

Федеральное агентство по образованию
Красноярский государственный технический университет

В. В. Абрамов

ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

Красноярск 2007

УДК 621.43.031.3(07)

А

Рецензенты:

Б. Ф. Турутин, д. т. н., профессор, Заслуженный деятель науки России,
зав. каф. «Водоснабжение и водоотведение» КрасГАСА;

В. Г. Мельников, к. т. н., Главный конструктор ОАО «Краслесмаш»

Абрамов В. В.

А **Объемные гидромашины и гидропередачи: учеб. пособие /**
В. В. Абрамов. Красноярск: РИЦ КГТУ, 2007. 90 с.

Приведены принцип действия; классификация; основные параметры объемных гидромашин; особенности конструкций и методы расчета аксиально-поршневых, радиально-поршневых и шестеренных гидромашин.

Предназначено для студентов по направлению подготовки «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» очной и заочной форм обучения.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1. Назначение и классификация объемных гидромашин.....	5
1.1. Объемные насосы.....	5
1.2. Объемные гидродвигатели.....	12
1.3. Насосы-моторы.....	16
1.4. Гидропреобразователи и гидровытеснители.....	16
2. Параметры объемных гидромашин.....	18
3. Определение основных параметров объемных гидромашин.....	25
4. Расчет аксиально-поршневых гидромашин.....	26
5. Расчет радиально-поршневых гидромашин.....	47
6. Расчет шестеренных гидромашин.....	55
7. Пример расчета насоса.....	73
7.1. Исходные данные.....	73
7.2. Определение основных параметров насоса.....	73
7.3. Расчет диаметра поршня и размеров блока цилиндров.....	74
7.4. Расчет поршневой группы.....	77
7.5. Расчет торцевого распределителя.....	78
7.6. Расчет вала и подшипников.....	80
7.7. Расчет каналов.....	81
7.8. Расчет винтов крепления крышки корпуса.....	81
7.9. Расчет теоретических характеристик насоса.....	82
Библиографический список.....	88
Приложение.....	89

ВВЕДЕНИЕ

Гидромашины являются одной из основ современной цивилизации. Водо- и теплоснабжение, канализация, энергетика, машиностроение, транспорт, добыча полезных ископаемых, строительство, системы вооружений – сегодня просто немыслимы без применения гидромашин. Гидромашины находят применение и в медицине, например, в искусственном сердце.

Основное деление гидромашин производится по принципу действия на объемные и динамические.

Ключевое значение объемные гидромашины имеют в гидроприводе. Объемные гидромашины для гидропривода имеют тоже значение как сердце и мускулы для человека. Именно объемные гидромашины в основном определяют надежность, ресурс, эффективность и производительность гидроприводов.

Объемные гидромашины имеют весьма давнюю историю. В Европе первый поршневой насос был изобретен и изготовлен древнегреческим механиком Ктесибием в третьем веке до нашей эры. Насос был изготовлен из бронзы и состоял из двух цилиндров с рабочими органами в виде плунжеров, клапанной системы и поворотного ручного привода. Насос применялся для тушения пожаров, причем, данная конструкция с небольшими изменениями применялась до середины двадцатого века. Известна конструкция древнего китайского огнемёта, основной частью которого являлся поршневой прямодействующий ручной насос двустороннего действия. Что интересно, поршень и цилиндр имели квадратное поперечное сечение, что в современных конструкциях вряд ли встретишь.

Бурное развитие объемных гидромашин связано изобретением эффективных приводных двигателей и использованием минеральных масел в качестве смазки и рабочих жидкостей. Большую роль в совершенствовании гидромашин сыграли достижения в металлургической, химической и машиностроительной отраслях хозяйства.

Данное пособие содержит часть курса в соответствии с содержанием дисциплины «Объемные гидромашины и гидропередачи» для студентов по направлению подготовки «Гидравлическая, вакуумная и компрессорная техника» специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропнеумоавтоматика».

В первой и второй главах пособия даются принципы действия, классификации, основные термины и определения объемных гидромашин и их параметров в соответствии с действующими стандартами.

Главы с третьей по шестую посвящены особенностям конструкций и методам расчета аксиально-поршневых, радиально-поршневых, и шестеренных гидромашин. Эти главы призваны помочь студентам в выполнении курсового проекта по данной дисциплине. В седьмой главе приводится пример расчета насоса.

1. Назначение и классификация объемных гидромашин

Объемная гидромашина – это гидроустройство, предназначенное для преобразования механической энергии рабочей среды в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры. Под рабочей камерой понимается пространство внутри объемной гидромашины, ограниченное рабочими поверхностями деталей, периодически изменяющее свой объем и попеременно сообщаемое с местами входа и выхода рабочей среды.

Классификация объемных гидромашин представлена на рис. 1. К объемным гидромашинам относятся объемные насосы, объемные гидродвигатели, насосы-моторы, преобразователи давления и вытеснители.



Рис. 1. Классификация объемных гидромашин

1.1. Объемные насосы

Насос – машина для создания потока жидкой среды. В насосе происходит преобразование механической энергии приводного двигателя в энергию потока рабочей жидкости. Насосы являются основным источником гидравлической энергии в гидроприводах различного технологического оборудования. Механическую энергию насосы получают через ведущее звено от различного вида двигателей, например, электрических или внутреннего сгорания.

По характеру движения ведущего звена насосы бывают вращательные, прямодействующие или поворотные. Большинство применяемых сегодня насосов являются вращательными, что обусловлено, главным образом, наличием широкой гаммы электродвигателей и двигателей внутреннего сгорания с вращательным движением выходного звена, служащих источником энергии для насосов.

Объемный насос – это насос, в котором жидкая среда перемещается путем периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщаемой с входом и выходом насоса. В объемном насосе перемещение жидкости осуществляется в три этапа. На первом этапе происходит увеличение и заполнение жидкостью объема рабочей камеры, соединенной в данный момент с входом насоса. На втором – замыкание рабочей камеры, то есть ее изоляция от полостей всасывания и нагнетания. На третьем этапе рабочая камера сообщается с полостью нагнетания, в которую жидкость вытесняется вследствие уменьшения объема камеры. В зависимости от количества рабочих камер насосы могут быть одно-, двух-, трех- и многокамерные.

Характерной особенностью объемных насосов является замыкание рабочей камеры, во время которого она не сообщается ни с входом, ни с выходом насоса. Сообщение и разобщение камер с входом и выходом осуществляется при помощи одного из видов распределения потоков жидкости. В случае применения в насосе щелевого или золотникового распределения жидкости наличие замыкания обеспечивает герметичную двухстороннюю изоляцию полостей всасывания и нагнетания. При применении в насосе клапанного распределения, как правило, обеспечивается только односторонняя изоляция полостей всасывания и нагнетания. Это объясняется следующим. Клапанная система насоса обычно представляет собой два обратных клапана, соединенных последовательно через рабочую камеру, поэтому жидкость не может перетекать обратно из полости нагнетания в полость всасывания. Но если давление на входе выше давления на выходе, то через открывшиеся клапаны жидкость начнет перетекать из полости всасывания в полость нагнетания.

Подвижные элементы, с помощью которых непосредственно осуществляется изменение объема рабочей камеры или отделение камер друг от друга, называются рабочими органами. В зависимости от характера движения рабочих органов объемные насосы подразделяются на роторные, возвратно-поступательные и крыльчатые.

Классификация объемных насосов представлена на рис. 2.

К роторным насосам относятся объемные насосы с вращательным, вращательным и возвратно-поступательным или с вращательным и возвратно-поворотным движением рабочих органов.

Объемные роторно-вращательные насосы по направлению перемещения рабочей жидкости относительно осей вращения рабочих органов подразделяются на зубчатые и винтовые. В зубчатом насосе перемещение рабочей жидкости происходит в плоскости, перпендикулярной оси или осям вращения рабочих органов. В зависимости от вида рабочих органов зубчатые насосы бывают шестеренные, коловратные и шланговые.

В шестеренном насосе в качестве рабочих органов применяются две или более шестерен, которые, взаимодействуя с внутренними рабочими поверхностями насоса, обеспечивают геометрическое замыкание рабочей камеры и,



Рис. 2. Классификация объемных насосов

кроме того, передают крутящий момент. Передача крутящего момента с ведущих шестерен на ведомые синхронизирует их работу, что избавляет от дополнительных синхронизирующих механизмов. В зависимости от вида зацепления шестерен шестеренные насосы бывают с внешним или внутренним зацеплением. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением, у которых рабочие камеры отделены друг от друга только зубьями шестерен без промежуточного серповидного элемента, называют героторными.

Конструктивно шестеренные насосы весьма разнообразны как по форме зубьев, так и по форме профилей зацепления. Благодаря простой конструкции, надежности, высокой удельной мощности и ряду других достоинств, шестеренные насосы являются одними из самых распространенных.

В коловратном насосе в качестве рабочих органов применяются роторы, которые, взаимодействуя с внутренними рабочими поверхностями насоса, обеспечивают геометрическое замыкание рабочей камеры без передачи крутящего момента. Так как в коловратном насосе роторы не передают крутящий момент, синхронизация их вращения осуществляется дополнительными механизмами, как правило, зубчатыми редукторами. Совершенствование коловратных машин, целью которого является увеличение рабочего объема насоса при небольших габаритах и массе, привело к разнообразию форм роторов.

В шланговом насосе рабочим органом является упругий шланг, пережимаемый вращающимися роликами. Камеры, образованные внутренним пространством шланга, зажатым между двумя соседними роликами, перемещаются вследствие их вращения от входа к выходу. Механические потери и максимальное давление, которое могут развивать данные насосы, зависят от качеств материала деформируемого шланга.

Винтовой насос – это насос, в котором перемещение рабочей жидкости происходит вдоль осей вращения винтов. В зависимости от числа рабочих органов данные насосы могут быть одно-, двух-, трех- и многовинтовые.

Самое большое распространение получили роторно-поступательные насосы. К ним относятся шиберные и роторно-поршневые насосы. Рабочие органы в этих насосах устанавливаются в ротор – деталь, совершающую только вращательное движение. С ротором рабочие органы, образуют низшие кинематические пары, посредством которых рабочим органам задается вращательное движение.

Шиберный насос – это насос с рабочими органами в виде шиберов. Шибером в технике называют запорное устройство типа задвижки (заслонки), при помощи которого открывается и закрывается канал для движения жидкости или газа. Шиберы совершают вращательное и возвратно-поступательное движение. В шиберном насосе шиберы служат для деления на рабочие камеры внутреннего пространства, образованного поверхностями ротора, статора и боковых дисков. В зависимости от конструктивного исполнения шиберов насосы бывают пластинчатые и фигурно-шиберные.

Роторно-поршневой насос – это насос, в котором рабочими органами являются поршни или плунжеры, совершающие вращательное и возвратно-поступательное движение. Если ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45° , то такой насос называется аксиально-поршневой. Если ось вращения ротора перпендикулярна осям рабочих органов или составляет с ними угол более 45° , то такой насос называется радиально-поршневой. Аксиально-поршневые насосы в зависимости от взаиморасположения ротора и ведущего звена подразделяются на насосы с наклонным блоком и насосы с наклонным диском. Аксиально-поршневой насос, у которого оси ведущего звена и ротора наклонного блока пересекаются, называют насосом с наклонным блоком. Аксиально-поршневой насос, у которого ведущее звено и ротор расположены на одной оси, называют насосом с наклонным диском. Также бывают аксиально-поршневые насосы с профильным диском, в котором ведущий вал и блок цилиндров находятся на одной оси, а поршни взаимодействуют с диском, имеющим поверхность переменной кривизны.

Роторный насос с вращательным и возвратно-поворотным движением рабочих органов называется роторно-поворотный насосом.

В большинстве роторных насосов, исключая шланговые, в качестве распределения рабочей жидкости применяется щелевое или реже – золотниковое распределение.

Сущность щелевого распределения заключается в следующем. В силу вращательного движения рабочих органов в роторных насосах рабочие камеры также совершают вращательное движение относительно неподвижных деталей. Для распределения рабочей жидкости используют неподвижные детали, обычно одну или две, рабочая поверхность которых непосредственно ограничивает объем рабочей камеры. Эти детали называют распределителями. В них выполнены сквозные каналы (щели), выходящие окнами на поверхности, обращенные к рабочей камере. Окна расположены таким образом, что последовательно соединяют каналы с рабочей камерой при ее повороте. Другой стороной каналы сообщаются соответственно либо с входом, либо с выходом насоса. Окно канала, соединенного с входом насоса, называется окном всасывания. Окно канала, соединенного с выходом насоса, называют окном нагнетания. На траектории совмещения с объемом движущейся рабочей камеры окно всасывания и окно нагнетания разделены в распределителе между собой перемычками. Размеры перемычек должны обеспечить замыкание рабочей камеры при смене процессов всасывания и нагнетания, что гарантирует надежное разделение входа и выхода насоса.

Окно всасывания расположено таким образом, что сообщает вход насоса с поворачивающейся рабочей камерой, когда ее объем увеличивается. Увеличение объема камеры вызывает в ней некоторое падение давления. Рабочая жидкость заполняет камеру под действием возникшего перепада давлений между камерой и входом насоса. Так происходит процесс всасывания. По

мере дальнейшего поворота камеры происходит разобщение окна всасывания и рабочей камеры, при этом объем рабочей камеры замыкается поверхностью перемычки. Когда рабочий объем камеры после прохождения перемычки начинает уменьшаться, камера сообщается с окном нагнетания, и, соответственно, с выходом насоса. При этом жидкость вытесняется из рабочей камеры через окно нагнетания на выход насоса. Поворачиваясь далее, рабочая камера разобщается с окном нагнетания и проходит следующую перемычку, после чего вновь сообщается с окном всасывания и рабочий цикл повторяется снова. Таким образом, по мере поворота рабочей камеры она попеременно сообщается с окнами всасывания и нагнетания.

Распределители по конструктивному исполнению могут быть торцовые и цапфенные. Торцовые распределители располагаются с торца ротора и по виду рабочей поверхности подразделяются на плоские и сферические. Количество каналов и окон всасывания и нагнетания зависит от кратности и конструкции насоса. Цапфенный распределитель представляет собой неподвижный цилиндрический или конический выступ, соосно распложенный внутри ротора. Принципы действия цапфенного и торцового распределителей аналогичны. Разница состоит в том, что у цапфенного распределителя рабочая поверхность цилиндрическая или коническая, а у торцового – плоская или сферическая.

Следующая группа насосов, нашедших широкое распространение в гидроприводе, это – возвратно-поступательные насосы. В этих насосах рабочие органы совершают возвратно-поступательное движение, чем обеспечивают изменение объема рабочей камеры. В качестве рабочих органов в данных насосах применяются поршни, плунжеры или диафрагмы. По характеру движения рабочего звена, данные насосы подразделяются на поступательно-поворотные или вальные. Наиболее распространены вальные возвратно-поступательные насосы, в которых ведущее звено имеет вращательное движение. В возвратно-поступательных насосах применяют клапанное или золотниковое распределение рабочей жидкости.

Вальные насосы делятся на кулачковые и кривошипные в зависимости от вида передачи движения к рабочим органам. В свою очередь, кулачковые насосы подразделяются по взаиморасположению ведущего звена и рабочих органов на аксиально-кулачковые и радиально-кулачковые насосы. В аксиально-кулачковом насосе ось вращения ведущего звена параллельна оси рабочих органов или составляет с ними угол менее или равный 45° . В радиально-кулачковом насосе ось вращения ведущего звена перпендикулярна оси рабочих органов или составляет с ними угол более 45° .

К крыльчатым насосам относятся насосы с возвратно-поворотным движением рабочих органов независимо от характера их движения. В качестве рабочих органов в крыльчатых насосах применяются поршни, плунжеры или диафрагмы.

Если в насосе рабочая жидкость вытесняется из рабочей камеры один раз за один оборот ведущего звена, его называют насосом однократного действия, если два – насосом двукратного действия, если более двух – насосом многократного действия.

Насосы, у которых постоянный рабочий объем, называют нерегулируемыми. Насосы с изменяемым в процессе работы рабочим объемом называют регулируемыми. Регулирование можно осуществить не во всех типах насосов, а только в некоторых насосах однократного действия. Изменение рабочего объема насоса достигается изменением рабочих объемов его рабочих камер. Регулируемые насосы имеют более сложную конструкцию и, как следствие, большую массу и цену в сравнении с нерегулируемыми насосами. С другой стороны, регулируемые насосы имеют ряд преимуществ, например, более рациональное использование энергии приводного двигателя, возможность бесступенчатого регулирования скорости гидродвигателей, снижение рабочей температуры жидкости вследствие уменьшения тепловых потерь. Наибольшее распространение среди регулируемых насосов получили аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком или наклонным диском. Это связано с унификацией качающих узлов регулируемых и нерегулируемых насосов, а также сравнительно небольшими усилиями необходимыми для изменения рабочего объема. Несколько меньшее распространение имеют пластинчатые и роторные радиально-поршневые регулируемые насосы, конструкции которых значительно усложняются и увеличиваются в размерах по сравнению с их нерегулируемыми образцами. Известны также конструкции регулируемых шестеренных насосов, но они не получили широкого применения, так как у них нет главных достоинств обычных шестеренных насосов, таких как простота конструкции и низкая стоимость.

Насосы также подразделяют на реверсивные и нереверсивные. Но в действующем стандарте нет деления насосов по данному признаку и соответствующих определений. Общепринятым считается что, нереверсивные насосы работают при вращении ведущего вала только в одном направлении и имеют фиксированные вход, выход и направление потока рабочей жидкости. Нереверсивные насосы могут быть правого и левого вращения. Неправильное вращение вала нереверсивного насоса приводит к нарушению его рабочих процессов и в некоторых случаях к преждевременному выходу его из строя. В настоящий момент большую номенклатуру имеют насосы правого вращения, однако, в спецификациях производители указывают возможность изготовления многих моделей “правых” насосов и на левое вращение по специальному заказу.

К реверсивным насосам относят насосы с возможностью вращения вала в обоих направлениях и или создающие поток жидкости в прямом и обратном направлении. Насосы с реверсивной подачей и нереверсивным вращением чаще всего применяют в гидрообъемных трансмиссиях самоходных машин, например в комбайнах, тягачах, тракторах и т.п. Насосы с нереверсив-

ной подачей, но с реверсивным вращением ведущего вала применяют в системах смазки, где требуется постоянное направление потока жидкости вне зависимости от направления вращения вала насоса.

1.2. Объемные гидродвигатели

Объемный гидродвигатель – это объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию выходного звена.

Объемные гидродвигатели могут быть с возвратно-поступательным движением выходного звена – гидроцилиндры; с ограниченным поворотным движением выходного звена – поворотные гидродвигатели; с неограниченным вращательным движением выходного звена – гидромоторы.

Классификация гидроцилиндров представлена на рис. 3.

Гидроцилиндры, в которых движение выходного звена под действием рабочей жидкости осуществляется только в одном направлении, являются гидроцилиндрами одностороннего действия. А те, в которых движение выходного звена под действием рабочей среды осуществляется в двух противоположных направлениях, являются гидроцилиндрами двухстороннего действия. В гидроцилиндрах одностороннего действия движение выходного звена в противоположном направлении может происходить под действием пружины, силы тяжести или звеньев приводимой машины.

Процесс, сопровождающийся увеличением линейного размера гидроцилиндра вследствие движения выходного звена, называют прямым ходом. Процесс, сопровождающийся уменьшением линейного размера гидроцилиндра вследствие движения выходного звена, называют обратным ходом. Разница максимальной и минимальной длины гидроцилиндра называется полным ходом.

Движение выходного звена, сопровождающееся совершением полезной работы, называется рабочим ходом. Движение выходного звена, не сопровождающееся совершением полезной работы, называется холостым ходом.

Большинство гидроцилиндров представляют собой объемные машины, в которых рабочие камеры образованы внутренними поверхностями корпуса и подвижной перегородки, имеющей кинематическую связь с выходным звеном гидроцилиндра. Гидроцилиндры бывают одно-, двух- и многокамерные, причем камеры, как правило, располагаются последовательно на оси корпуса. Герметичность камер в подвижных соединениях осуществляется при помощи разнообразных мягких или жестких уплотнений.

