кН	$T_{вязк}$, кН	$h_{расч}$, мкм	$h_{экс}$, мкм	Q , см ³ /с
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
$R_1 = 15,0 \text{ мм}, \quad R_2 = 29,31 \text{ мм}, \quad D = 80 \text{ мм}.$									

4.6. Испытание аксиально-поршневого гидромотора (лабораторная работа №6)

Насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров широко используются в ответственных гидравлических системах. Они обладают наилучшими из всех типов гидромашин габаритными и весовыми характеристиками, отличаются компактностью, высоким коэффициентом полезного действия, могут работать при высоких давлениях и больших оборотах, обладают сравнительно малой инерционностью, просты по конструкции.

Жесткость характеристики гидромотора зависит от характера изменения объемного коэффициента полезного действия гидромотора и насоса

$$\eta_{озм} = \frac{Q_{зм}}{Q_n} = \frac{q_{зм} n_{зм}}{Q_n},$$

где $n_{зм}$ — число оборотов гидромотора;

Q_n — действительная подача насоса;

$q_{зм}$ — рабочий объем гидромотора:

$$q_{зм} = 2R_m \operatorname{tg} \beta F_m z_m;$$

R_m — радиус окружности расположения центров цилиндров;

β — угол наклона осей блока цилиндров относительно вала;

$$F_m = \frac{\pi d_m^4}{4} \text{ — площадь поршня гидромотора;}$$

d_m — диаметр поршня;

z_m — число поршней гидромотора.

Испытания гидромотора проводятся на специальной установке (стенде). Данная установка, гидравлическая схема которой приведена на рис.10, предназначена для изучения и испытания трех разновидностей поршневых гидромашин: ради-

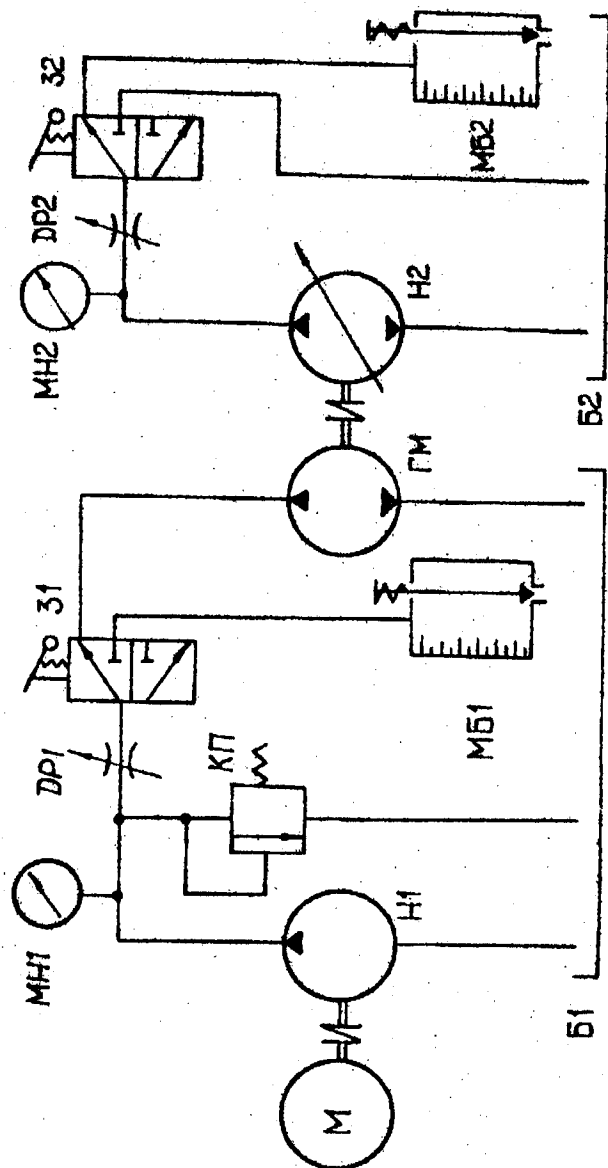


Рис. 10. Гидравлическая схема установки (стенда) для испытания насосов и гидромоторов

ально-поршневого насоса Н1, аксиально-поршневого гидромотора ГМ и аксиально-поршневого регулируемого насоса Н2. Насос Н1 и разрезанный гидромотор ГМ позволяют демонстрировать взаимодействие силовых элементов гидромотора, который вращает насос Н2. Рабочий объем насоса Н1 значительно меньше рабочего объема гидромотора ГМ, что обуславливает низкое число оборотов гидромотора и связанного с ним насоса Н2. В напорной линии насоса Н1 имеется манометр МН1, дроссель ДР1, предохранительный клапан КП и переключающий золотник 31, направляющий поток жидкости в гидромотор или в мерный бак МБ1. На стенде манометр и нагружающий дроссель этой гидролинии слева. Переключающий золотник 31 внизу справа с задней стороны стенда. Регулируемый насос Н2 имеет в напорной магистрали свой манометр МН2 и дроссель ДР2. Этот насос позволяет изменять нагрузку на валу гидромотора. В исходном положении нагрузочные дроссели открыты (рукоятки повернуть влево до отказа). Нельзя переключать золотники во время работы стенда.