При направлении потока жидкости в ту или иную рабочую камеру давление в ней возрастает. После того, как сила давления на перегородку превысит силы сопротивления движению, перегородка изменит свое положение и

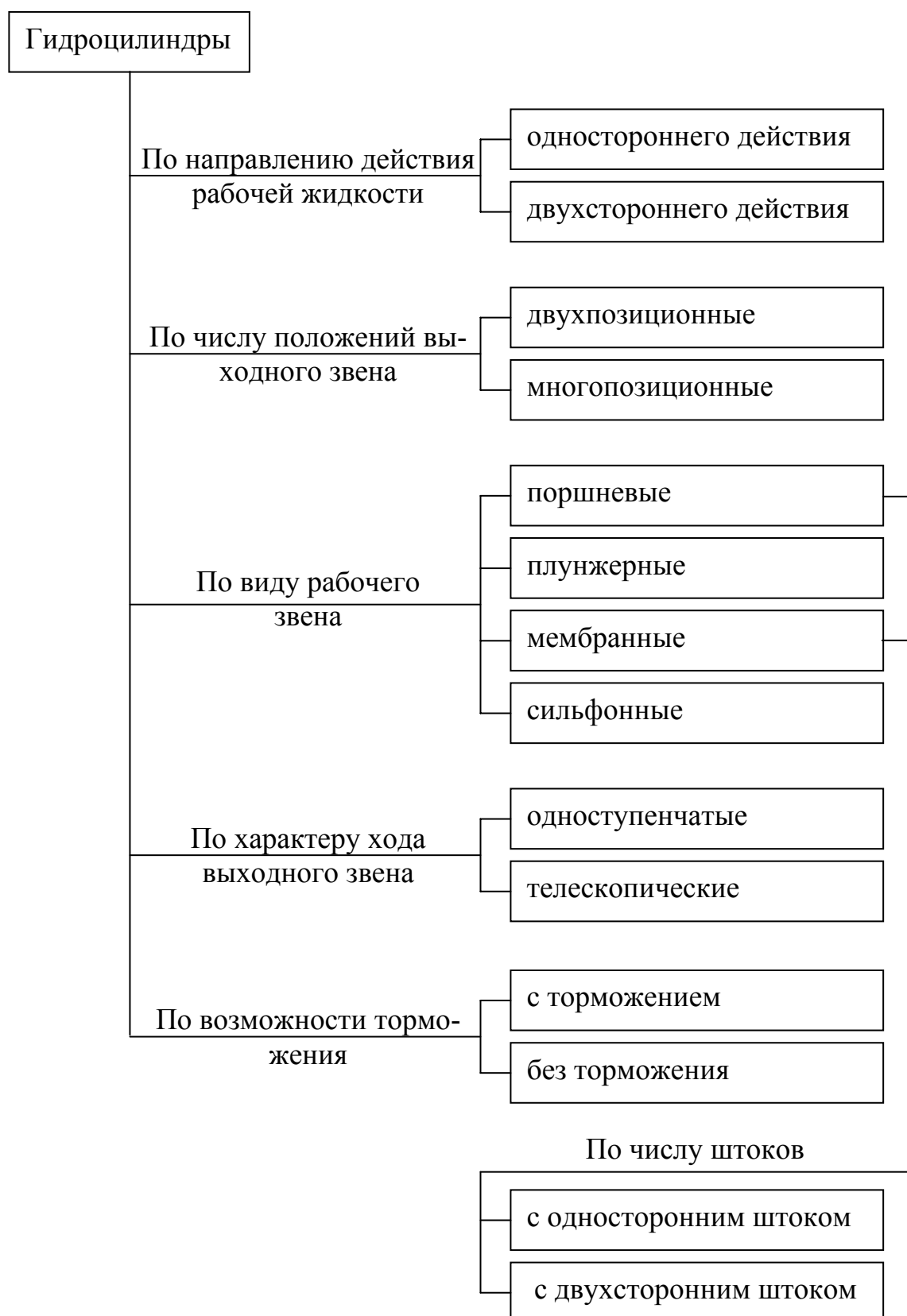


Рис. 3. Классификация гидроцилиндров

соответственно изменится положение выходного звена. Таким образом, перегородка в гидроцилиндре является рабочим органом, по виду которого гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные и мембранные.

Сильфонные гидроцилиндры отличаются конструкцией и принципом действия от гидроцилиндров описанных выше. В них рабочая камера образована внутренними поверхностями корпуса в виде сильфона, выполненного из соответствующего упругого материала. Сильфон представляет собой гофрированную трубку с плоскими боковыми стенками. Одну боковую стенку закрепляют неподвижно, другую связывают с выходным звеном. При направлении потока жидкости внутрь сильфона давление в нем возрастает. Когда результирующая сил давления на стенки сильфона станет больше сил сопротивления, произойдет увеличение объема сильфона, вследствие чего его линейные размеры сильфона изменяются. При снятии давления во внутренней полости сильфона он принимает свой первоначальный объем под действием сил упругости материала сильфона и внешних сил. Таким образом, при изменении линейных размеров сильфона происходит возвратно-поступательное движение выходного звена. В зависимости от конструкции гофрированной оболочки сильфонные гидроцилиндры могут обеспечить рабочий ход при прямом или при обратном ходе.

Выходным звеном в поршневых и мембранных гидроцилиндрах является шток. Одним концом шток жестко связан с рабочим органом гидроцилиндра, другим концом шток выходит наружу гидроцилиндра с целью передачи усилия на механизм машины. Если шток выходит с одной стороны гидроцилиндра, то такой гидроцилиндр называют гидроцилиндром с односторонним штоком, если с двух сторон, то гидроцилиндром с двухсторонним штоком. В большинстве случаев шток выходит наружу через боковую крышку рабочей камеры гидроцилиндра. Тогда подвижное соединение шток–крышка подлежит герметизации уплотнениями. Радиальные отклонения штока ограничиваются направляющей втулкой, устанавливаемой в крышке.

В плунжерном гидроцилиндре выходным звеном является непосредственно плунжер. Плунжер – это поршень с гладкой образующей поверхностью или с кольцевыми канавками, имеющий длину, значительно превышающую диаметр, и непосредственно выходящий наружу гидроцилиндра с целью передачи усилия на механизм машины. Подвижное соединение плунжер–крышка выполняется так же, как и в поршневых гидроцилиндрах.

По характеру хода выходного звена гидроцилиндры подразделяются на одноступенчатые и телескопические.

Гидроцилиндр, у которого полный ход выходного звена равен ходу рабочего органа, называют одноступенчатым.

Гидроцилиндр, у которого полный ход выходного звена равен сумме ходов всех рабочих органов, называется телескопическим. Эти гидроцилиндры, как правило, состоят из соосно-совмещенных двух или более гидроцилиндров, в которых штоки больших цилиндров одновременно являются корпуса-

ми меньших гидроцилиндров. Причем, площади поршней рассчитаны таким образом, что при прямом ходе сначала выдвигаются поршни большего диаметра затем меньшего. При обратном ходе поршни двигаются в обратной последовательности. Телескопические цилиндры могут быть как одностороннего, так и двухстороннего действия и позволяют получить больший полный ход по сравнению с одноступенчатыми гидроцилиндрами при одинаковых габаритах.

Когда гидроцилиндрами приводятся в действие механизмы, имеющие большую массу, тогда силы инерции при остановке в крайних положениях гидроцилиндра могут вызвать разрушение его деталей. Чтобы избежать этого применяют тормозные устройства – демпферы. Демпферы обеспечивают плавное торможение и гашение сил инерции.

Для привода оборудования с ограниченным поворотным движением применяют поворотные гидродвигатели.

Поворотные гидродвигатели по виду рабочих органов подразделяются на шиберные, поршневые и мембранные.

В шиберном поворотном гидродвигателе внутреннее пространство корпуса разделено на четное количество рабочих камер при помощи шиберов, связанных с выходным валом, и перегородок, связанных с корпусом. Подвижные соединения шиберов с корпусом и перегородок с валом герметизируют при помощи уплотнений. Под действием сил давления рабочей жидкости, подаваемой в соответствующие рабочие камеры, шибера вместе с выходным валом совершают возвратно-поворотное движение, ограниченное упором шиберов в перегородки. Количество шиберов обычно не превышает трех. С одним шибером угол поворота выходного вала гидродвигателя может быть, как правило, не более 280° . Чем больше шиберов имеет поворотный гидродвигатель, тем меньше угол поворота его выходного вала. Наибольшее распространение получили шиберные поворотные гидродвигатели с шиберами в виде пластин.

Возвратно-поступательное движение рабочих органов в поршневых и мембранных поворотных гидродвигателях преобразуется в возвратно-поворотное движение выходного звена при помощи механической передачи – зубчатой, рычажной или др.

Гидромоторы подразделяются по тем же признакам, как и насосы. Определения типов гидромоторов аналогичны определениям насосов тех же типов, с той разницей, что в моторах вал является выходным звеном, а в насосах он являлся ведущим. Кроме этого кулачковые радиально-поршневые моторы дополнительно подразделяются по расположению кулачка относительно поршней. Кулачковый гидромотор, кулачок расположен вокруг поршней, называют гидромотором с внешним кулачком. Кулачковый гидромотор, вокруг кулачка которого расположены поршни, называют гидромотором с внутренним кулачком.

1.3. Насосы-моторы

Насос-мотор – это объемная гидромашина, которая может работать как в режиме объемного насоса, так и в режиме гидромотора. Такие гидромашины применяют в тех случаях, когда требуется поток энергии рабочей жидкости направлять как из гидросистемы в гидромашину, так и от нее обратно в гидросистему, например в гидрообъемных трансмиссиях.

1.4. Гидропреобразователи и гидровытеснители

Гидропреобразователи предназначены для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого потока с изменением величины давления. Гидровытеснители предназначены для преобразования энергии одного потока рабочей жидкости в энергию другого без изменения величины давления. Конструктивно гидропреобразователи и вытеснители представляют собой устройство, состоящее из объемного насоса и объемного гидродвигателя, выходное звено которого кинематически связано с ведущим звеном объемного насоса.

Принцип действия данных устройств заключается в следующем. Поток жидкости подается в гидродвигатель. В гидродвигателе энергия потока жидкости преобразуется в энергию выходного звена. Поскольку выходное звено гидродвигателя и ведущее звено насоса связаны, насос преобразует полученную от гидродвигателя энергию в энергию другого потока жидкости. Таким образом, в современных гидропреобразователях и гидровытеснителях преобразование энергии одного потока жидкости в энергию другого потока не является непосредственным, а происходит с использованием механической передачи, что сопровождается дополнительными потерями энергии.

По характеру движения выходного и ведущего звеньев гидравлические преобразователи и вытеснители подразделяются на поступательные и вращательные. Поступательные устройства состоят из сблокированных гидроцилиндров, поршни которых жестко соединены между собой штоками. Вращательные устройства состоят из гидромотора и вращательного насоса, валы которых жестко соединены между собой.

Конструктивно преобразователи отличаются от вытеснителей тем, что в поступательных преобразователях поршни гидроцилиндра и насоса имеют разные диаметры, а во вращательных преобразователях гидромотор и насос имеют разные рабочие объемы, тогда как в вытеснителях рабочие объемы гидродвигателя и насоса одинаковые.

Контрольные вопросы к главе

1. Что такое объемная гидромашина?
2. Какими по назначению бывают объемные гидромашины?
3. Что такое насос?
4. Какими бывают насосы по характеру движения ведущего звена?
5. Что такое объемный насос?
6. Как объемный насос перемещает жидкость?
7. Как объемные насосы подразделяются по характеру движения рабочих органов?
8. Какими бывают роторные насосы в зависимости от движения рабочих органов?
9. Как подразделяются роторно-вращательные насосы по направлению перемещения рабочей жидкости?
10. Назовите основные виды зубчатых насосов по виду рабочих органов.
11. Какими бывают шестеренные насосы по виду зацепления?
12. Что такое коловратный насос?
13. В чем заключается принцип действия шлангового насоса?
14. Что такое шиберный насос?
15. Назовите основные виды роторно-поршневых насосов.
16. В чем заключается сущность щелевого распределения?
17. Какие насосы относятся к возвратно-поступательным?
18. Что такое кратность действия насоса?
19. Что такое объемный гидродвигатель?
20. Виды объемных гидродвигателей?
21. Какими бывают гидроцилиндры по виду рабочих звеньев?
22. Какими бывают гидроцилиндры по направлению действия рабочей жидкости?
23. Что такое телескопический гидроцилиндр?
24. Конструкция и принцип действия сильфонных гидроцилиндров?
25. Что такое одноступенчатый гидроцилиндр?
26. Какими бывают гидроцилиндры по количеству штоков?
27. В чем заключается назначение демпферов?
28. Что такое гидромотор с внешним кулачком?
29. Что такое гидромотор с внутренним кулачком?
30. Принцип действия и основные виды поворотных гидродвигателей?
31. Что такое гидромотор?
32. Что такое насос-мотор?
33. В чем заключается назначение гидропреобразователей?
34. Назначение гидровытеснителей.
35. Назовите основные виды и различия гидропреобразователей и гидровытеснителей?

2. Параметры объемных гидромашин

Параметры объемных гидромашин должны соответствовать действующим стандартам, устанавливающим их величины. При выборе основных параметров насосов и гидромоторов, предназначенных для объемных гидроприводов, следует руководствоваться ГОСТ 14057–68, ГОСТ 14058–68, ГОСТ 14059–68, ГОСТ 14060–68, ГОСТ 14061–68 и ГОСТ 14062–68. Значения основных параметров, выходящие за пределы рядов параметров в указанных выше стандартах, следует выбирать в соответствии с ГОСТ 12445–80, ГОСТ 12446–80 и ГОСТ 13824–80.

Все объемные гидромашин должны удовлетворять требованиям ГОСТ 17411–91, ГОСТ 12.2.040–79 и ГОСТ 12.2.086–83. Кроме того, изготавливаемые насосы и гидромоторы должны соответствовать ГОСТ 13823–78.

Гидроцилиндры должны удовлетворять требованиям ГОСТ 16514–80. Основные параметры гидроцилиндров выбирают по ГОСТ 12445–80, ГОСТ 6540–68 и ГОСТ 16029–70.

Объемные гидромашин весьма разнообразны по конструкции и назначению, поэтому в технических характеристиках различных видов гидромашин указываемые основные параметры несколько отличаются.

В технической характеристике насосов должны быть указаны следующие параметры:

- рабочий объем номинальный и минимальный;
- частота вращения номинальная, максимальная и минимальная;
- подача номинальная и минимальная;
- давление на выходе номинальное и максимальное;
- давление на входе максимальное и минимальное;
- максимальное давление дренажа;
- коэффициент подачи;
- к.п.д.;
- масса (без рабочей жидкости);
- мощность номинальная;
- октавные уровни звуковой мощности;
- удельная металлоемкость (отношение массы к мощности).

Из указанных выше параметров основными для насосов являются номинальное давление на выходе, номинальная частота вращения и номинальный рабочий объем.

В технической характеристике гидромоторов указывают следующие параметры:

- рабочий объем номинальный и минимальный;
- частота вращения номинальная, максимальная и минимальная;
- расход номинальный и минимальный;
- давление на входе номинальное и максимальное;

- давление на выходе максимальное и минимальное;
- номинальный перепад давлений;
- максимальное давление дренажа;
- гидромеханический к.п.д.;
- к.п.д.;
- масса (без рабочей жидкости);
- номинальная мощность эффективная;
- крутящий момент номинальный и страгивания;
- момент инерции вращающихся масс;
- октавные уровни звуковой мощности;
- удельная металлоемкость (отношение массы к крутящему моменту).

Для гидромоторов основными параметрами являются номинальное давление на входе, номинальная частота вращения вала и номинальный рабочий объем.

Номинальными величинами параметров являются такие величины параметров, заявляемые изготовителем в технической характеристике, при которых гидромашинка должна работать в течение установленного срока службы с сохранением технических показателей в пределах, указанных в нормативно-технической документации на данный тип гидромашин.

Рабочий объем гидромашинки (V_0) это сумма разностей наибольших и наименьших объемов всех рабочих камер гидромашинки за один оборот ведущего вала или двойной ход ведущего звена. В нерегулируемых насосах и гидромоторах рабочий объем имеет только одно номинальное значение, поэтому параметр “рабочий объем минимальный” опускается. В случае отсутствия дренажной системы у гидромашинки параметр “максимальное давление дренажа” также опускается.

Различают объемную и идеальную подачи насоса. Объемная подача насоса это отношение объема подаваемой насосом жидкости ко времени. Идеальная подача насоса это сумма объемной подачи и объемных потерь насоса.

Идеальная подача для вращательных насосов определяется следующим образом, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{и}} = 10^{-6} \cdot V_0 \cdot n, \quad (2.1)$$

где V_0 – рабочий объем насоса, см^3 ; n – частота вращения ведущего вала насоса, с^{-1} .

Так как гидромоторы не создают поток жидкости, а потребляют его, у них термин объемная подача заменяется термином расход. Объемный расход гидромотора это отношение объема потребляемой гидромотором жидкости ко времени.

Наряду с давлением на выходе насоса и давлением на входе в насос важным параметром является давление насоса, величина которого определяется следующей зависимостью, Па:

$$p = p_2 - p_1 + 0.5 \cdot \rho(v_2^2 - v_1^2) + \rho \cdot g(Z_2 - Z_1), \quad (2.2)$$

где p_2 и p_1 – давление на выходе и входе в насос, Па; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; v_2^2 и v_1^2 – скорость рабочей жидкости на выходе и входе в насос, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с²; Z_2 и Z_1 – высота центра тяжести сечения выхода и входа в насос, м.

Мощностью насоса называют мощность, потребляемую насосом. Номинальной мощностью насоса называют мощность, потребляемую насосом при номинальном давлении и номинальной подаче:

$$P_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}} \cdot p_{\text{ном}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (2.3)$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность насоса, Вт; $Q_{\text{ном}}$ – номинальная подача насоса, м³/с; $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление насоса, Па; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса.

Также мощность насоса можно определить как мощность привода насоса: $P = M \cdot \omega$, где M – крутящий момент на валу насоса, Н·м; ω – угловая скорость вала, рад/с.

Полезная мощность насоса – это мощность, сообщаемая насосом подаваемой рабочей жидкости:

$$P_{\text{п}} = Q \cdot p, \quad (2.4)$$

где $P_{\text{п}}$ – полезная мощность насоса, Вт; Q – подача насоса, м³/с.

КПД насоса определяют по следующей зависимости:

$$\eta_{\text{н}} = \frac{P_{\text{п}}}{P}. \quad (2.5)$$

Коэффициент подачи насоса определяется как отношение подачи насоса к его идеальной подаче:

$$K_Q = \frac{Q}{Q_{\text{и}}}, \quad (2.6)$$

где K_Q – коэффициент подачи насоса; $Q_{\text{и}}$ – идеальная подача насоса, м³/с.

Объемный КПД гидромашины определяется следующим образом:

$$\eta_{об} = \frac{P_{п}}{P_{п} + \Delta P_Q}, \quad (2.7)$$

где $\eta_{об}$ – объемный КПД гидромашины; ΔP_Q – мощность гидромашины, потерянная с утечками, Вт.

Гидромеханический КПД гидромашины определяется как произведение механического и гидравлического КПД, таким образом, он является отношением полезной мощности гидромашины к сумме полезной мощности, мощности гидравлических и механических потерь в гидромашине.

Номинальный крутящий момент гидромотора:

$$M_{ном} = \frac{Q_{ном} \cdot \Delta p_{ном}}{\omega_{ном}} \eta_m, \quad (2.8)$$

где $M_{ном}$ – номинальный крутящий момент гидромотора, Н·м; $Q_{ном}$ – номинальный расход гидромотора, м³/с; $\Delta p_{ном}$ – номинальный перепад давлений на входе и выходе гидромотора, Па; $\omega_{ном}$ – номинальная угловая скорость вала гидромотора, рад/с; η_m – КПД гидромотора. Угловую скорость вала гидромашины определяют по следующей зависимости:

$$\omega = 2\pi \cdot n, \quad (2.9)$$

где ω – угловая скорость вала гидромашины, рад/с; n – частота вращения вала гидромашины, с⁻¹.

Частоту вращения вала нерегулируемого гидромотора можно определить по следующей формуле:

$$n_m = \eta_{об.м} \frac{Q_m}{10^{-6} \cdot V_{0м}}, \quad (2.10)$$

где n_m – частота вращения вала гидромотора, с⁻¹; $\eta_{об.м}$ – объемный КПД гидромотора; Q_m – номинальный расход рабочей жидкости гидромотора, м³/с; $V_{0м}$ – рабочий объем гидромотора, см³.

Эффективная номинальная мощность гидромотора является произведением крутящего момента и угловой скорости вала, развиваемых гидромотором при номинальном расходе и номинальном перепаде давлений на нем:

$$P_m = \eta_m \cdot Q_m \cdot \Delta p_m, \quad (2.11)$$

где P_m – эффективная номинальная мощность гидромотора, Вт; η_m – КПД гидромотора; Δp_m – номинальный перепад давлений на входе и выходе гидромотора, Па.

К основным параметрам гидроцилиндров относятся номинальное давление, внутренний диаметр гильзы, диаметр штока и ход поршня. К вспомогательным параметрам относят усилие на рабочем органе, скорость его перемещения, требуемый поток рабочей жидкости.

Усилие, развиваемое на рабочем органе гидроцилиндра одностороннего действия с одной рабочей камерой, определится по следующей зависимости:

$$F = \eta_{\text{гм.ц}} \cdot p \cdot S_{\text{п.р}}, \quad (2.12)$$

где F – усилие, развиваемое гидроцилиндром на рабочем органе, Н; $\eta_{\text{гм.ц}}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра; p – давление рабочей жидкости в рабочей камере гидроцилиндра, Па; $S_{\text{п.р}}$ – площадь проекции рабочей поверхности поршня в рабочей камере на плоскость перпендикулярную его движению, м². В том случае, когда в одном направлении одновременно действуют несколько рабочих камер гидроцилиндра, усилие на рабочем органе получают суммированием усилий развиваемых соответствующими камерами:

$$F = F_1 + F_2 + \dots + F_n, \quad (2.13)$$

где $F_1, F_2, \dots, F_n$ – усилия развиваемые поршнями в рабочих камерах, одновременно действующими в одном направлении, Н; 1, 2, ..., n – номера камер гидроцилиндра, одновременно действующих в одном направлении.

Если гидроцилиндр двухстороннего действия, то при определении усилия на рабочем органе учитывают сопротивление движению, возникающее вследствие избыточного давления в сливных камерах гидроцилиндра:

$$F_c = \eta_{\text{гм.ц}} \cdot p_c \cdot S_{\text{п.с}}, \quad (2.14)$$

где F_c – сила сопротивления от давления в сливной камере, Н; p_c – давление рабочей жидкости в сливной камере гидроцилиндра, Па; $S_{\text{п.с}}$ – площадь проекции рабочей поверхности поршня в сливной камере на плоскость перпендикулярную его движению, м². В том случае, когда сливными камерами одновременно являются несколько камер гидроцилиндра, силу сопротивления движению рабочего органа получают суммированием их сил сопротивления:

$$F_c = F_{c.1} + F_{c.2} + \dots + F_{c.n}, \quad (2.15)$$

где $F_{c.1}, F_{c.2}, \dots, F_{c.n}$ – силы сопротивления от избыточного давления в сливных камерах, Н; 1, 2, ..., n – номера камер гидроцилиндра, одновременно являющихся сливными, шт.

Таким образом, получим

$$F_{\pi} = F - F_c, \quad (2.16)$$

где F_{π} – полезное усилие на рабочем органе гидроцилиндра двустороннего действия, Н.

Скорость перемещения поршня:

$$v_{\pi} = \frac{\eta_{об.ц} \cdot Q}{S_{п.р}}, \quad (2.17)$$

где v_{π} – скорость перемещения поршня, м/с; $\eta_{об.ц}$ – объемный КПД гидроцилиндра; Q – поток жидкости, подаваемый в рабочую полость гидроцилиндра, м³/с.

Если поток жидкости подают в несколько рабочих камер, действующих в одном направлении, поршни которых имеют жесткую связь между собой, то скорость определяется следующим образом:

$$v_{\pi} = \frac{\eta_{об.ц} \cdot Q}{S_{п.р.1} + S_{п.р.2} + \dots + S_{п.р.n}}, \quad (2.18)$$

$S_{п.с.1}, S_{п.с.2}, \dots, S_{п.с.n}$ – площади проекций рабочих поверхностей поршней рабочих камер, действующих одновременно в одном направлении, на плоскость перпендикулярную направлению движения поршней, м².

Площадь проекции поверхности поршня в рабочей камере на плоскость перпендикулярную направлению его движения называют рабочей площадью поршня.

В некоторых случаях поток рабочей жидкости направляют одновременно в камеры, действующие в противоположные направления. Обычно такой метод включения применяют, когда суммарная рабочая площадь камер, действующих в одном направлении, больше суммарной рабочей площади камер, действующих в другом направлении. Вследствие разности рабочих площадей поршней, на которые действует давление, возникает сила, под действием которой поршни перемещаются в таком направлении, что объем рабочих камер с большей суммарной рабочей площадью увеличивается. Данный метод включения называют дифференциальным. Скорость рабочего органа гидроцилиндра при дифференциальном включении находится по формуле:

$$v_{\text{п}} = \frac{\eta_{\text{об.ц}} \cdot Q}{\Sigma S_{\text{п.р}} - \Sigma S_{\text{п.с}}}, \quad (2.19)$$

где $\Sigma S_{\text{п.р}}$ – суммарная рабочая площадь поршней в рабочих камерах, м^2 ; $\Sigma S_{\text{п.с}}$ – суммарная рабочая площадь поршней в сливных камерах, м^2 . Если рабочая площадь поршней в сливных камерах составляет половину рабочей площади поршней в рабочих камерах, то при движении рабочего органа в обратном направлении величина его скорости будет равна величине скорости при дифференциальном включении.

Контрольные вопросы к главе

1. Какие параметры указывают в технической характеристике объемных насосов?
2. Какие параметры указывают в технической характеристике объемных гидромоторов?
3. Что такое номинальная величина параметра?
4. Что такое рабочий объем гидромашины?
5. Как определяют идеальную подачу вращательного насоса?
6. Что такое давление насоса?
7. Что такое мощность насоса?
8. Что такое полезная мощность насоса?
9. Как определяют КПД насоса?
10. Что такое коэффициент подачи насоса?
11. Как определяют объемный КПД насоса?
12. Как определяют гидромеханический КПД насоса?
13. Как определяют эффективную мощность гидромотора ?
14. Как определяют частоту вращения вала нерегулируемого гидромотора?
15. Как рассчитывают номинальный крутящий момент гидромотора?
16. Как определяют усилие, развиваемое на рабочем органе гидроцилиндра одностороннего действия с одной рабочей камерой ?
17. Как определить скорость перемещения поршня гидроцилиндра при подаче жидкости в одну камеру?
18. Как определить скорость перемещения поршня гидроцилиндра при подаче жидкости в несколько рабочих камер, действующих в одном направлении?
19. Как определить скорость перемещения поршня гидроцилиндра при дифференциальном включении?

3. Определение основных параметров объемных гидромашин

В курсовом проекте по дисциплине “Объемные гидромашин и гидропередачи ” выполняется расчет и конструирование насосов как одного из самых распространенных видов гидромашин.

Расчет насоса состоит из нескольких этапов. На первом этапе определяют геометрические размеры качающего узла, исходя из исходных данных и принятых соотношений. На втором этапе производят прочностные расчеты деталей насоса, различных соединений, выбор подшипников. Целью третьего этапа является получение теоретической характеристики насоса, для чего производят расчеты потерь мощности вследствие объемных потерь рабочей жидкости, гидравлического и механического трения. По результатам расчета выполняется сборочный чертеж насоса на листе формата А1, и характеристика насоса на листе формата А2.

Исходными данными при расчете насосов являются: тип насоса, номинальное давление на выходе $p_{\text{ном}}$, подача Q и частота вращения приводного вала $n_{\text{ном}}$. Диапазоны параметров современных серийно-выпускаемых насосов различных типов приведены в таблице 1.

Для дальнейшего расчета необходимо выбрать приблизительные значения объемного и КПД насоса ($\eta_{\text{об.н}}$ и $\eta_{\text{н}}$) по таблице 1. Следует иметь в виду, что для пластинчатых насосов минимальные значения КПД согласно ГОСТ 13823–78 связаны с величиной рабочего объема.

Далее, используя приведенные выше формулы 2.1, 2.4 и 2.6, определяют идеальную подачу, рабочий объем и мощность насоса. Стандартизованные параметры гидромашин должны выбираться из соответствующих рядов чисел данных в приложении. Расчет деталей насоса производят в соответствии с его типом.

4. Расчет аксиально-поршневых гидромашин

Таблица 1

Наименование параметра	Аксиально-поршневые	Радиально-поршневые	Шестеренные	Пластинчатые
Давление, МПа	до 40	до 20	до 20	До 20
Частота вращения, мин ⁻¹	От 960 до 5000	от 300 до 1500	от 480 до 3000	от 600 до 1920
Объемный КПД	от 0,93 до 0,99	От 0,9 до 0,95	От 0,9 до 0,95	От 0,7 до 0,95
Гидромеханический КПД	от 0,9 до 0,96	от 0,8 до 0,9	От 0,8 до 0,95	От 0,93 до 0,99
КПД	от 0,85 до 0,94	От 0,7 до 0,85	от 0,8 до 0,89	От 0,5 до 0,9
Удельная масса, кг/кВт	от 0,41 до 4,2	от 12 до 20	от 0,2 до 13,6	От 0,14 до 6,8

Аксиально-поршневые роторные гидромашины, как указано выше, бывают с наклонным диском, наклонным блоком и с профильным диском. В аксиально-поршневой гидромашине с наклонным блоком (рис. 4) оси ведущего звена и ротора пересекаются. В аксиально-поршневой гидромашине с наклонным диском (рис. 5, *а*) ведущее звено и ротор расположены на одной оси.

В аксиально-поршневых гидромашинах с профильным диском (рис. 5, *б*) ведущий вал 4 и блок цилиндров 2 находятся на одной оси, а плунжеры 1 взаимодействуют с диском 3, имеющим поверхность переменной кривизны.

Гидромашины с наклонным диском и с наклонным блоком могут быть только однократного действия. Гидромашины с профильным диском могут быть одно-, двух- и многократного действия.

Первые две группы гидромашин по методу синхронизации ведущего вала и блока подразделяются на машины с карданом, бескарданные и машины с зубчатой передачей.

Рассмотрим принцип действия аксиально-поршневой гидромашин на примере аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком (рис. 4).

Поршни 1 расположены в блоке цилиндров 2 и шарнирно соединены шатунами 3 с фланцем вала 4. Вал 4 установлен на подшипниках 6 в корпусе 9. Для распределения рабочей жидкости в неподвижном торцовом распределительном диске 5 выполнены два дугообразных окна. Окна сообщаются с рабочими камерами посредством отверстий выполненных в блоке цилиндров и идущих от его торцовой поверхности, обращенной к распределительному диску, к рабочим камерам. Вал приводится во вращение, при этом блок цилиндров синхронно поворачивается вместе с валом за счет карданного вала 8. Поршень 1 совершает вращательное движение относительно оси блока 2 и возвратно-поступательное движение в цилиндре вследствие наклона блока цилиндров относительно вала. При этом объем рабочей камеры периодически изменяется. Распределительный диск 5 установлен в крышке 7 таким образом, что в период увеличения объема рабочей камеры отверстие, идущее из нее к торцовой поверхности блока, сообщается с дугообразным окном, соединенным с входом насоса, а в период уменьшения объема рабочей камеры сообщается с другим дугообразным окном, соединенным с выходом насоса. Так осуществляется всасывание на входе и вытеснение рабочей жидкости на выход насоса. Осевую нагрузку, возникающую от давления жидкости в рабочих камерах, действующую на блок цилиндров воспринимает распределительный диск 5. Осевую нагрузку от действия давления на поршни штоки передают на приводной вал, подшипниками 6 которого она воспринимается. Так как наклон блока, как правило, не превышает 30^0 , осевые нагрузки, испытываемые подшипниками, весьма значительны.

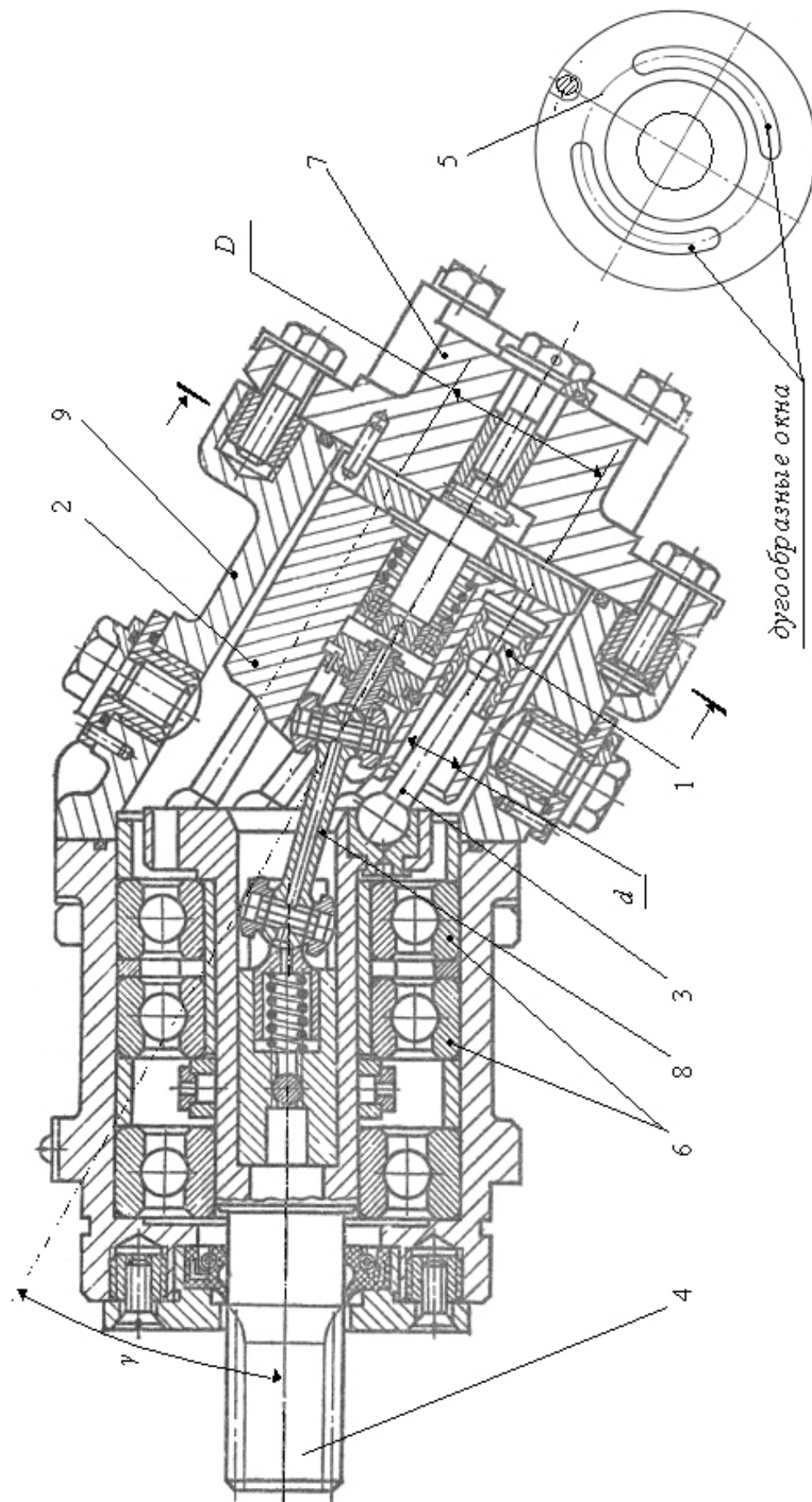


Рис. 4 . Аксиально-поршневая гидромашина с наклонным блоком

Рабочий объем аксиально-поршневой гидромашины определяется по следующей зависимости:

$$V_0 = S_{\pi} \cdot z \cdot D_p \cdot \operatorname{tg}(\gamma), \quad (4.1)$$

где V_0 – рабочий объем, см^3 ; S_{π} – площадь поршня (плунжера), см^2 ; z – количество поршней; D_p – диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров, см ; γ – угол наклона блока (диска).

В гидромашинах с наклонным блоком для синхронизации вращения ведущего вала и блока цилиндров, а также для преодоления сил трения и инерции блока цилиндров, могут применяться карданные валы, шатунное ведение или зубчатая передача.

Карданы в гидромашинах с наклонным блоком служат только для преодоления сил трения блока о торцовый распределитель и синхронизации вращения ведущего вала и блока, но не передают основного момента, поэтому их называют несилowymi. В гидромашинах с наклонным диском кроме перечисленных функций кардан передает основной момент, поэтому его называют силовым карданом. Карданный вал может быть с одним либо с двумя шарнирами. Карданные валы с одним шарниром нашли большее применение в поршневых машинах с наклонным диском, так как у них вал и ротор находится на одной оси то для передачи момента и синхронизации вращения ротора и обоймы с шарнирно заделанными в ней шатунами достаточно одного шарнира. В гидромашинах с наклонным блоком применяются карданы с одним или обычно с двумя шарнирами. Карданы с одним шарниром не обеспечивают полной синхронизации связанных ими элементов, поэтому их еще называют асинхронными. Карданы с двумя шарнирами, при определенных условиях, обеспечивают синхронное вращение связанных ими элементов.

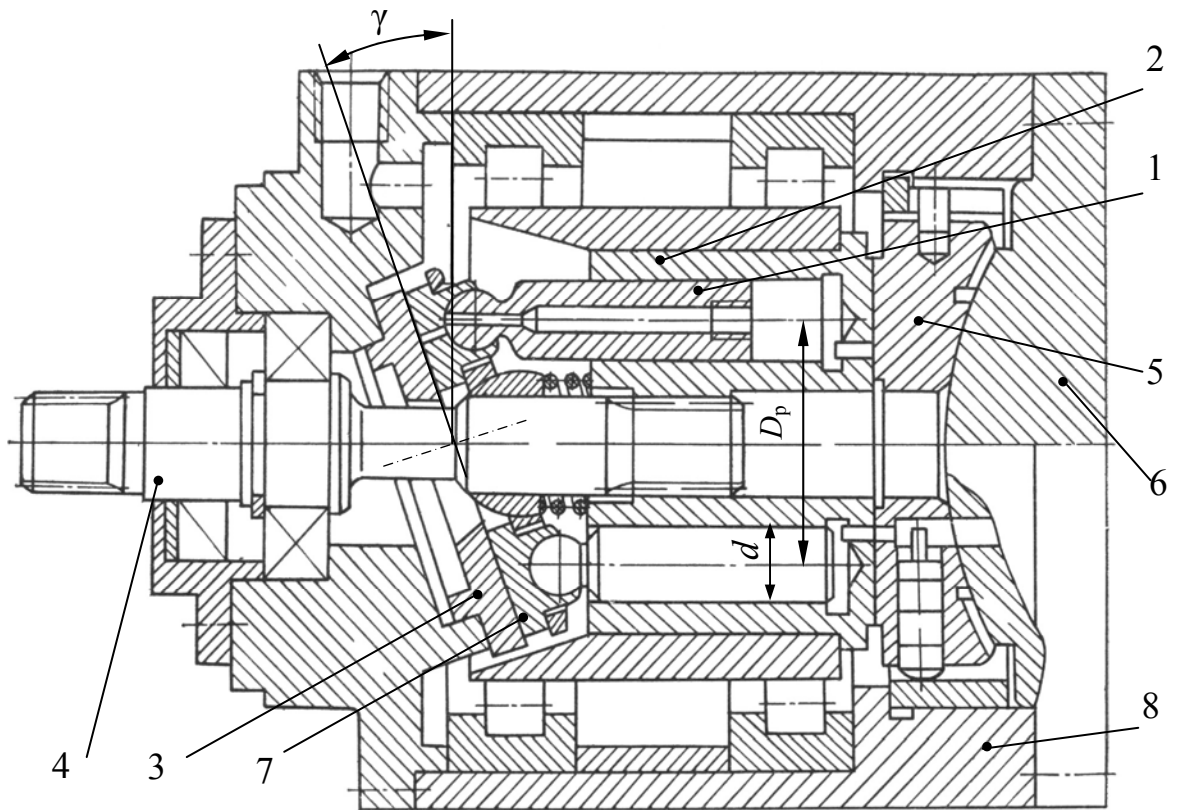
Однако даже в случае применения кардана с одним шарниром асинхронность вращения блока практически не влияет на кинематику поршней.

Если шатуны гидромашины шарнирно заделаны во фланец приводного вала или в обойму, то рабочий объем можно найти через диаметр заделки шатунов:

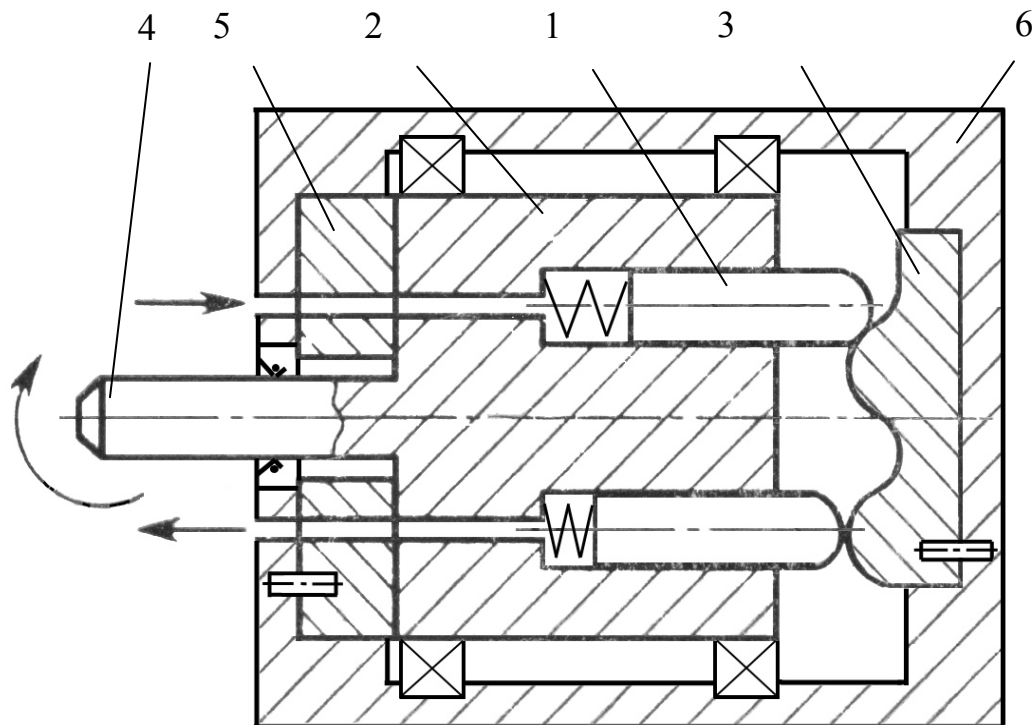
$$V_0 = S_{\pi} \cdot z \cdot D_3 \cdot \sin(\gamma) \quad (4.2)$$

где D_3 – диаметр заделки шарниров шатунов во фланец приводного вала или в обойму.

В гидромашинах с наклонным диском в бескарданном (рис. 5, а) исполнении основной момент и вращение передается посредством взаимодействия плунжеров с наклонным диском и поверхностью цилиндров. Взаимодействие плунжера с наклонным диском осуществляется либо через точечный контакт



a)



б

Рис. 5. Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и профильным диском

сферического торца плунжера либо при помощи кольцевой гидростатической опоры плунжера.

В бескарданных гидромашинах с наклонным блоком синхронизация вращения ротора и ведущего вала осуществляется обычно при помощи шатунного ведения. Сущность шатунного ведения заключается в следующем. При повороте ведущего вала шатуны входят в контакт с коническими поверхностями удлиненных юбок поршней и таким образом обеспечивают вращение блока.

Для распределения жидкости в аксиально-поршневых гидромашинах применяют обычно торцовые, реже цапфенные распределители. Размеры торцового распределителя должны обеспечить оптимальное отношение прижимающих и отжимающих сил, при котором обеспечиваются малые утечки, жидкостное трение в паре блок – распределитель и устойчивость блока цилиндров.

При значительных частотах вращения блока цилиндров на его равновесие начинают оказывать значительное влияние центробежные силы от поршней и шатунов. Так как, поршни находятся на разной высоте относительно основания блока цилиндров, то центробежные силы от их масс, действующие на стенки цилиндров, не уравниваются, следствием чего является момент, стремящийся оторвать блок от распределителя. Кроме того, при отклонении шатуна от оси цилиндра возникают боковые составляющие от силы давления, момент от которых также способствует отрыву блока от распределителя. В регулируемых гидромашинах с наклонным диском на устойчивость блока цилиндров влияет гироскопический момент, возникающий при изменении угла наклона блока относительно оси вала.

Расчет геометрических параметров качающего узла насоса производят в следующей последовательности.

Принимается угол наклона блока (упорного диска): для насосов γ от 20° до 30° , для гидромоторов γ до 45° . У гидромоторов из-за влияния самоторможения минимальный угол наклона должен быть не менее 10° , в таком случае обеспечивается пуск под нагрузкой. При увеличении угла наклона увеличивается рабочий ход поршней, вследствие чего можно уменьшить их диаметр и массу. Также при этом снижается нагрузка на подшипниковый узел, но ухудшаются условия работы карданных шарниров. При больших углах наклона необходимо исключить возможность касания стенки цилиндра шатуном, что можно проверить геометрическим построением либо трехмерным моделированием.