Таблица 10

№ п/п	Давление	Подача насоса по графику работы 3	Скорость вращения вала гидромотора	Теоретический расход гидромотора	Объемный КПД гидромотора
	$P_{зм} \cdot 10^5, \text{Па}$	$Q_n, \text{см}^3/\text{с}$	$n_{зм}, \text{об./мин}$	$Q_{зм}, \text{см}^3/\text{с}$	$\eta_{озм}, \%$
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
$R_m = \underline{\hspace{1cm}}, \quad \beta = \underline{\hspace{1cm}}, \quad d_m = \underline{\hspace{1cm}}, \quad z = \underline{\hspace{1cm}}.$					

4.7. Испытание аксиально-поршневого насоса (лабораторная работа №7)

Теоретическую подачу аксиально-поршневого насоса можно определить как произведение рабочего объема на число оборотов:

$$Q_r = q_n n_n = 2Rtg\beta zFn,$$

где R – радиус расположения центров;

β – угол наклона люльки;

z – число поршней;

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ – площадь поршня;}$$

d – диаметр поршня;

n – число оборотов вала насоса, равное числу оборотов вала гидромотора.

Порядок проведения работы

1. Подготовить табл.11.
2. На насосе Н2 (см. рис.10), установленном на стенде, изучить конструкцию регулируемого аксиально-поршневого насоса с двойным несиловым карданом.
3. Задаваясь различными значениями угла наклона люльки (взять 7...8 значений в диапазоне $0...24^\circ$), определить теоретическую подачу насоса при единичном числе оборотов. Результаты расчета внести в таблицу.
4. Подготовить установку к включению: отключить от электроразъемов другие установки, открыть разгрузочные дроссели ДР1 и ДР2. Поставить золотник 31 в положение действующего гидромотора ГМ, а золотник 32 в положение подачи жидкости в мерный бак МБ2.
5. Включить установку. Определить производительность насоса при единичном числе оборотов для различных углов отклонения люльки объемным способом. Давление на выходе насоса Н2 поддерживать постоянным с помощью дросселя ДР2. Устанавливать расчетные значения углов. Результаты измерений внести в таблицу.
6. Выключить установку и протереть ее.
7. Построить действительную $Q_d = f(\beta)$ и теоретическую регулировочную характеристику насоса $Q_T = f(\beta)$ при единичном числе оборотов.

Таблица 11

№ п/п	Давление P , Па·10 ⁵	Число оборотов $n_2 = n_{2м}$, об./мин	Угол наклона люльки β , град	Время t , с	Измеряемый объем V , см ³	Действ. подача насоса Q_d , см ³ /с	Теор. подача насоса Q_T , см ³ /с	Примечание
1								
2								
3								
4								
5								
6								
7								
8								

Постоянные параметры насоса: $R = 24$ мм, $d = 15$ мм, $z = 7$.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Обозначения элементов гидропривода условные графические в схемах по ГОСТ 2.780, ГОСТ 2.781, ГОСТ 2.782, ГОСТ 2.784