Выбирается сколько цилиндров будет у качающего узла. При небольшом или четном количестве цилиндров увеличивается неравномерность подачи, но уменьшаются трудоемкость изготовления качающего узла. У большинства аксиально-поршневых машин количество цилиндров имеет нечетное значение и составляет 7 или 9. Но насосы больших рабочих объемов могут иметь и большее количество цилиндров (до 15).

Для дальнейшего расчета предварительно принимается следующее соотношение размеров качающего узла:

$$D_p = 0,4 \cdot d \cdot z, \quad (4.3)$$

где D_p – диаметр разности цилиндров в блоке, мм; d – диаметр поршня, мм. Диаметр разности поршней – диаметр окружности блока цилиндров, на котором расположены оси цилиндров. В таком случае диаметр поршней насоса определится по следующей зависимости:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{0,4 \cdot \pi \cdot z^2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}}, \quad (4.4)$$

где d – диаметр поршня, мм; V_0 – рабочий объем гидромашины, см³.

Полученное по (4.4) значение диаметра поршня округляют в меньшую сторону до ближайшего стандартного значения в соответствии с ГОСТ 6636–60, что позволяет сконструировать более прочный и жесткий блок.

Основной ряд диаметров поршней содержит следующие значения (мм): 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67.

Посадка поршня в цилиндре выбирается таким образом, чтобы между ними обеспечивался гарантированный зазор от 0,015 до 0,035 мм.

Поршни и плунжеры работающие по стальным поверхностям изготавливают из бронз АЖ-9-4, ОСН10-2-3, СУН2. Поршни и плунжеры работающие по не стальным поверхностям изготавливают из сталей ШХ15, 38ХМЮА, 12ХН3А, Х12Ф1, ХВ5.

После определения стандартного значения диаметра поршня рассчитывают размеры блока цилиндров (рис. 6).

Диаметр разности цилиндров:

$$D_p = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}, \quad (4.5)$$

где D_p – диаметр разности цилиндров в блоке, мм; V_0 – рабочий объем гидромашины, см³; d – диаметр поршня, мм. Во избежание чрезмерного отклонения величины рабочего объема значение диаметра разности полученное по (4.5) округляют только до десятых долей миллиметра.

Наружный диаметр блока цилиндров:

$$D_n = D_p + 1,6 \cdot d, \quad (4.6)$$

где D_n – наружный диаметр блока цилиндров, мм.

Диаметр внутренней расточки блока цилиндров под шарнир либо вал, предварительно определяют по следующему выражению, мм:

$$D_{\text{вн}} = D_p - (1,2 \dots 1,4) \cdot d. \quad (4.7)$$

Для гидромашин с наклонным блоком рассчитывается диаметр заделки – диаметр окружности фланца приводного вала, на котором расположены шарниры шатунов:

$$D_3 = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot \sin(\gamma)}, \quad (4.8)$$

где D_p – диаметр разности цилиндров в блоке, мм; V_0 – рабочий объем гидромашин, см³; d – диаметр поршня, мм.

Для гидромашин с наклонным упорным диском рассчитываются основные параметры упорного:

$$D_d = (1,2 \dots 1,4) \cdot D_p, \quad (4.9)$$

$$b_d \geq (0,04 \dots 0,06) \cdot D_p, \quad (4.10)$$

где D_d – наружный диаметр упорного диска, мм; b_d – минимальная толщина упорного диска, мм.

Рассчитав основные размеры блока цилиндров, аналитически или графически определяют b – наименьшую толщину стенки цилиндра, и производят расчет на прочность и жесткость. Прочностной расчет сводится к расчету напряжения блока и выполнению следующего неравенства:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} \cdot p_p \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (4.11)$$

где σ – напряжение блока цилиндров, Па; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое напряжение материала блока цилиндров, Па; p_p – расчетное давление, Па; A – конструктивный коэффициент:

$$A = \frac{d + 2 \cdot b}{d}. \quad (4.12)$$

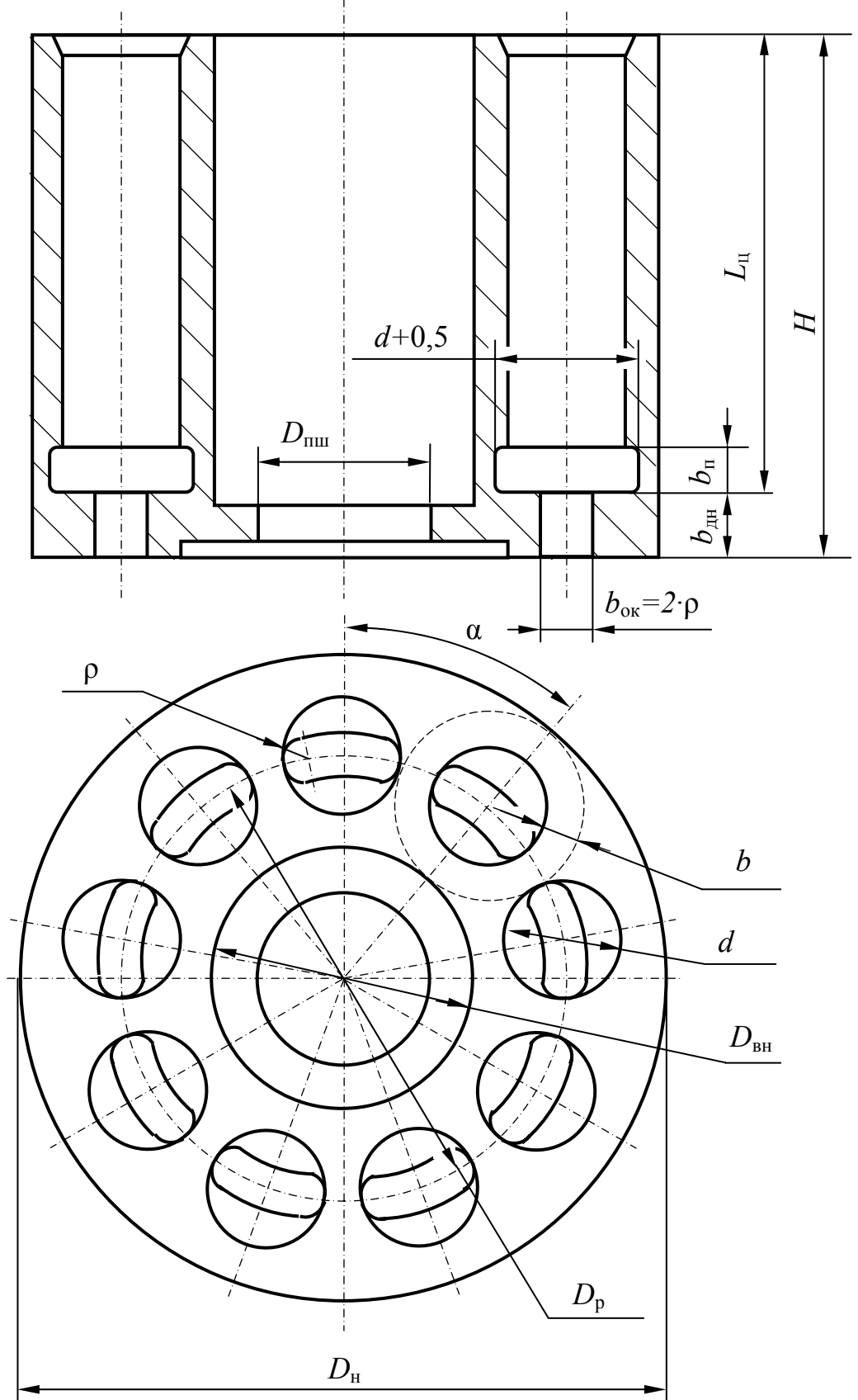


Рис. 6. Блок цилиндров

Расчетное давление в рабочей камере зависит от многих факторов, поэтому на стадии проектирования задаются коэффициентом перегрузки по давлению $k_{\pi}=1,2\dots 1,6$, по которому и определяют величину искомого давления:

$$p_p = k_{\pi} \cdot p_{\text{ном}}. \quad (4.13)$$

Допускаемое напряжение для блоков из бронз СУН–7–2 и ОСН–2–3 принимают равным $60 \cdot 10^6$ Па, а для блоков из сталей марок Х12Ф1 или 20Х допускаемое напряжение принимают равным $150 \cdot 10^6$ Па.

Расчет блока на жесткость заключается в определении величины радиальной деформации стенок цилиндра, под действием давления, и сравнении ее с допустимыми значениями:

$$\delta = \frac{d}{E} \cdot \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu \right) \cdot p_{\text{ном}} \leq \delta_{\text{доп}}, \quad (4.14)$$

где δ – радиальная деформация цилиндра, мм; d – диаметр поршня, мм; E – модуль упругости материала блока, Па; μ – коэффициент Пуассона, $\delta_{\text{доп}}$ – допускаемая радиальная деформация цилиндра, мм. Для блоков изготовленных из бронз допускаемую деформацию $\delta_{\text{доп}}$ принимают равной $6\dots 7$ мкм, для стальных блоков $7\dots 8$ мкм, коэффициент Пуассона μ соответственно $0,3\dots 0,4$ и $0,28$, а модуль упругости $E_{\text{бр}} = (1,1\dots 0,9) \cdot 10^5$ и $E_{\text{ст}} = (2,1\dots 2,0) \cdot 10^5$ МПа.

В том случае если расчетные напряжения меньше допускаемых на $20\dots 25\%$, и условие жесткости выполняется, целесообразно уменьшить размер b , увеличив угол наклона γ или диаметр поршня d , и провести повторный расчет для получения более компактной конструкции блока.

Далее предварительно рассчитывают размеры блока, определяющие его высоту. Длина цилиндра:

$$L_{\text{ц}} = s + L_3 + \delta_{\text{ц}}, \quad (4.15)$$

где $L_{\text{ц}}$ – длина цилиндра, мм; s – ход поршня, мм; L_3 – длина заделки поршня, мм; $\delta_{\text{ц}} = 0,2\dots 0,1$ мм – запас. Длина заделки поршня зависит от типа машины: у машин с силовым или несиловым карданом $L_3 = (1,2\dots 1,6) \cdot d$, для остальных $L_3 = (1,6\dots 2,1) \cdot d$. Толщина дна цилиндра $b_{\text{дн}}$ должна быть не менее $2 \cdot b$. Поднутрение $b_{\pi} = (0,3\dots 0,5) \cdot d$.

Высота блока цилиндров:

$$H = L_{\text{ц}} + b_{\text{дн}}. \quad (4.16)$$

Для изготовления блоков цилиндров применяют стали 12ХНЗА, Х12Ф1, 20Х или бронзы СУН–7–2, ОСН–2–3, ОФ-10-1, ОСН10-2-3, ОСН-11-4-3. Блоки малых насосов, с бронзовыми рабочими поверхностями, могут целиком изготавливаться из бронз, больших насосов – из сталей, с последующей запрессовкой или наплавкой бронзовых гильз.

После определения размеров блока цилиндров необходимо рассчитать поршневую группу гидромашины. У гидромашин с наклонным упорным диском в качестве рабочих органов, чаще всего, используются плунжеры в различном исполнении (рис. 7.). Для плунжеров со сферической опорной головкой (рис. 7, а, б) необходимо произвести расчет головки на контактную прочность:

$$\sigma = 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot p_p \cdot E}{r_\Gamma^2}} \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (4.17)$$

где σ – контактное напряжение, Па; d – диаметр поршня, мм; r_Γ – радиус сферической головки, мм; $\sigma_{\text{доп}}$ – допускаемое контактное напряжение принимается равным $2 \cdot 10^9$ Па.

Для плунжеров со сферическим смазываемым рабочей жидкостью под давлением шарниром (рис 7, в, г) рассчитывают напряжение сжатия сферической головки в шарнире, Па:

$$\sigma = \frac{d^2 \cdot p_p}{k_\Pi \cdot d_\Gamma^2}, \quad (4.18)$$

где k_Π – коэффициент использования площади сферической головки; d_Γ – диаметр сферической головки, мм. При выполнении шарнира по рис 7, в коэффициент использования принимается из следующего интервала $k_\Pi = 0,4 \dots 0,7$; при выполнении шарнира по рис. 7, г принимают $k_\Pi = 1$. Определенное напряжение сжатия должно быть меньше допустимых напряжений сжатия материалов шарнира: для сталей $\sigma_{\text{доп}} = (90 \dots 100) \cdot 10^6$ Па, для бронз $\sigma_{\text{доп}} = (40 \dots 60) \cdot 10^6$ Па.

Если плунжер взаимодействует с наклонным диском посредством гидростатической опоры (рис. 7, г) то необходимо определить основные размеры её рабочей части.

Схема гидростатической опоры представлена на рис. 8. При работе гидромашины жидкость из рабочей камеры по каналу 2 в плунжере подается в полость шаровой заделки. За счет фасок на выходе канала 2 в плунжере и входе канала 3 жидкость подается в канал 3 даже при отклонении осей плунжера и опоры 1 на угол больший чем γ . Далее жидкость поступает в камеру 4 подошвы опоры. Герметизация камеры обеспечивается при помощи уплот-

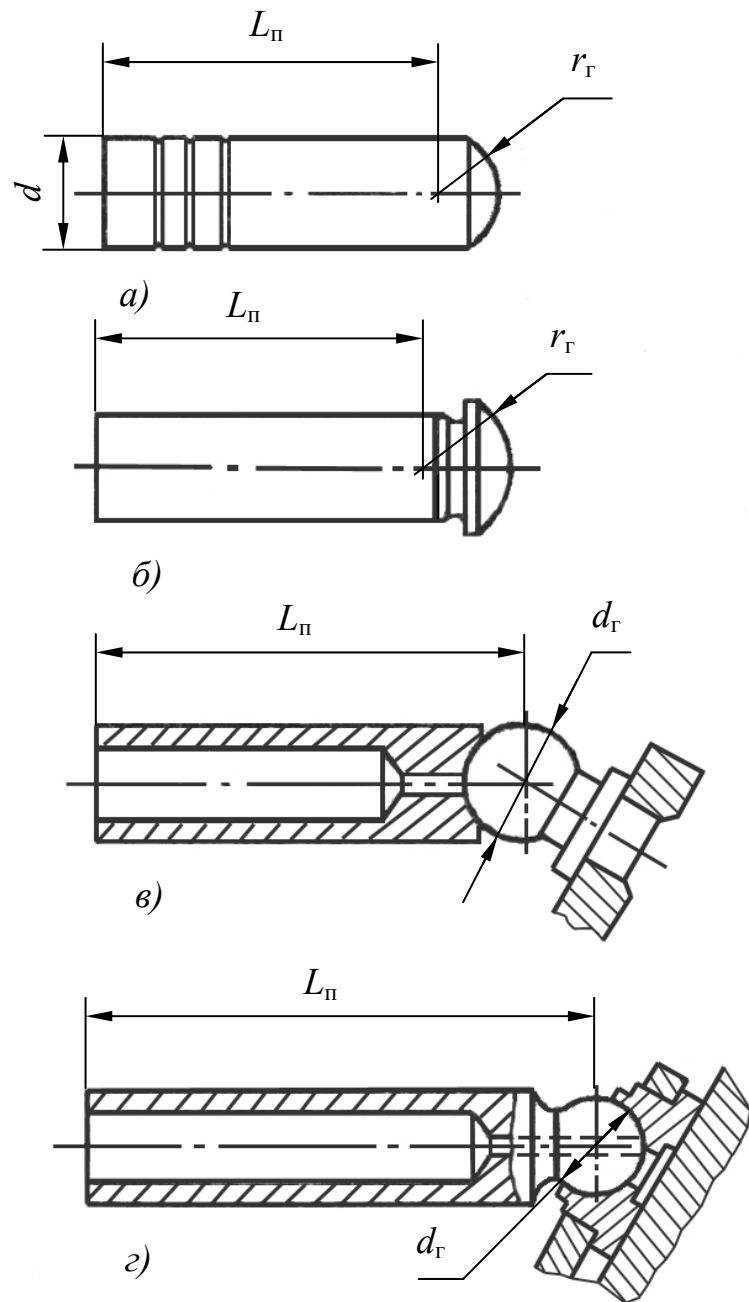


Рис. 7. Схемы плунжеров гидромашин с наклонным диском

нительного пояса 5. Давление, действующее в полости камеры 4 и в зазоре между уплотнительным пояском 5 и упорным диском 8, обуславливает силы стремящиеся оторвать опору 1 от диска 8. Площадь подошвы опоры, на которую действует давление, ограничена дренажной канавкой 7. Таким образом, от размеров камеры 4 и уплотнительного пояса 5 зависит величина силы отжима опоры 1 от упорного диска 8 и соответственно характер трения данных деталей.

Значительное преобладание прижимающей силы приводит к выдавливанию масла из зазора между опорой и диском, что приводит к граничному режиму трения и износу их рабочих поверхностей. Преобладание отжимающей силы приводит к чрезмерному раскрытию зазора между опорой и диском, что, в свою очередь, приводит к чрезмерным утечкам жидкости через него и соответственно ведет к уменьшению объемного КПД.

Для обеспечения жидкостного режима трения и исключения отрыва необходимо выполнение условия равенства сил действующих на опору:

$$p \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cos(\gamma) = p \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} \cdot \frac{1 - (d_a/d_6)^2}{2 \cdot \ln(d_6/d_a)}, \quad (4.19)$$

где d – диаметр поршня, м; d_a – диаметр камеры или внутренний диаметр уплотняющего пояса, м; d_6 – внешний диаметр уплотняющего пояса, м.

Для компенсации сил инерции плунжеров у гидростатической опоры вокруг дренажной канавки 7 предусматривают развитые опорные поверхности 6, представляющие собой гидродинамические подшипники.

В аксиально-поршневых машинах с наклонным блоком получили распространение поршневые группы представленные на рис. 9. Наиболее нагруженными деталями в данных группах являются шатуны. На них действуют сила от давления и изгибающий момент от сил трения в шарнирах.

Основные размеры поршневой группы определяют исходя из следующих соотношений:

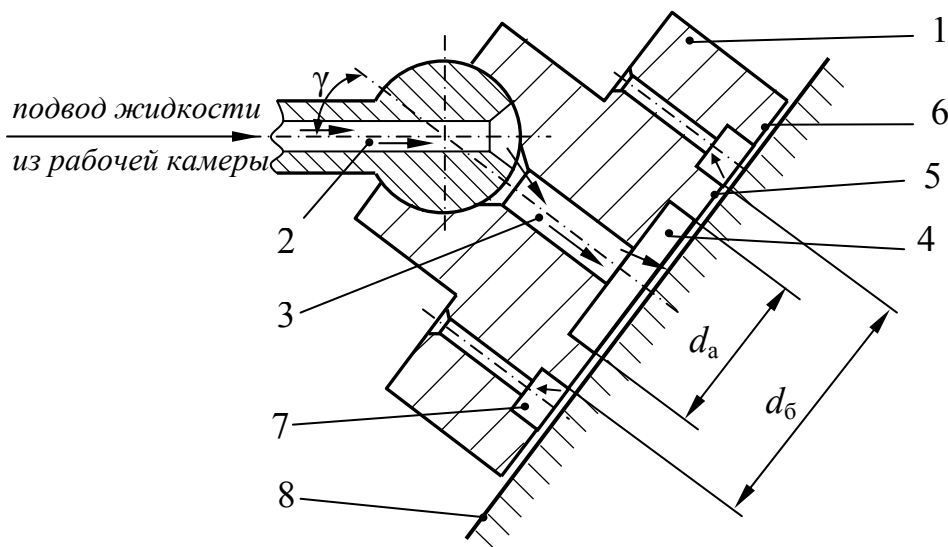


Рис. 8. Схема гидростатической опоры

$$d_{\text{ш}} = (0,3 \dots 0,5)d, \quad (4.20)$$

$$D_{\text{ш1}} = (0,5 \dots 0,6)d, \quad (4.21)$$

$$D_{\text{ш2}} = (1,0 \dots 1,06)d, \quad (4.22)$$

$$d_{\text{см}} = (0,05 \dots 0,06)d \geq 1,6 \text{ мм}, \quad (4.23)$$

$$L_{\text{ш}} = (0,8 \dots 0,9)D, \quad (4.24)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шатуна, мм; $D_{\text{ш1}}$ – диаметр головки шатуна в поршне, мм; $D_{\text{ш2}}$ – диаметр головки шатуна в ведущем диске, мм; $d_{\text{см}}$ – диаметр осевого отверстия в шатуне, для смазки под давлением шарнира шатуна в ведущем диске, мм; $L_{\text{ш}}$ – предварительная длина шатуна между центрами головок шатуна, мм; d – диаметр поршня, мм. При графическом проектировании предварительное расстояние уточняют, непосредственно по чертежу.

Длину поршня по вариантам рис. 9, а, б выбирают из следующего соотношения:

$$L_{\text{п}} = (1,2 \dots 1,5)d, \quad (4.25)$$

по варианту рис. 9 в:

$$L_{\text{п}} = (2,5 \dots 4)d. \quad (4.26)$$

Головку шатуна меньшего диаметра проверяют по напряжению сжатия согласно формуле 4.16, принимая $k_{\text{ш}}=1$.

Шатуны испытывают разнообразные виды напряжений. Сжимающие напряжения в шатуне вызываются силами давления на поршень. Изгибающие напряжения обусловлены трением в шарнирах.

Кроме того, действуют силы инерции, которые возрастают пропорционально квадрату угловой скорости приводного вала.

Однако при угловых скоростях, на которых эксплуатируют аксиально-поршневые гидромашины, силы инерции, действующие на поршневую группу, на несколько порядков меньше сил давления и трения. Поэтому в прочностных расчетах силы инерции не учитываются.

Напряжение сжатия шатуна от силы давления определяют по формуле:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{d^2}{(d_{\text{ш}}^2 - d_{\text{см}}^2)} P_{\text{р}}. \quad (4.27)$$

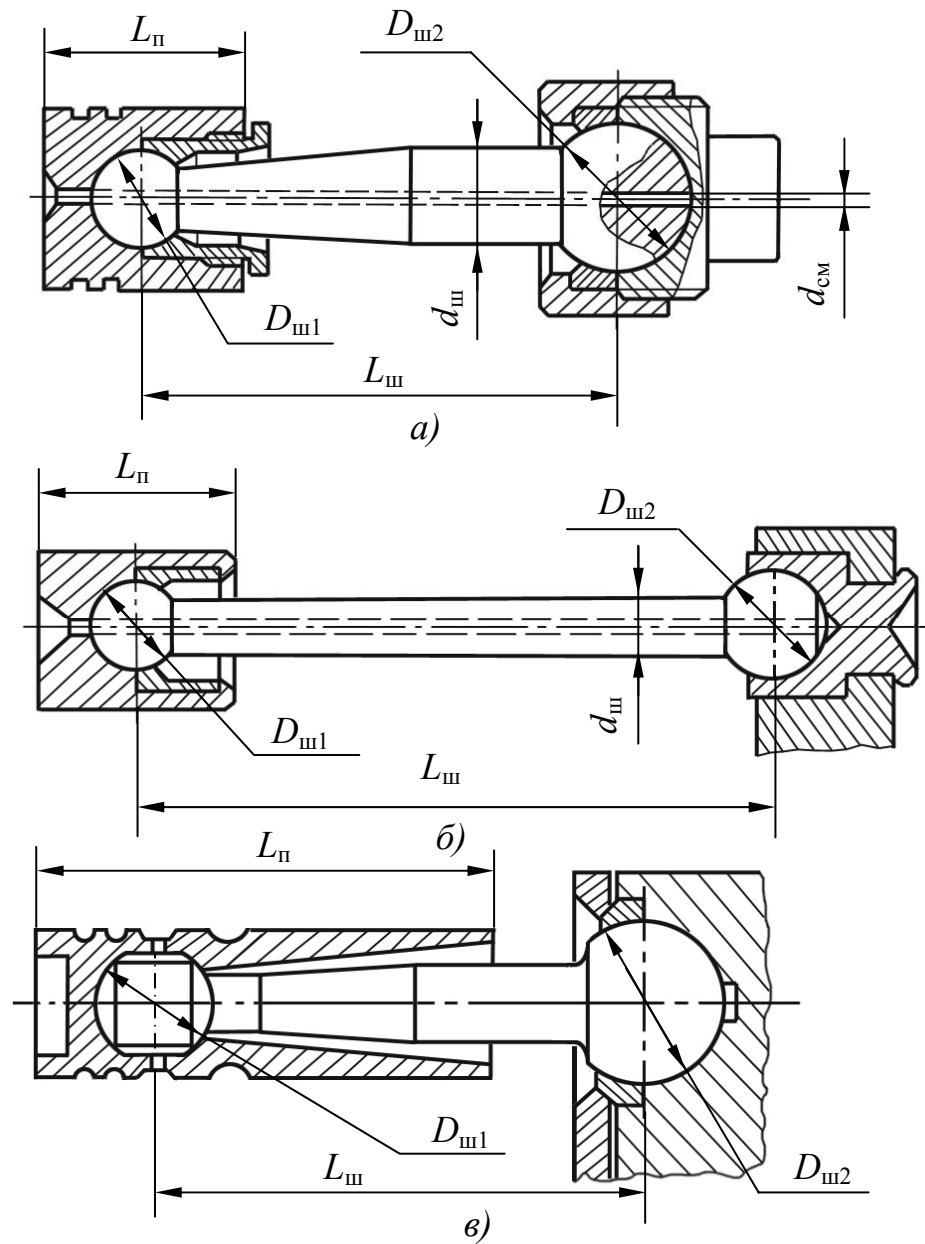


Рис. 9. Схемы поршневых групп гидромашин с наклонным блоком

Напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{min}}}, \quad (4.28)$$

где $M_{\text{и}}$ – момент трения в шарнире или изгибающий момент, Н·м; W_{min} – момент сопротивления сечения шатуна для наиболее слабого места, м³.

Момент трения в шарнире шатуна:

$$M_{\text{и}} = 0,5 \cdot k_{\text{тр}} \frac{\pi \cdot d^2}{4} D_{\text{ш1}} \cdot P_{\text{р}}, \quad (4.29)$$

где $k_{\text{тр}} = (0,05 \dots 0,06)$ – коэффициент трения в шарнире при смазке под давлением; d – диаметр поршня, м; $D_{\text{ш1}}$ – диаметр головки шатуна в поршне, м.

Момент сопротивления сечения шатуна для наиболее слабого места, м³:

$$W_{\text{min}} = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_{\text{min}}^4 - d_{\text{см}}^4}{d_{\text{min}}} \right), \quad (4.30)$$

где d_{min} – минимальный диаметр штока, м; $d_{\text{см}}$ – диаметр смазочного отверстия, м.

Проведя расчеты напряжений сжатия и изгиба, определяют суммарное напряжение:

$$\sigma = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}}. \quad (4.31)$$

Условие прочности для циклически изменяющегося суммарного напряжения:

$$\sigma \leq \psi_{\sigma} \frac{\sigma_{-1}}{k_3}, \quad (4.32)$$

где ψ_{σ} – коэффициент формы; σ_{-1} – предел усталостной прочности при продольном сжатии и циклическом нагружении, k_3 – коэффициент запаса прочности. Для стальных шатунов $\sigma_{-1} = 400$ МПа, а коэффициент запаса прочности $k_3 = 1,8$.

Чтобы определить значение коэффициента формы рассчитывают коэффициент гибкости:

$$\lambda = \frac{L_{\text{ш}}}{i_{\text{ш}}}, \quad (4.33)$$

где $i_{\text{ш}}$ – радиус инерции минимального сечения шатуна:

$$i_{\text{ш}} = \frac{\sqrt{d_{\text{min}}^2 - d_{\text{см}}^2}}{4}. \quad (4.34)$$

Чтобы определить значение коэффициента формы ψ_σ в зависимости от λ используется таблица 2.

Таблица 2

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
ψ_σ	1	0,97	0,95	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55
λ	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
ψ_σ	0,43	0,35	0,30	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14

Для штоков выполненных из сталей марок 20Х, 12ХНЗА или 12Х2Н4 определенные по формулам (4.24) и (4.25) напряжения сжатия и изгиба не должны превышать 150...180 МПа.

Так как, шатуны имеют длину во много раз превышающую их диаметр и при этом подвергаются осевому сжатию, их необходимо проверить на продольную устойчивость. Для этого по формуле Эйлера определяют критическую силу:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{ш}}{L_{ш}^3}, \quad (4.35)$$

где $I_{ш}$ – осевой момент инерции шатуна, м⁴:

$$I_{ш} = \frac{\pi(d_{мин}^4 - d_{см}^4)}{64}. \quad (4.36)$$

Шток устойчив когда соблюдается следующее условие:

$$F_{кр} \geq \frac{\pi \cdot d^2}{4} P_p \cdot k_y, \quad (4.37)$$

где k_y – коэффициент устойчивости принимают равным 3,0.

На рис. 10 представлен торцовый распределитель 1. Распределение осуществляется при помощи дугообразных окон 2 и 3. Чтобы обеспечить нормальную работу торцового распределителя рассчитывают ширину его уплотняющих поясков: внешнего 4 и внутреннего 5. От размеров уплотняющих поясков зависят режим трения блока об распределитель и величина утечек в зазоре между ними. Для увеличения площади контакта на распределителе выполняют дополнительный опорный пояс 6, отделенный от внешнего уплотняющего пояса дренажной канавкой 7.

Одним из основных размеров распределителя является диаметр размещения окон – $D_{ро}$. Наиболее распространены гидромашины у которых диаметр размещения окон равен диаметру разности цилиндров в блоке: $D_{ро} = D_p$.

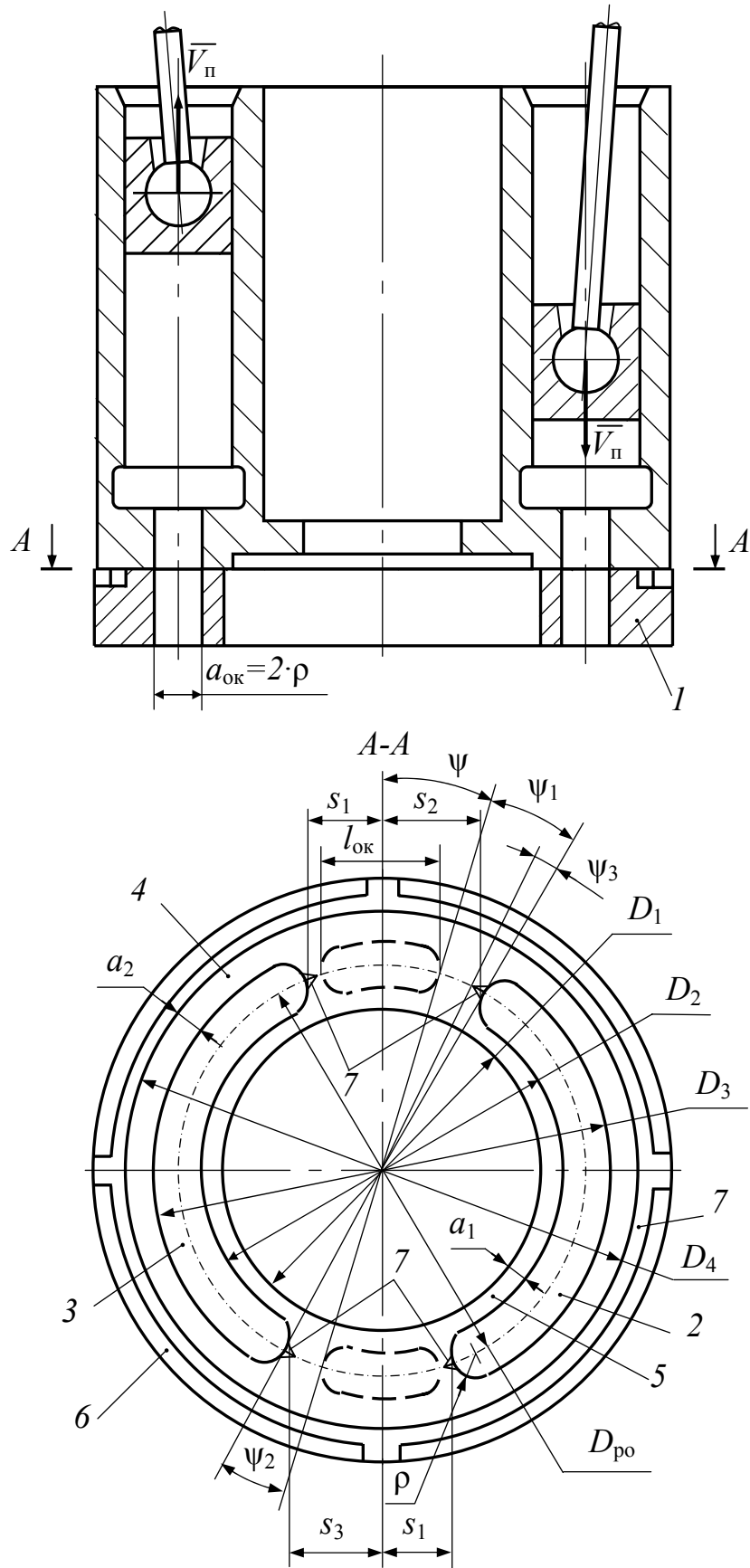


Рис. 10. Торцовый распределитель

Но некоторых случаях, для улучшения всасывающей способности насосов, выполняют распределители с $D_{po} < D_p$, при этом за счет центробежных сил улучшается наполнение рабочих камер.

Предварительные размеры распределителя определяют по следующим соотношениям:

$$a_{ок} = (0,4 \dots 0,5)d, \quad (4.38)$$

$$\rho = \frac{a_{ок}}{2}, \quad (4.39)$$

где $a_{ок}$ – ширина распределительных окон, ρ – радиус скругления окон.

Схема окна в доньшке цилиндра представлена на рис. 11. Длина окна:

$$l_{ок} = (0,9 \dots 1,2)d. \quad (4.40)$$

Угол кольцевой части окна в доньшке цилиндра определяется так:

$$\psi_o = 2 \cdot \psi - 2 \cdot \Delta\psi, \quad (4.41)$$

где ψ – угол, в который вписывается половина окна, рад; $\Delta\psi$ – угол, в который вписывается скругление окна, рад. Данные углы можно найти из соотношений соответствующих треугольников следующим образом:

$$\psi = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot l_{ок}}{0,5 \cdot D_{po}}\right), \quad (4.42)$$

$$\Delta\psi = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot \rho}{0,5 \cdot D_{po}}\right). \quad (4.43)$$

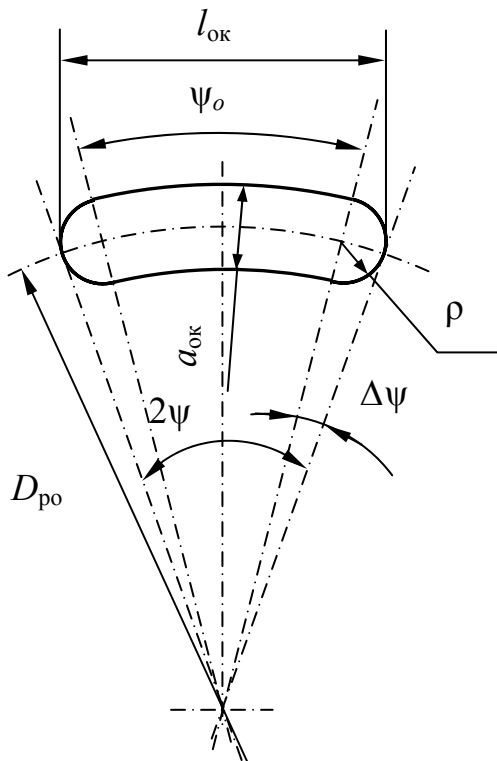


Рис. 11. Окно в доньшке цилиндра

Зная, приведенные выше, параметры окна можно найти его площадь:

$$S_{ок} = \frac{1}{2} D_{po} \cdot a_{ок} \cdot \psi_o + \pi \cdot \rho^2. \quad (4.44)$$

По полученной величине площади окна определяют максимальную скорость движения жидкости через окно, которая для самовсасывающих насосов не должна превышать 3 м/с, а для насосов с подпиткой – 8 м/с. Если максимальная скорость окажется выше допустимой величины, необходимо увеличить площадь окна. Для этого увеличивают ширину окна, либо его длину или увеличивают оба размера.

Размеры уплотняющих поясков торцового распределителя рассчитывают по следующим соотношениям:

$$a_1 = 0,125 \cdot d, \quad (4.45)$$

$$a_2 = (0,094 \dots 0,1)d, \quad (4.46)$$

a_1, a_2 – ширина внешнего и внутреннего уплотняющих поясков, мм.

В машинах двустороннего вращения переключку выполняют симметричной:

$$s_1 = s_2 = s_3 = (1,05 \dots 1,1)l_{\text{ок}}, \quad (4.47)$$

В распределителях с симметричным расположением окон для безударного сообщения рабочей камеры и распределительного окна, при переходе из зоны нагнетания в зону всасывания и наоборот, на распределителе выполняют дроссельные канавки (рис. 10, поз. 7). Протяженность канавок определяется центральным углом $\psi_3 = 8 \dots 10^\circ$, а их максимальная ширина принимается от 1 до 2 мм. В таком случае углы перекрытия одинаковы:

$$\psi_1 = \psi_2 = \psi_3 + (0,5 \dots 1^\circ). \quad (4.48)$$

В машинах одностороннего вращения также применяются распределители со смещением фаз распределения. Смещение в распределителе фазы нагнетания в сторону запаздывания на угол ψ_1 позволяет поднять в запертой рабочей камере давление с p_1 до p_2 . Что позволяет исключить кавитационные явления, гидроудар и обратный ток жидкости при сообщении рабочей камеры с выходом насоса. Данный угол определяют по следующей зависимости:

$$\psi_1 = \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot V_{\text{max}}}{E_{\text{ж}} \cdot S_{\text{п}} \cdot D_{\text{р}} \cdot \text{tg}(\gamma)} (p_2 - p_1) \right), \quad (4.49)$$

где ψ_1 – угол смещения фазы нагнетания, рад; V_{max} – максимальный объем рабочей камеры, м³; $E_{\text{ж}}$ – модуль упругости рабочей жидкости, МПа; $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, м; $D_{\text{р}}$ – диаметр разности цилиндров в блоке, м; p_2 и p_1 – давление на выходе и входе насоса, МПа.

Смещение в распределителе фазы всасывания в сторону запаздывания на угол ψ_2 позволяет понизить в запертой рабочей камере давление с p_2 до p_1 , угол ψ_2 определяют по следующей зависимости:

$$\psi_2 = \pi - \arccos \left(\frac{2 \cdot V_{\min}}{E_{\text{ж}} \cdot S_{\text{п}} \cdot D_{\text{р}} \cdot \text{tg}(\gamma)} (p_2 - p_1) - 1 \right), \quad (4.50)$$

где $V_{\min}$ – минимальный объем рабочей камеры, м^3 . Следует помнить, что при эксплуатации давления p_2 и p_1 не являются постоянными, поэтому на режимах неполной нагрузки или в период разогрева рабочей жидкости, смещение фаз в насосе не будет являться для данных условий оптимальным. Для того чтобы избежать чрезмерного сжатия жидкости при переносе рабочей камеры из зоны всасывания в зону нагнетания, и чрезмерного растяжения жидкости при обратном переносе, на распределителях со смещением фаз также выполняют дроссельные канавки, описанные выше.

Давление действующее в зазоре между блоком и распределителем на секторе $\alpha = 2 \cdot \pi / z$ создает усилие отжимающие их друг от друга:

$$F_{\text{отж}} = \frac{\pi \cdot p_{\text{р}}}{4 \cdot z} \left[\frac{1}{2} (D_4^2 - D_3^2) + (D_3^2 - D_2^2) + \frac{1}{2} (D_2^2 - D_1^2) \right] - S_{\text{ок}} \cdot p_{\text{р}}, \quad (4.51)$$

где $S_{\text{ок}}$ – площадь окна в доньшке цилиндра, м^2 ; D_1, D_2, D_3, D_4 – диаметры распределителя, соответствующие позициям на рис.10.

Сила от давления действующего на днище цилиндра прижимает блок цилиндров к распределителю:

$$F_{\text{пр}} = p_{\text{р}} \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} - S_{\text{ок}} \right). \quad (4.52)$$

Превышение отжимающих сил над прижимающими силами приводит к раскрытию стыка между блоком и распределителем, при этом утечки через стык значительно повышаются. Чрезмерное превышение прижимающих сил ведет к росту контактного давления в паре трения, выдавливанию из зазора смазки, и как следствие к уменьшению долговечности распределителя.

Размеры поясков должны обеспечить оптимальное отношение сил прижима и отжима в следующих пределах:

$$1,06 \leq \frac{F_{\text{пр}}}{F_{\text{отж}}} \leq 1,12 \quad (4.53)$$

Если уплотняющие пояски выполняют одинаковыми, то их размер можно определить по следующей формуле:

$$a = \left(1 + \frac{1}{K}\right) \frac{z \cdot d^2}{8 \cdot D} - 2 \cdot \rho, \quad (4.54)$$

где a – ширина уплотняющего пояска, мм; d – диаметр поршня, мм; D – диаметр разности, мм; ρ – радиус скругления окна цилиндра, мм, K – заданная величина отношения прижимающих сил к отжимающим. Согласно формуле 4.51 следует принимать $K=1,06 \dots 1,12$.

Скорость жидкости в каналах насосов на всасывании не должна превышать 1...2 м/с. Скорость жидкости в напорных каналах насосов не должна превышать 2...5 м/с.

Минимальный диаметр ведущего вала (рис. 4, поз. 4) определяется по крутящему моменту.

Выбор подшипников (рис. 4, поз. 6) приводного вала, со стороны блока цилиндров, осуществляют по крутящему моменту, осевой и радиальной нагрузкам.

По результирующей силе от давления на днища $(z + 1)/2$ цилиндров и необходимому усилию деформации материала прокладки определяют диаметр винтов крепящих крышку (рис. 4, поз. 7).

Далее составляется расчетная схема для определения объемных и гидравлических потерь в одном цилиндре. В соответствии с требованиями стандартов на испытания и правила приемки насосов и гидромоторов для сравнительной оценки гидромашин, работающих на минеральных маслах и подобных жидкостях, при расчете теоретических характеристик следует принимать вязкость жидкости в интервале от 30 до 35 мм²/с. Остальные параметры жидкости принимают по ее марке и данной вязкости (температуре).

Затем с учетом частоты вращения и количества цилиндров получаем величину потерь для качающего узла насоса в целом для интервала давлений $0 \dots 1,2 \cdot p_n$. Так же, для интервала давлений, определяем объемные утечки через зазор в распределителе и гидравлические потери в каналах гидромашин. Суммируя соответствующие значения, получают полные объемные и гидравлические потери в гидромашине. Затем определяем действительную подачу, мощность потерянную утечками и мощность потерянную на гидравлическое трение, по которым рассчитывают объемный и гидравлический КПД. По кинематической схеме гидромашин определяют ее механический КПД. По полученным данным получают характеристики насоса: зависимости мощности, действительной подачи и КПД от давления насоса.

Рассчитанные для номинальных параметров КПД гидромашин должен быть не менее 85%, а коэффициент подачи K_Q не менее 93%.

5. Расчет радиально-поршневых гидромашин

Радиально-поршневые роторные гидромашин по сравнению с аксиально-поршневыми характеризуются громоздкостью, более высокими моментами инерции и худшей герметичностью. Следствием этого является их меньшее применение в гидравлических приводах. В современных гидравлических приводах наибольшее распространение, среди радиально-поршневых гидромашин, получили гидромашин с цилиндрами, расположенными перпендикулярно к оси вращения ротора.

Для распределения жидкости в радиально-поршневых гидромашин применяют обычно цапфенные или реже торцовые распределители.