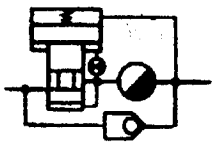
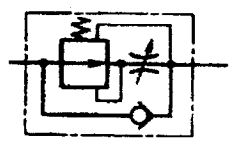
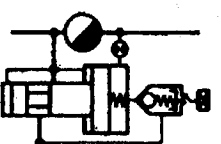
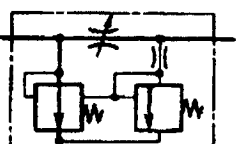
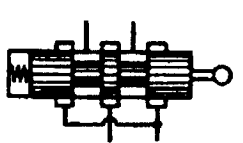
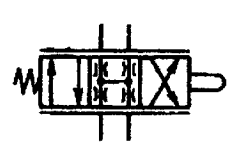
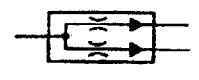
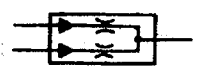
Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
Гидробак		
Аккумуляторы: без указания принципа действия		
грузовой		
пружинный		
пневмогидравлический		
Фильтр		
Маслоохладитель		
Нагреватель масла		
Заливная горловина		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
Гидрораспределители с ручным управлением: 14-е исполнение по гидросхеме (14Г74-2)		
24-е исполнение по гидросхеме (24Г74-2)		
34-е исполнение по гидросхеме (34Г74-2)		
44-е исполнение по гидросхеме (44Г74-2)		
54-е исполнение по гидросхеме (54Г74-2)		
64-е исполнение по гидросхеме (64Г74-2)		
45-е исполнение по гидросхеме, с пружинным возвратом (45БГ74-2)		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
Кран управления (Г71-3)		
Гидрораспределители с гидравлическим управлением: 44-е исполнение по гидросхеме (44Г72-3)		
54-е исполнение по гидросхеме (54Г72-3)		
Гидрораспределитель с управлением от кулачка (ПГ 74-1)		
Гидрораспределители с электрическим управлением: 64-е исполнение по гидросхеме (64ПГ73-12)		
54-е исполнение по гидросхеме с двумя электромагнитами (54ПГ73-1)		
54-е исполнение по гидросхеме с одним электромагнитом (54БПГ73-1), то же, но с указанием промежуточного положения (54БПГ73-1)		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением: 14-е исполнение по гидросхеме с независимыми линиями управления (14ПГ73-2)		
44-е исполнение по гидросхеме, линии Р и Рх объединены (44ПГ73-2)		
то же, упрощенное обозначение	—	
Обратный клапан (Г51-2)		
Клапан с логической функцией ИЛИ		
Клапаны обратные управляемые (гидрозамки): односторонние		
двусторонние		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
Гидроклапан давления (Г54-2)		
Гидроклапан давления с обратным клапаном (Г66-1)		
Предохранительный клапан непрямого действия (Г52-2)		
Разделительная панель (Г53-1)		
Редукционный клапан непрямого действия (Г57-1)		
Дроссели: нерегулируемые		
регулируемые (ПГ77-1)		
с обратным клапаном		
Регуляторы потока: основного исполнения (ПГ55-2)		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение	
	полуконструктивное	по ГОСТ
с обратным клапаном (ПГ 55-3)		
с предохранительным клапаном (ПГ 55-1)		
Дросселирующий гидрораспределитель с механическим управлением (от копира)		
Делитель потока		
Сумматор потока		
Насос нерегулируемый (общее обозначение) (Г 57-1)		
Насосы регулируемые: с постоянным направлением потока		
с переменным направлением потока		

Наименование элементов гидропривода	Обозначение по ГОСТ
Насосы: шестеренный	
пластинчатый	
Радиально-поршневой	
Аксиально-поршневой	
Гидромоторы:	
нерегулируемые с постоянным направлением вращения	
нерегулируемые реверсивные	
регулируемые реверсивные	
Гидродвигатель поворотный	

Наименование элементов гидропривода	Обозначение по ГОСТ
Гидроцилиндры:	
основного исполнения	
одностороннего действия	
одностороннего действия с возвратной пружиной	
плунжерный	
двустороннего действия с односторонним штоком	
двустороннего действия с двусторонним штоком	
дифференциальный	
с подводом масла через односторонний шток	
с подводом масла через двусторонний шток	
с торможением в конце хода справа	
с торможением в конце хода с обеих сторон	

Наименование элементов гидропривода	Обозначение по ГОСТ
с регулируемым торможением в конце хода справа	
с регулируемым торможением в конце хода с обеих сторон	
Элементы управления: кнопка, рукоятка, педаль	
Рукав высокого давления	
Линии: основная (всасывающая, напорная, сливная), управления, дренажная	
Соединение линий	
Перекрещивание линий (без соединения)	
Соединение трубопроводов: фланцевое штуцерное резьбовое	
Напорная линия	
Сливная линия	
Место выпуска воздуха	
Гидравлические сопротивления: с расходом, зависящим от вязкости масла с расходом, не зависящим от вязкости масла	

Валерий Иванович Барышев,
Александр Викторович Подзерко

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПРИВОДЫ

Учебное пособие к лабораторным работам

Часть I

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного университета

ИД № 00200 от 28.09.1999. Подписано в печать 19.11.2002. Формат 60×84 1/16. Печать трафаретная. Усл.печ.л. 3,95. Уч.-изд.л. 4,21. Тираж 100 экз. Заказ 251/140. Цена С.

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76