Радиально-поршневые роторные гидромашин бывают однократного, двух-, трех- и многократного действия.

Цилиндры, оси которых симметричны между собой относительно оси вращения ротора, образуют ряд. Радиально-поршневые гидромашин могут быть одно-, двух-, трех- и многорядные.

Рабочий объем радиально-поршневой гидромашин определяется по следующей зависимости:

$$V_0 = S_{\text{п}} \cdot h \cdot z \cdot m \cdot k, \quad (5.1)$$

где V_0 – рабочий объем, см^3 ; $S_{\text{п}}$ – площадь поршня, см^2 ; h – ход поршня, см ; z – количество поршней; m – кратность гидромашин; k – рядность гидромашин.

У гидромашин однократного действия ход поршня зависит от величины смещения осей ротора и статора:

$$h = 2e, \quad (5.2)$$

e – эксцентриситет, см . В гидромашин многократного действия

$$h = R_2 - R_1, \quad (5.3)$$

где R_2 – радиус впадин статора, см ; R_1 – радиус выступов статора, см .

Для взаимодействия поршней со статором используются сферические поверхности торцов поршней, гидроопоры, башмаки или ролики.

Чтобы уменьшить трение между поршнем и статором, поверхность последнего выполняют наклонной относительно оси поршня. Угол между поверхностью статора и осью поршня обычно составляет от 15 до 20 градусов. В таком случае, за счет смещения точки контакта относительно оси поршня, поршень при вращении ротора совершает поворотное движение относитель-

но собственной оси. Таким образом, когда поверхность статора наклонная, торцовая поверхность поршня не скользит по поверхности статора, а катится по ней, естественно, что при качении потери на трение значительно меньше чем при скольжении. Возникающие, вследствие наклона опорной поверхности статора, осевые составляющие силы давления уравнивают в гидромашинах с рядностью больше двух путем установки статорных колец наклонном в противоположные стороны.

В гидромашинах однократного действия, стопорение статора не обязательно, так как возвратно-поступательное движение поршней обеспечивается смещением осей ротора и статора – эксцентриситетом. Это позволяет устанавливать статор на опорах качения, при этом статор называют барабаном. Вследствие взаимодействия с поршнями барабан совершает вращательное движение. При этом поршень совершает возвратно-поворотное движение, компенсирующее изменение расстояния между пятнами контакта поршней со статором, которое возникает при повороте ротора вследствие эксцентриситета ротора относительно статора.

Для обеспечения непрерывного контакта поршней со статором в радиально-поршневых гидромашинах используются центробежные силы или принудительное ведение поршней.

Центробежных сил достаточно для выдвижения поршней, когда величина этих сил больше сил сопротивления его выдвижения. Такой способ ведения поршней называют свободным. К силам сопротивления выдвижению поршня можно отнести силы трения поршня в роторе, силы инерции поршня и иногда силы от разности давлений на торцах поршня. Одним из условий работоспособности радиально-поршневой гидромашин со свободным ведением поршней является минимально-допустимая частота вращения, получаемая из уравнения равновесия сил действующих на поршень. Радиально-поршневые роторные гидромашин со свободным ведением поршней наиболее просты конструктивно и соответственно обладают меньше стоимостью среди машин данного типа. К главным недостаткам таких гидромашин можно отнести ограничение по минимальной частоте вращения насосов.

В том случае, когда рабочая частота вращения вала гидромашин меньше, чем требуется для свободного ведения поршней, применяют принудительное ведение поршней. Принудительное ведение поршней может осуществляться при помощи ползунов или пружин.

В качестве направляющих, при ведении ползунами, как правило, используются пазы, выполненные на внутренних боковых поверхностях корпуса. А в качестве ползунов обычно применяют ролики (рис. 13, поз 4), оси которых жестко связаны со свободными концами поршней. Поверхности роликов взаимодействуют с поверхностью пазов, таким образом, обеспечивается жесткая кинематическая связь поршней и статора, а также заданный закон движения поршней. К достоинствам гидромашин, данного типа, можно отнести следующие: возможность работы на малых частотах вращения и неболь-

шие механические потери. Их недостатками являются: сложность конструкции, увеличенные габариты и большая стоимость.

Наиболее простым в конструктивном плане является принудительное ведение поршней пружинами. Пружины, при данном методе ведения, устанавливают обычно непосредственно в рабочей камере. Упираясь одним концом в ротор, а другим в поршень, пружины прижимают последний статору, обеспечивая тем самым постоянный контакт между ними. Достоинством данного метода является его простота и малая стоимость. К недостаткам можно отнести увеличение механических потерь и ограничение частоты вращения инерционностью пружин.

Для расчета вводят понятие относительного хода:

$$h_o = \frac{h}{d}, \quad (5.4)$$

где h_o – относительный ход поршня; h – ход поршня, мм; d – диаметр поршня, мм. Величину h_o принимают от 0,65 до 1. После чего определяется диаметр поршней насоса по следующей зависимости:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{\pi \cdot z \cdot h_o \cdot k \cdot m}}, \quad (5.5)$$

где d – диаметр поршня, мм; V_0 – рабочий объем гидромашины, см³; z – количество поршней. Количество поршней в одном ряду принимается нечетным, обычно 5, 7, 9 или 11. Полученное значение диаметра поршня округляют в большую сторону до ближайшего стандартного значения в соответствии с ГОСТ 6636–60 (см. стр. 23).

В насосах со свободным ведением поршней необходимо выполнить проверку безотрывного контакта поршней со статором. В период выдвижения поршня постоянный контакт со статором обеспечивается, когда ускорение поршня по силовому расчету направлено от центра и больше ускорения поршня, обусловленного кинематикой машины. Для этого необходимо обеспечить определенное превосходство центробежных сил над силами трения и давления, что достигается при увеличении частоты вращения, или массы (диаметра) поршня.

Если для контакта со статором поршни выполняются со сферическими головками или гидроопорами (башмаками), то необходимо произвести расчеты на прочность данных конструктивных элементов аналогично как для аксиально-поршневых машин с наклонным диском, учитывая, при этом, углы приложения соответствующих сил. При применении роликов производят выбор и расчет подшипников по результирующему нагружению.

На рис. 12 представлена радиально-поршневая машина однократного действия и показаны основные размеры ее качающего и цапфенного распределительного узлов. На рис. 13 представлена радиально-поршневая машина многократного действия с торцовым распределителем.

Для машин однократного действия (рис. 12) рассчитывают эксцентриситет расположения ротора:

$$e = \frac{4 \cdot V_0}{2 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot z \cdot k}. \quad (5.6)$$

Для машин однократного и многократного действия определяют ход поршня:

$$h = \frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot k}. \quad (5.7)$$

Полученные значения эксцентриситета и хода поршня округляют до целых в миллиметрах.

Минимально допустимое погружение поршня в ротор:

$$l_1 = (1,5 \dots 2)d. \quad (5.8)$$

Общая длина поршня, без учета размеров сферической головки, башмака или роликов:

$$l_{\text{п}} = h + l_1 + \Delta, \quad (5.9)$$

где Δ – длина непогружаемой в ротор части поршня, при максимальном погружении.

Ширину ротора определяют конструктивно, после чего ротор проверяют на прочность и жесткость аналогично как для аксиально-поршневых машин.

Для определения размеров цапфы сначала определяют диаметры каналов для всасывания и нагнетания. Скорость жидкости в каналах самовсасывающего насосов не должна превышать 3...4 м/с, а для насосов с подпиткой и гидромоторов – 5...6 м/с. Количество и площадь сечений всасывающих и напорных каналов обычно выполняют одинаковыми.

Диаметр одного канала определяется следующим образом:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{и}}}{\pi \cdot v_{\text{доп}} \cdot z_{\text{к}}}}, \quad (5.10)$$

где d_0 – диаметр канала в цапфе, м; $Q_{\text{и}}$ – идеальная подача (расход) гидромашины, м³/с; $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость жидкости в канале, м/с; $z_{\text{к}}$ – количество всасывающих каналов, в машинах однократного действия обычно $z_{\text{к}} = 2$, в машинах многократного действия $z_{\text{к}} = m$.

Диаметр цапфы определяется следующим образом:

$$D_{\text{ц}} = (3 \dots 4)d_0. \quad (5.11)$$

После чего проверяют, уместятся ли цилиндры одного ряда в роторе на диаметре $D_{\text{ц}} + (0,6 \dots 1)d$. При этом, минимальная толщина стенки ротора между цилиндрами должна быть не меньше толщины полученной при расчетах ротора на прочность и жесткость. В противном случае диаметр цапфы увеличивают и вновь производят проверку расположения поршней.

Диаметр отверстия в днище цилиндра:

$$d_{\text{од}} = (0,5 \dots 1)d. \quad (5.12)$$

Перекрытие перемычкой цапфы отверстия в днище цилиндра для $z \leq 7$ принимают $C = 0,03 \cdot D_{\text{ц}}$; для $z = 9$ – $C = 0,036 \cdot D_{\text{ц}}$; для $z = 11$ – $C = 0,04 \cdot D_{\text{ц}}$; при $z = 13$ – $C = 0,046 \cdot D_{\text{ц}}$.

Далее для машин однократного действия производится проверка цапфы на прогиб. Прогиб цапфы:

$$\delta = \frac{F_{\text{рц}} \cdot l}{3 \cdot E \cdot I_y}, \quad (5.13)$$

где δ – прогиб цапфы, м; $F_{\text{рц}}$ – радиальная сила действующая на цапфу, Н; l – длина цапфы от места крепления к корпусу до центра проточки, м; E – модуль упругости материала цапфы, Па; I_y – осевой момент инерции по оси y ; м⁴.

Осевой момент инерции сечения цапфы по оси y :

$$I_y = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^4}{64} - 4 \left(\frac{\pi \cdot d_0^4}{64} + \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} x^2 \right), \quad (5.14)$$

где x – смещение центра канала от оси y , м.

Радиальная сила действующая на цапфу, в неразгруженном варианте:

$$F_{\text{рц}} = p \cdot D_{\text{ц}} (l_{\text{ц}} + 0,5(b - l_{\text{ц}})), \quad (5.15)$$

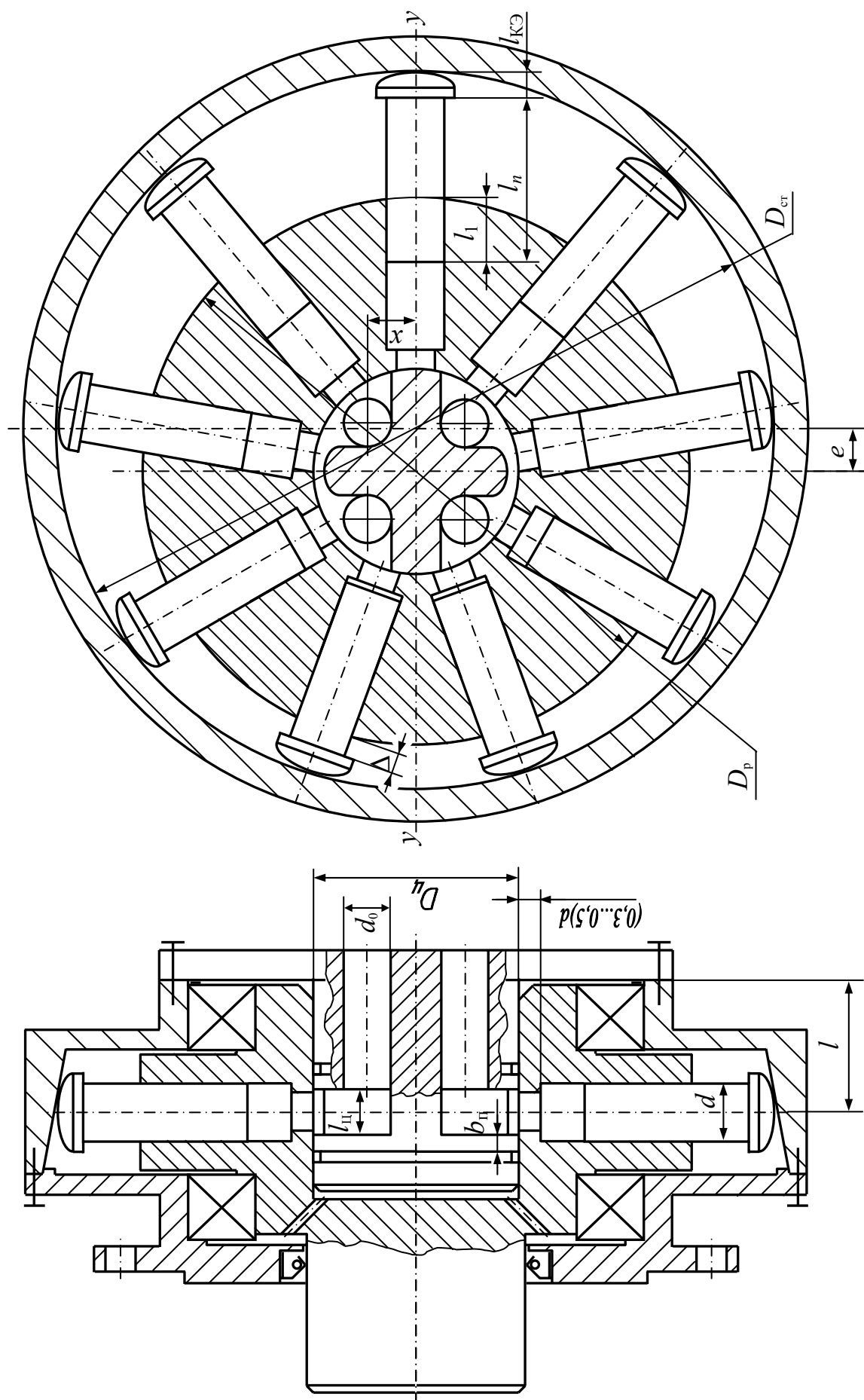


Рис. 12. Радиально-поршневая машина однократного действия

где $l_{\text{ц}}$ – ширина проточки цапфы, м; b – ширина ротора, м; p – давление гидромашины, Па. Если для насоса не задано давление на входе, то в формулу 5.15 вместо давления насоса p подставляется давление на выходе p_2 .

Чтобы уменьшить силу от давления действующего на цапфу, ее разгружают путем выполнения канавок. Для такой цапфы сила определяется по следующей формуле:

$$F_{\text{рц}} = p \cdot D_{\text{ц}} (l_{\text{ц}} + b_{\text{п}}), \quad (5.16)$$

где $b_{\text{п}}$ – ширина уплотняющего пояса, м.

Цапфа рассчитана правильно если соблюдается условие:

$$\frac{\delta}{l} \leq 0.0006. \quad (5.17)$$

Зазор между цапфой и ротором при $D_{\text{ц}} < 40$ мм принимают равным 40 мкм, при $D_{\text{ц}} > 40$ мм – 90 мкм.

Далее определяется диаметр ротора:

$$D_{\text{р}} = D_{\text{ц}} + (0,3 \dots 0,5)d + l_{\text{п}} - \Delta. \quad (5.18)$$

Если в машине применяют торцовый распределитель (рис. 13, поз 5), то после определения диаметров каналов по формуле 5.10 определяют остальные размеры распределителя и ротора. В машинах однократного действия рассчитывается внутренний диаметр статора:

$$D_{\text{ст}} = D_{\text{р}} + 2 \cdot e + l_{\text{кэ}} + \Delta, \quad (5.19)$$

где $l_{\text{кэ}}$ – характерный размер контактирующего со статором элемента поршня.

В машинах многократного действия определяют радиусы выступов и впадин статора:

$$R_1 = \frac{D_{\text{р}}}{2} + h + l_{\text{кэ}} + \Delta, \quad (5.20)$$

$$R_2 = \frac{D_{\text{р}}}{2} + l_{\text{кэ}} + \Delta, \quad (5.21)$$

где R_1 – радиус выступов, R_2 – радиус впадин.

Минимальный диаметр ведущего вала определяется по крутящему моменту.

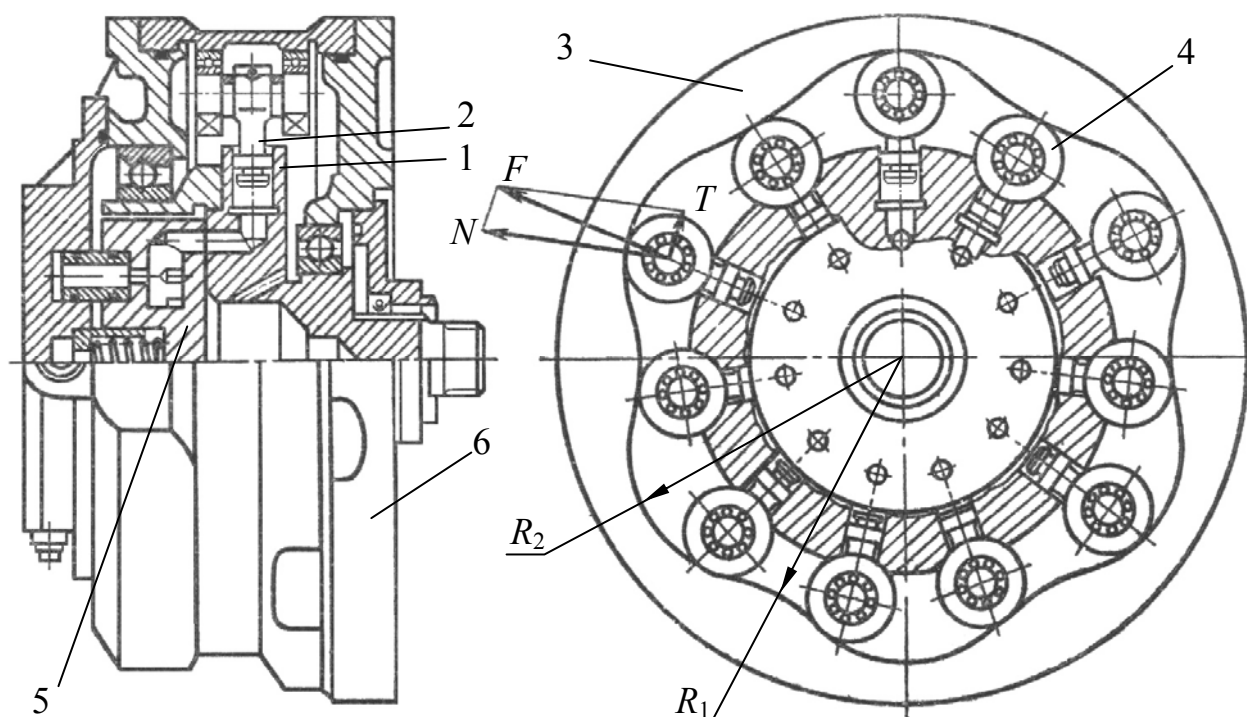


Рис. 13. Радиально-поршневой гидромотор многократного действия

Выбор подшипников приводного вала и ротора осуществляют по крутящему моменту, осевой и радиальной нагрузках.

Далее составляется расчетная схема для определения объемных и гидравлических потерь в одном цилиндре. В соответствии с требованиями стандартов на испытания и правила приемки насосов и гидромоторов для сравнительной оценки гидромашин, работающих на минеральных маслах и подобных жидкостях, при расчете теоретических характеристик следует принимать вязкость жидкости в интервале от 30 до 35 мм²/с. Остальные параметры жидкости принимают по ее марке и данной вязкости (температуре).

Затем с учетом частоты вращения и количества цилиндров получаем величину потерь для качающего узла насоса в целом для интервала давлений $0 \dots 1,2 \cdot p_n$. Так же, для интервала давлений, определяются объемные утечки через зазор в распределителе и гидравлические потери в каналах гидромашин. Суммируя соответствующие значения, получают полные объемные и гидравлические потери в гидромашине. Затем определяем действительную подачу, мощность потерянную утечками и мощность потерянную на гидравлическое трение, по которым рассчитывают объемный и гидравлический КПД. По кинематической схеме гидромашин определяют ее механический КПД. По полученным данным получают характеристики насоса: зависимости мощности, действительной подачи и КПД от давления насоса.

6. Расчет шестеренных гидромашин

Шестеренные гидромашинны весьма разнообразны. В объемных гидравлических приводах самоходных машин и металлорежущих станков наибольшее распространение получили шестеренные насосы внешнего прямозубого зацепления с гидравлической компенсацией торцовых зазоров. Номинальное давление таких насосов по большей части составляет от 14 до 21 МПа, насосы на давления выше 21 МПа имеют очень ограниченное распространение.

От насосов других типов шестеренные гидромашинны положительно отличаются низкая стоимость, простота конструкции, малые габариты и удельная металлоемкость, меньшая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, способность самовсасывания и большой диапазон частот вращения.

К недостаткам шестеренных насосов можно отнести значительную пульсацию подачи, чувствительность к перегреву, высокий уровень шума, меньший КПД.

В настоящее время отечественной промышленностью выпускается два основных типа шестеренных насосов для объемных гидроприводов: НШ-У и НШ-К. Общим для этих насосов является внешнее прямозубое зацепление шестерен и применение подшипников скольжения. Основным внешним отличием насосов является форма их корпусов: у НШ-У корпус «приплюснутый», а у НШ-К цилиндрический (К – круглый).

Главное отличие насосов в применение различных способов компенсации торцовых зазоров. В насосах НШ-У реализован способ гидравлического дифференциального поджима уплотняющих торцовых поверхностей, а в НШ-К способ их гидравлического следающего поджатия.

Насосы типа НШ-У (рис. 14.) состоят из алюминиевого корпуса 1, крышки 2, ведущей вал-шестерни 3, ведомой вал-шестерни 4, втулок 5 и фигурных манжет 6. Вал-шестерни 3 и 4 установлены валами во втулки 5, которые вместе с фигурными манжетами 6 образуют гидрокомпенсаторы дифференциального типа.

Насосы типа НШ-К (рис. 15.) состоят из алюминиевого корпуса 1, крышки 2, ведущей вал-шестерни 3, ведомой вал-шестерни 4, вкладышей 5 и 6, гидрокомпенсаторов 7 с уплотнениями 8, разгрузочных манжет 9 и манжеты прижима вкладышей 10. Вкладыши 5 и 6 образуют подшипники скольжения, в которые установлены вал-шестерни 3 и 4, кроме того, в вкладыш 5 установлены гидрокомпенсаторы 7. При работе насоса рабочие камеры, находящиеся в зоне нагнетания, через каналы в компенсаторе сообщаются с его камерами, герметизированными манжетами 8. Площадь камер компенсатора такова, что усилие от давления в них больше чем усилие от давления в рабочих камерах, за счет чего компенсаторы прижимаются к торцам шестерен. При этом торцовый зазор значительно уменьшается. А за счет наличия в гидрокомпенсаторе четырех независимых камер и отбора давления непосредст-

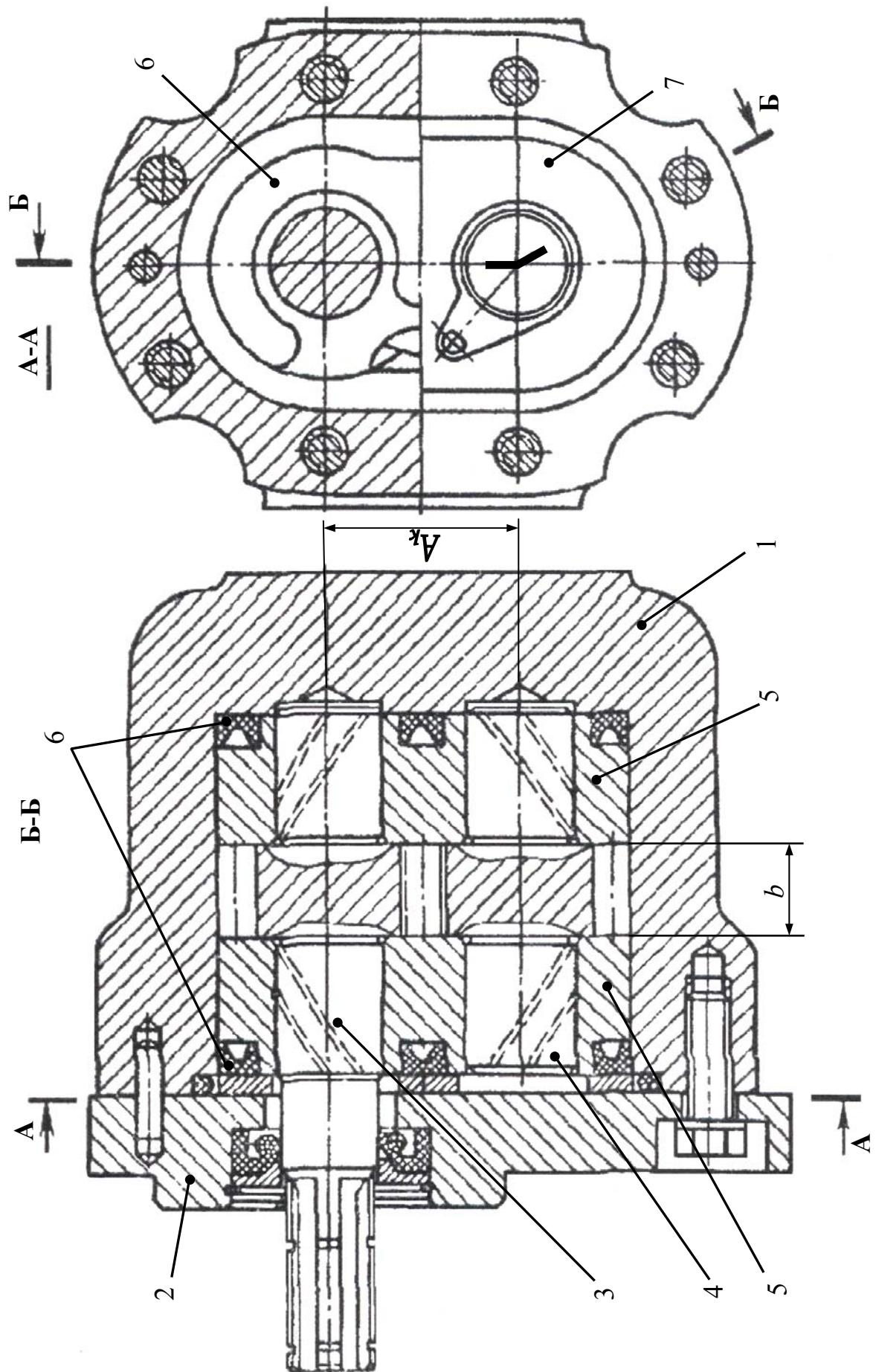


Рис. 14. Шестеренный насос типа НШ-У

венно из рабочих камер под ними обеспечивается способ следящего поджатия.

В корпусе 1 выполнены разгрузочные камеры, сообщенные с выходом насоса и ограниченные манжетами 9, сила от давления в которых уравнивает вкладыш 5 от сил давления в камерах компенсаторов 7, передаваемых на вкладыш через уплотнения 8.

Так как сила от давления на шестерни направлена в сторону всасывания,

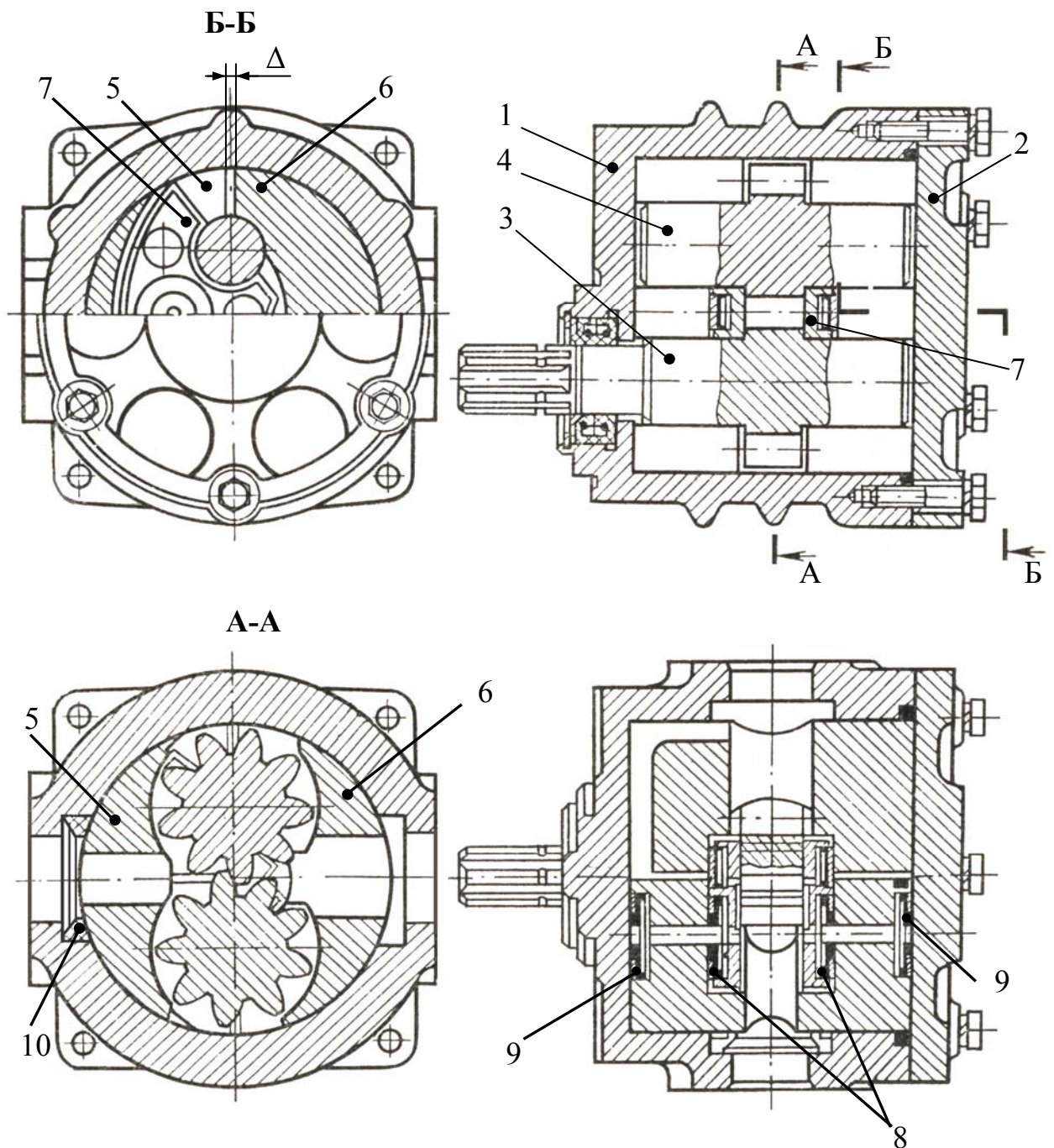


Рис. 15. Шестеренный насос типа НШ-К (НШ-XX-2)

при эксплуатации насоса происходит износ опорных поверхностей подшипников скольжения во вкладыше 6. Из-за выработки в подшипнике, шестерни смещаются в сторону всасывания, вследствие чего увеличивается радиальный зазор между шестернями и вкладышем 5. Для предотвращения данного явления в насосе выполнена камера, ограниченная манжетой 10, а между стыковыми поверхностями вкладышей имеется зазор Δ . Поэтому при смещении вал-шестерней в сторону всасывания, вкладыш 5, за счет силы от давления в камере ограниченной манжетой 9, смещается в ту же сторону. Таким образом, уменьшаются радиальные зазоры между шестернями и вкладышем 5, а также в подшипниках, что позволяет сохранить характеристики насоса.

Конструкция насосов типа НШ-К по сравнению с конструкцией насосов НШ-У является более прогрессивной, так как она позволяет им работать при большем номинальном давлении. Для представления объемной конфигурации деталей шестеренного насоса на рис. 16 представлен насос типа НШ-К в разборе. Позиции на рис. 16 те же что и на рис. 15.

Расчет шестеренной гидромашины состоит из определения параметров зацепления шестерен, расчета подшипников скольжения или качения и прочностных расчетов деталей, испытывающих нагрузки.

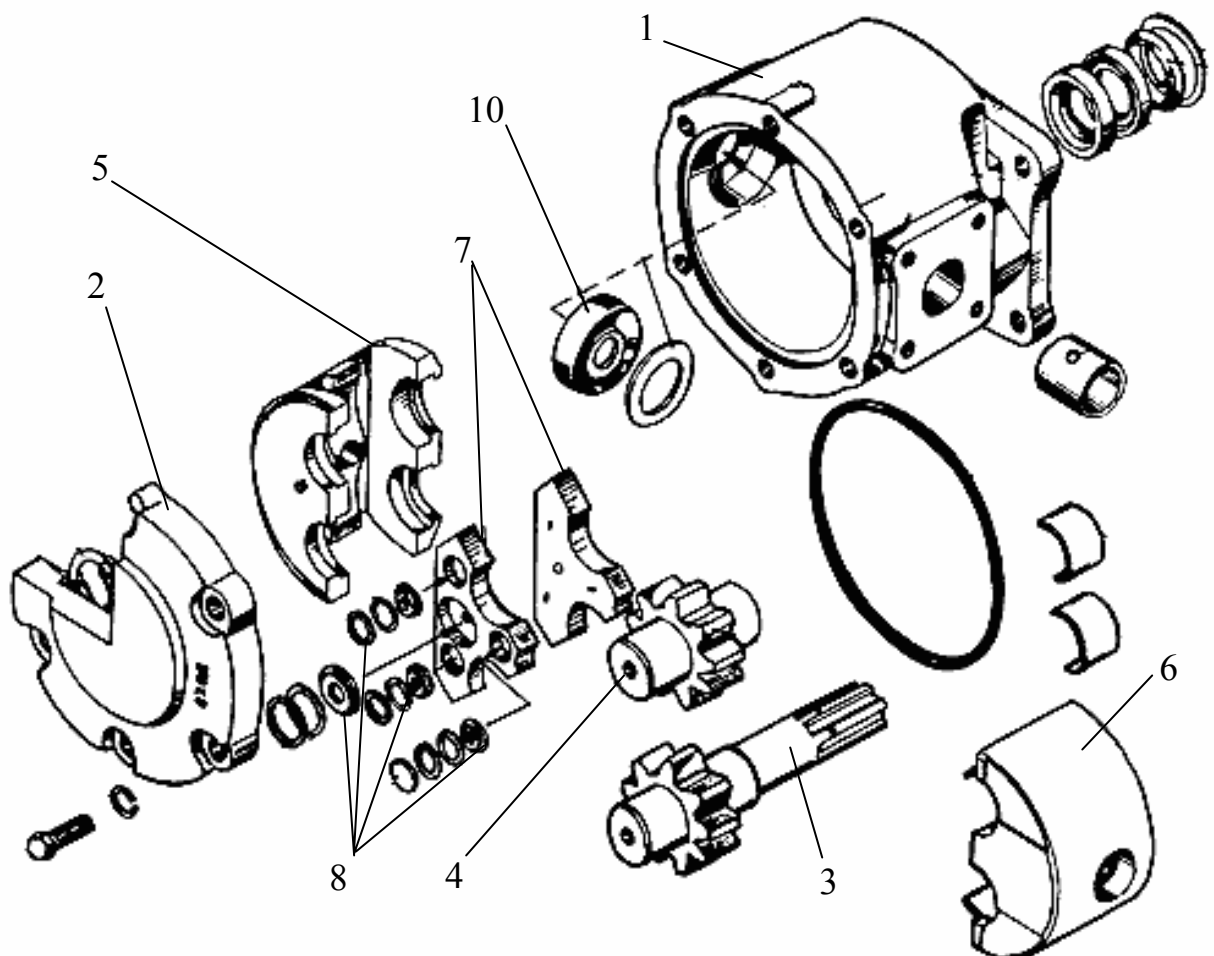


Рис. 16. Насос типа НШ-К в разборе

Далее приводится порядок расчета шестеренной гидромашины прямозубого эвольвентного внешнего зацепления с двумя одинаковыми роторами.

Расчет шестеренной гидромашины начинают с определения параметров зацепления. Сначала определяют модуль зацепления, мм:

$$m = \sqrt[3]{\frac{V_0}{2 \cdot \pi (z + 2x) k_b}}, \quad (6.2)$$

где V_0 – рабочий объем гидромашины, мм³; z – количество зубьев одной шестерни, обычно от 7 до 11, в maximum до 30, шт; x – коэффициент смещения шестерни; k_b – коэффициент ширины шестерни. Величину коэффициента ширины шестерни выбирают по таблице 3.

Наиболее часто в шестеренных гидромашинах принимают коэффициент смещения равным $X=0,5$, но следует учитывать, что встречаются гидромашины с иными значениями коэффициента смещения, так и насосы вовсе без коррекции зацепления.

Полученное по формуле (6.2) значение модуля зацепления округляют в большую сторону до стандартного значения в соответствии с ГОСТ 9563–60.

Основной ряд модулей зацепления содержит следующие значения (мм): 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10. Дополнительный ряд модулей зацепления содержит следующие значения (мм): 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Полный расчет зубчатых передач приводится в ГОСТ 16532–70.

Ниже даются основные зависимости, необходимые для определения параметров насоса и прочностных расчетов его деталей.

При выборе количества зубьев z меньше восьми и, или x отличным от 0,5 необходимо производить полный расчет зацепления, с проверкой отсутствия интерференции зубьев и проверкой отсутствия подрезания зуба.

Таблица 3

Номинальное давление, p_n , МПа	Коэффициент k_b
До 1	До 13
От 1 до 4	От 7 до 9
От 4 до 10	От 4 до 7
От 10 до 16	От 2 до 5

Так как зацепление прямозубое то угол наклона зубьев $\beta=0$, и угол профиля $\alpha_t=\alpha$, где α – угол профиля зубонарезной рейки, при использовании стандартного зубонарезного инструмента $\alpha=20^\circ$. Так как роторы одинаковые, то коэффициенты смещения ведущего и ведомого ротора принимаются

одинаковыми.

Межосевое расстояние без учета коррекции зацепления, мм:

$$a = m \cdot z. \quad (6.3)$$

Межосевое расстояние с учетом коррекции зацепления, мм:

$$a_w = \frac{2 \cdot z \cdot m}{2 \cdot \cos(\beta)} \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_{tw})}, \quad (6.4)$$

где α_t – угол профиля, рад; α_{tw} – угол зацепления, рад. Угол зацепления определяют по его инволюте:

$$\text{inv}(\alpha_{tw}) = \frac{2x_\Sigma \text{tg}(\alpha)}{2z} + \text{inv}(\alpha_t), \quad (6.5)$$

где x_Σ – коэффициент суммы смещений, $x_\Sigma = 2x$. Напомним, что инволюта угла определяется так $\text{inv}(\alpha) = \text{tg}(\alpha) - \alpha$, где α – угол, рад. Далее определяют коэффициент воспринимаемого смещения: $y = (a_w - a)/m$; затем коэффициент уравнительного смещения: $\Delta y = x_\Sigma - y$.

Боковой зазор в зацеплении, мм:

$$C_n = (0,08 \dots 0,15)m. \quad (6.6)$$

В некоторых насосах, с целью создать большой боковой зазор, межосевое расстояние увеличивают. В таком случае, обычно, межосевое расстояние определяют так: $a_w = m(z + 2x)$. Остальные параметры зацепления оставляют без изменений.

Диаметр делительной окружности, мм:

$$d = m \cdot z. \quad (6.7)$$

Диаметр основной окружности, мм:

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos(\alpha_t), \quad (6.8)$$

Диаметр окружности головок, мм:

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \Delta y)m, \quad (6.9)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки, обычно $h_a^* = 1$.

Диаметр окружности впадин, мм:

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m, \quad (6.10)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора, обычно $c^* = 0,25$.

Угол давления в точке профиля на окружности головок, рад:

$$\alpha_a = \arccos\left(\frac{a}{d_a} \cos(\alpha)\right). \quad (6.11)$$

Центральный угол между точкой входа и точкой касания линии зацепления с начальной окружностью, рад:

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{d_b}{d_a}\right). \quad (6.12)$$

Коэффициент перекрытия для одинаковых роторов:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot z(\operatorname{tg}(\alpha_{a1}) - \operatorname{tg}(\alpha_{tw}))}{2 \cdot \pi}. \quad (6.13)$$

Начальный диаметр, мм:

$$d_w = a_w. \quad (6.14)$$

Нормальная толщина зуба по окружности головок, мм:

$$s_{na} = d_a \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + \frac{2 \cdot x}{z} \operatorname{tg}(\alpha) + \operatorname{inv}(\alpha_t) - \operatorname{inv}(\alpha_a) \right). \quad (6.15)$$

Головка зуба является элементом уплотнения рабочих камер. Рекомендуемая величина нормальной толщины зуба по окружности головок, обеспечивающая удовлетворительную герметизацию рабочих камер, должна быть не менее $(0,2 \dots 0,25)m$.

Окружная толщина зуба на заданном диаметре d_y , мм:

$$s_{ty} = d_y \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{z} + \operatorname{inv}(\alpha_t) - \operatorname{inv}(\alpha_y) \right), \quad (6.16)$$

где α_y – угол профиля в точке на концентрической окружности заданного диаметра d_y , определяется так: $\alpha_y = \arccos(d \cos(\alpha_t)/d_y)$.

Толщина зуба по постоянной хорде, мм:

$$\bar{s}_c = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2(\alpha) + x \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right). \quad (6.17)$$

Высота до постоянной хорды, мм:

$$\bar{h}_c = 0,5(d_a - d - \bar{s}_c \operatorname{tg}(\alpha)). \quad (6.18)$$

Высота зуба, мм:

$$h = (2h_a^* + c^*)m. \quad (6.19)$$

Высота начальной ножки зуба, мм: $h_{fw} = (h_a^* + c^*)m$, высота начальной головки зуба, мм: $h_{aw} = h_a^*m$. Высота ножки зуба, мм: $h_f = (h_a^* + c^* - x)m$, высота головки зуба, мм: $h_a = (h_a^* + x)m$.

Расчетное число зубьев прямозубой передачи в длине общей нормали:

$$z_{Wr} = \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg}(\alpha_x) - \frac{2x \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{z} - \operatorname{inv}(\alpha_t) \right) + 0,5, \quad (6.20)$$

где α_x – угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_x = d + 2xm$, определяется так: $\alpha_x = \arccos(z \cos(\alpha_t) / (z + 2x \cos(\beta)))$. Если выполняется неравенство $z \cos(\alpha_t) / (z + 2x \cos(\beta)) \geq 1$, то следует принимать $z_W \geq 3$.

Длина общей нормали:

$$W = m \cos(\alpha) (\pi(z_W - 0,5) + 2x \cdot \operatorname{tg}(\alpha) + z \cdot \operatorname{inv}(\alpha_t)), \quad (6.21)$$

где z_W – число охватываемых при измерении зубьев – округленное до ближайшего целого z_{Wr} .

Шестерни изготавливают, по большей части, со степенью точности 6-6-7-В (ГОСТ 1647–81). Допуск параллельности торцовых поверхностей и их перпендикулярности к оси выполняется по 6-ой степени точности (ГОСТ 24643–81). Шероховатость торцовых поверхностей шестерен по $Ra=0,32 \dots 0,16$ мкм, зубьев – не более 1,25 мкм (ГОСТ 2789–73). Непараллельность торцовых поверхностей корпуса по 6-ой степени точности, перпендикулярность осей расточек в корпусе под шестерни и подшипники к их торцовым поверхностям по 7-ой степени точности (ГОСТ 24643–81). Шероховатость поверхности колодца корпуса по Ra не более 1,25 мкм, а рабочих поверхностей дисков или гидрокомпенсаторов, уплотняющих торцевой зазор с шестернями, не более 0,63 мкм.

Чтобы конструируемый насос имел требуемый рабочий объем, необходимо точно рассчитать ширину роторов. Для насосов с различными параметрами зацепления и конструктивными особенностями существуют различные формулы для точного определения рабочего объема. Ниже приведены формулы для наиболее распространенных случаев.

Рабочий объем для насосов с роторами с прямозубым зацеплением, с боковым зазором и без канализации защемленного пространства в сторону нагнетания, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{\pi^2}{z^2} \left(\varepsilon^2 - 3\varepsilon + \frac{4}{3} \right) \right) b, \quad (6.22)$$

где r_b – радиус основной окружности ротора, мм; b – ширина ротора, мм.

Рабочий объем для насосов с роторами с прямозубым зацеплением, с боковым зазором и канализацией защемленного пространства в сторону нагнетания, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{1}{3} \frac{\pi^2}{z^2} \right) b. \quad (6.23)$$

Рабочий объем для насосов с роторами с прямозубым беззазорным зацеплением и без канализации защемленного пространства в сторону нагнетания, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{\pi^2}{z^2} \left(\varepsilon^2 - \varepsilon + \frac{1}{3} \right) \right) b. \quad (6.24)$$

Рабочий объем для насосов с роторами с прямозубым беззазорным зацеплением и канализацией защемленного пространства в сторону нагнетания, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{1}{12} \frac{\pi^2}{z^2} \right) b. \quad (6.25)$$

Рабочий объем для насосов с роторами с косозубым зацеплением и с боковым зазором, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{\pi^2}{3z^2} (\varepsilon^2 - 2\varepsilon + 2) \right) b, \quad (6.26)$$

где α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении, рад.

Рабочий объем для насосов с роторами с косозубым беззазорным зацеплением, мм³:

$$V_0 = 2\pi r_b^2 \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \operatorname{tg}^2(\alpha_{tw}) - \frac{\pi^2}{3z^2} \left(\varepsilon^2 - \varepsilon + \frac{1}{2} \right) \right) b. \quad (6.27)$$

Чтобы точно определить величину ширины роторов необходимо выбрать из (6.23 – 6.27) формулу, соответствующую типу конструируемого насоса. Далее выразить из выбранной формулы ширину роторов и определить её величину, приняв величину рабочего объема V_0 по заданию на проектирование.

При проектировании насосов на давления более 5 МПа выполняют расчет рабочих поверхностей зубьев на долговечность по контактным напряжениям и расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба. Окружное усилие для данного расчета определяется по следующей формуле:

$$F_{\text{окр}} = p_{\text{ном}} \frac{r_b \left(\operatorname{tg}^2(\alpha_a) - \left(\operatorname{tg}(\alpha_{tw}) - \frac{\varepsilon \cdot \pi}{z} \right)^2 \right)}{20 \cdot \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg}(\alpha_{tw}) - \frac{\varepsilon \cdot \pi}{z} \right)^2}} b, \quad (6.28)$$

где $F_{\text{окр}}$ – наибольшее окружное усилие, Н; $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление насоса, Па; r_b – радиус основной окружности ротора, м; b – ширина ротора, м.

Роторы шестеренных насосов воспринимают силу от давления жидкости в напорной полости. Радиальная сила от давления на ротор, Н:

$$F_{\text{рад}} = (0,85 \dots 0,9) p \cdot b \cdot r_a, \quad (6.29)$$

где p – давление насоса, Па; r_a – радиус окружности головок, м.

Минимальный диаметр валов роторов определяют по крутящему моменту и проверяют на прогиб. Прогиб валов под действием максимальной $F_{\text{рад}}$ при $p = 1,2 \cdot p_{\text{ном}}$, для подшипников скольжения должен быть не более половины зазора между валом и втулкой, а для подшипников качения, кроме игольчатых, не более чем 0,015...0,025 мм. Угол перекоса валов в опорах на подшипниках качения не должен превышать предельных значений, установленных для конкретного типа подшипников. Наиболее требовательными в этом плане являются игольчатые подшипники.

Выбор и расчет подшипников качения производят по радиальной нагрузке, угловой скорости вращения и диаметру вала в соответствии с известными методиками.

При выборе в качестве опор валов подшипников скольжения необходимо рассчитать их режим трения. Наиболее благоприятным является жидкостный режим трения, при котором поверхности вала и втулки не соприкасаются. Параметры подшипника подбирают таким образом, чтобы обеспечить жидкостный режим трения на установившихся режимах работы. Жидкостное трение на номинальном режиме работы обеспечивается при соблюдении следующего условия:

$$\frac{1}{2} \frac{F_{\text{рад}}}{n} < 5,4 \cdot 10^{-5} \frac{\mu \cdot d_{\text{в}}^2 \cdot l}{(D - d) \lambda (R_{\text{max. вт}} + R_{\text{max. вл}})}, \quad (6.30)$$

где n – частота вращения вала, мин^{-1} , μ – динамическая вязкость жидкости при температуре от 75 до 90°C, $\text{Па} \cdot \text{с}$; $d_{\text{в}}$ – диаметр вала подшипника, м; l – длина пары трения (длина рабочей поверхности втулки), м; D – внутренний диаметр втулки, м; $\lambda = (d + l)/l$ – коэффициент; $R_{\text{max. вл}}$, $R_{\text{max. вт}}$ – наибольшая высота неровностей на рабочей поверхности вала и втулки соответственно, м. Для определения наибольшей высоты неровностей на поверхности можно воспользоваться приближенной зависимостью, мм: $R_{\text{max}} = 3,88 \cdot Ra^{0,9}$, где Ra – среднеквадратичное отклонение точек профиля, мм.

Ориентировочно величину радиального зазора $\delta_{\text{п}} = D - d_{\text{в}}$ для насосов низкого и среднего давлений определяют по следующему соотношению $\delta_{\text{п}} = (0,002 \dots 0,003) d_{\text{в}}$; для насосов высоких давлений: $\delta_{\text{п}} = (0,0015 \dots 0,0025) d_{\text{в}}$.

Длина рабочей поверхности втулки определяется по следующим соотношениям: для насосов низкого давления $l = (0,9 \dots 1,1) D$; для насосов среднего давления $l = (1,1 \dots 1,5) D$; для насосов высокого давления $l = (1,3 \dots 1,75) D$.

Если в подшипниках не соблюдается режим жидкостного трения, то подшипники рассчитывают по допускаемым величинам удельного давления и окружной скорости, которые указываются в характеристиках конкретных материалов пар трения.

В большинстве современных шестеренных насосов, для объемных гидроприводов, применяют роторы выполненные как одно целое с валами – вал-шестерни. Это связано с тенденцией применения роторов с небольшим количеством зубьев большого модуля, что позволяет в целом уменьшить габариты насоса. В таком случае выполнение зубчатого венца отдельно, для посадки на вал, не позволяет получить венец с требуемой прочностью, так как диаметр впадин зубьев оказывается ненамного больше чем посадочный диаметр вала. Вследствие чего на выбор материалов вал-шестерней оказывают

влияние как условия работы подшипника, так и условия работы зубчатого зацепления. Рекомендации по материалам пар трения для вал-шестерней и подшипников скольжения приводятся в таблице 4.

Таблица 4

Материал вал-шестерни	Материал втулки
Для насосов низкого давления	
20Х	Чугун антифрикционный, бронза БАЖ
40Х	СЧ 32-52
Для насосов среднего давления	
20Х	АЛ1, АЛ5, АЛ10, СЧ 32-52
40Х	Бр ОС5-25
Для насосов высокого давления	
20Х	АК4, АК6, АК8
12ХН3А, 18ХН13А	Бр ОС5-25, Бр ОС10-20, Бр ОЦС5-5-5
39ХМЮЯ	20Х

Стальные вал-шестерни и втулки подвергают различным видам термообработки с получением твердости в пределах 52–64 HRC. Детали из алюминиевых сплавов подвергают закалке и старению, с получением твердости в пределах 110–140 НВ.

Корпус шестеренного насоса является нагруженной деталью, так как он в той или иной мере воспринимает силу от давления в рабочих камерах и полости нагнетания. Наиболее нагруженными являются корпуса насосов типа НШ-У, так как у них значительный охват корпусом рабочих камер. Расчетная схема корпуса насоса представлена на рис. 17. Основной задачей расчета корпуса является определение величины напряжения в стенках корпуса, Па:

$$\sigma = \frac{1,3r^2 + 0,4r_a^2}{r^2 - r_a^2} p_{ном} k \quad (6.31)$$

где r – наружный радиус корпуса, м; r_a – радиус окружности головок, м; k – коэффициент запаса (1,6–2). Полученное напряжение для корпусов из бронзы должно быть не более 60, для стальных корпусов не более 110 и для алюминиевых не более 40 МПа.

Проходные сечения каналов насоса рассчитываются исходя из допустимой скорости движения жидкости. Для входных каналов допустимая скорость жидкости составляет 1–2 м/с. У насосов низкого давления для выходных каналов допустимая скорость жидкости составляет 3–5, а у насосов среднего и высокого давлений 5–6 м/с.

Размеры полостей всасывания и нагнетания определяются углами β_1 и β_2 . В реверсивных по частоте вращения машинах полости по конструкции одинаковы: $\beta_1 = \beta_2 = 45\text{--}86^\circ$. В нереверсивных машинах камеры, как правило, разные. Чем больше полость всасывания, тем меньшее сопротивление оказывает она потоку жидкости, и тем лучше всасывающая способность насоса. Максимальные значения угла β_1 составляют до 225° , средние значения $75\text{--}90^\circ$. Площадь полости нагнетания прямо пропорционально влияет на нагрузку опор роторов. Поэтому размеры полости нагнетания стремятся уменьшить, выполняя полость нагнетания в виде узкой щели с углом $\beta_2 \leq 45^\circ$.

В шестеренных насосах ведомый ротор нагружен больше, чем ведущий. Чтобы уравновесить нагрузки на роторы рекомендуется смещать всасывающие и нагнетательные полости в сторону ведущего ротора на одну треть ширины. На практике камеры располагают посередине между осями роторов.

Для определения КПД насоса необходимо рассчитать потери мощности связанные с объемными потерями и трением. Объемные потери жидкости связаны с утечками и сжатием жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_y = Q_{y.t} + Q_{y.p} + Q_{y.z} + Q_{сж}, \quad (6.32)$$

где $Q_{y.t}$ – утечки через торцевые зазоры, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{y.p}$ – утечки через радиальные зазоры, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{y.z}$ – утечки через зазоры в зацеплении, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q_{сж}$ – расход обусловленный сжатием жидкости в насосе, $\text{м}^3/\text{с}$.

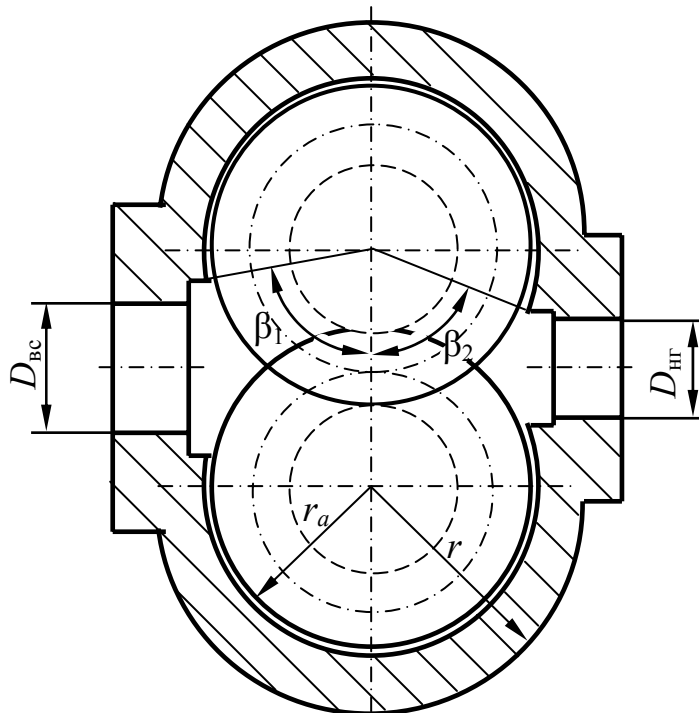


Рис. 17. Параметры корпуса и полостей всасывания и нагнетания

Наибольшую часть объемных потерь составляют утечки через торцовые зазоры, м/с³:

$$Q_{y.t} = m \frac{\delta_t^3 (\beta_1 + \beta_2)}{12\mu \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_b}\right)} p, \quad (6.33)$$

где m – количество торцовых зазоров в насосе, рассчитывается исходя из того, что на каждый ротор приходится по два зазора, δ_t – торцовый зазор, м; β_1 , β_2 – углы характеризующие полости всасывания и нагнетания, рад; r_a , r_b – радиусы вершин зубьев и вала ротора, м.

Величину суммарного торцового зазора в насосах без гидравлической компенсации принимают не менее 0,02 мм. Величина оптимального торцового зазора в насосах с гидравлической компенсацией соответствует наименьшей сумме потерь мощности с утечками и на вязкостное трение в торцовом зазоре. Данные потери можно определить следующим образом, Вт:

$$\Delta P_{\text{торц}} = p Q_{y.t} + \omega \cdot M_{\text{тр.ж.т}} \quad (6.34)$$

где $M_{\text{тр.ж.т}}$ – момент трения, затрачиваемый на смещение вязкой жидкости в торцовом зазоре, Н·м:

$$M_{\text{тр.ж.т}} = 2\mu \frac{\pi\omega}{\delta_t} (r_a^4 - r_b^4). \quad (6.35)$$

Величина потерь мощности в торцовом зазоре по (6.34) является функцией торцового зазора, так как составляющие ее величины торцовых утечек (6.33) и момента трения по (6.35) зависят от величины торцового зазора. Построив функцию потерь мощности в торцовом зазоре от его величины, при прочих номинальных параметрах, можно по минимуму функции определить величину оптимального торцового зазора для данного насоса. Регулировка торцового зазора для реальных машин производится при испытании их прототипов, путем подбора величин рабочих площадей камер гидрокомпенсаторов. Полученные данные, при определении теоретического значения оптимального торцового зазора, является ориентирами при испытаниях.

Радиальные утечки через один радиальный зазор определяют следующим образом, м/с³:

$$Q_{y.pl} = \left(\frac{\delta_p^3}{12\mu \cdot z_k s_{na}} p - \frac{\delta_p r_a}{2} \omega \right) b, \quad (6.36)$$

где δ_p – радиальный зазор, м; z_k – число зубьев ротора, находящихся в радиальном зазоре; s_{na} – толщина зуба по окружности головок, м. Величина радиального зазора должна быть больше суммы следующих параметров: половина зазора в подшипнике, радиальное биение ротора, прогиб вала и эксцентricность положения осей подшипников относительно оси расточки в корпусе насоса

Радиальные утечки по (6.36) соответствуют случаю расположения ротора в колодце корпуса с постоянной величиной радиального зазора между корпусом и зубьями, находящимися в зазоре. На практике из-за действия давления, зазоров в опорных деталях, отклонений размеров и формы деталей и прогиба валов торцовый зазор не является постоянной величиной. В таком случае радиальные утечки через один радиальный зазор, м/с³:

$$Q_{y.pl} = \left(\frac{\delta_p^3}{12\mu \cdot z_k s_{na}} p - \frac{\delta_p r_a}{4} \omega \right) b. \quad (6.37)$$

Утечки через зазоры в зацеплении, м³/с:

$$Q_{y.z} = \frac{\delta_z^3 b}{48\mu \cdot l} p, \quad (6.38)$$

где δ_z – зазор в зацеплении, м; l – длина зазора, м. На этапе приработки насоса неплотности в зацеплении обусловлены непараллельностью осей роторов и погрешностями изготовления зубьев. При соблюдении требований к изготовлению ответственных деталей зазор в зацеплении должен быть не более 30 мкм. Определение, в данном случае, длины зазора является весьма неоднозначной задачей. Зазор образуется выпуклыми криволинейными поверхностями контактирующих зубьев, из-за чего зазор представляет плавное сужение, затем очень короткий прямолинейный участок, и плавное расширение. Учитывая плавное расширение зазора, приближенно длину зазора можно определить как 2–3 ширины контактной площадки, м:

$$l = (2 \dots 3) \cdot 3,04 \sqrt{\frac{F_{окр} \cdot \rho_{пр} (1 - \mu_{ст}^2)}{b \cdot E}} \quad (6.39)$$

где $\rho_{пр}$ – приведенный радиус профилей зубьев в полюсе зацепления, м; $\mu_{ст}$ – коэффициент Пуассона, для роторов из стали $\mu_{ст}=0,3$; E – модуль упругости материала роторов, для стали $E=2,15 \cdot 10^{11}$ Па. Если роторы одинаковые и прямозубые то приведенный радиус в полюсе зацепления, м:

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{d_w}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_b}{2}\right)^2}. \quad (6.40)$$

Расход обусловленный сжатием жидкости в насосе, м/с³:

$$Q_{\text{сж}} = \frac{V_{\text{ж}}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp}{dt}, \quad (6.41)$$

где $V_{\text{ж}}$ – объем жидкости, перенесенный с приращением давления dp за время dt ; $E_{\text{ж}}$ – модуль упругости жидкости, Па. Примем: $dp = p_2 - p_1$. Время, за которое объем жидкости $V_{\text{ж}} = V_o$ будет перенесен из полости с давлением p_1 в полость с давлением p_2 : $dt = 1/n$, где n – частота вращения ротора, с⁻¹. Тогда (6.41) примет следующий вид:

$$Q_{\text{сж}} = \frac{V_o}{E_{\text{ж}}} (p_2 - p_1) n, \quad (6.42)$$

где V_o – рабочий объем насоса, м³.

Так как все объемные потери определены для разности давлений $p = p_2 - p_1$, мощность потерянную с потерями объема можно определить по формуле:

$$\Delta P_Q = p Q_y. \quad (6.43)$$

Далее значение объемного КПД определяется по (2.7).

Для расчета гидромеханического КПД насоса определяют момент сопротивления вращению роторов, Н·м:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{тр.ж}} + M_{\text{тр.м}}, \quad (6.44)$$

где $M_{\text{тр.ж}}$ – момент трения, затрачиваемый на смещение слоев рабочей жидкости, Н·м; $M_{\text{тр.м}}$ – момент трения в зацеплении и подшипниках опор роторов.

Момент трения, обусловленный вязкостью жидкости, имеет три основные составляющие, Н·м:

$$M_{\text{тр.ж}} = M_{\text{тр.ж.т}} + M_{\text{тр.ж.р}} + M_{\text{тр.ж.п}}, \quad (6.45)$$

где $M_{\text{тр.ж.т}}$, $M_{\text{тр.ж.р}}$, $M_{\text{тр.ж.п}}$ – моменты трения, затрачиваемые на смещение слоев жидкости в торцевых зазорах, радиальных зазорах и полостях насоса, Н·м.

Момент трения, затрачиваемый на смещение слоев жидкости в четырех торцевых зазорах двух роторов, определяется по (6.35).

Момент трения, затрачиваемый на смещение слоев жидкости в радиальных зазорах двух роторов, Н·м:

$$M_{\text{тр.ж.р}} = 4 \frac{\pi}{z} r_a^2 b \left(\frac{1}{2s_{na}} \sum_{j=1}^{z_k} \delta_{p(j)} p_j + \mu \cdot \omega \cdot r_a \sum_{j=1}^{z_k} \frac{1}{\delta_{p(j)}} \right). \quad (6.46)$$

Если принять, что торцовый зазор постоянный и давление в зазоре меняется линейно по углу поворота ротора, то (6.46) примет следующий вид:

$$M_{\text{тр.ж.р}} = 4 \frac{\pi}{z} r_a^2 b \left(\frac{1}{4s_{na}} z_k \delta_p p + \mu \cdot \omega \cdot r_a \frac{z_k}{\delta_p} \right). \quad (6.47)$$

Момент трения, затрачиваемый на смещение слоев жидкости в полостях всасывания и нагнетания, Н·м:

$$M_{\text{тр.ж.п}} = 6,7 \mu (\beta_1 + \beta_2) r_a^2 b \quad (6.48)$$

Момент механического трения имеет три основные составляющие, Н·м:

$$M_{\text{тр.м}} = M_{\text{тр.м.п}} + M_{\text{тр.м.з}} + M_{\text{тр.м.у}}, \quad (6.49)$$

где $M_{\text{тр.м.п}}$, $M_{\text{тр.м.з}}$, $M_{\text{тр.м.у}}$ – моменты трения в подшипниках, в зацеплении и в уплотнении вала, Н·м.

Момент трения в подшипниках скольжения, работающих в режиме жидкостного трения, может быть определен по формуле Н. Н. Петрова, Н·м:

$$M_{\text{тр.м.п}} = n_{\text{п}} \left(\mu \frac{l \cdot r_{\text{в}}^3}{\delta_{\text{п}}} \omega + 0,55 \cdot k_l \cdot \delta_{\text{п}} \frac{F_{\text{рад}}}{2} \right), \quad (6.50)$$

где $n_{\text{п}}$ – количество подшипников в гидромашине (для двух роторной гидромашин количество подшипников равно четырем); k_l – коэффициент ширины подшипника. Если $\frac{l}{d_{\text{в}}} > 1$, то $k_l = \left(\frac{d_{\text{в}}}{l} \right)^{1,5}$, если $\frac{l}{d_{\text{в}}} < 1$, то $k_l = 1$.

Момент трения в подшипниках качения, Н·м:

$$M_{\text{тр.м.п}} = n_{\text{п}} \left(T_{0\text{п}} r_{\text{в}} + f_{\text{п}} \frac{F_{\text{рад}}}{2} r_{\text{в}} \right), \quad (6.51)$$

где $T_{оп}$ – сила трения в подшипнике на плече равном r_b при отсутствии нагрузки, Н; $f_{п}$ – удельный коэффициент трения подшипника. Для частот вращения до 3000 мин^{-1} значения $T_{оп}$ и $f_{п}$ могут быть взяты из таблицы 5.

Таблица 5

Типы подшипников	$T_{оп}, \text{ Н}$	$f_{п}$
Однорядные радиальные шариковые подшипники	0,15	0,001
Цилиндрические роликовые и сферические шариковые подшипники	0,15	0,0008
Конусно-роликовые и сферические роликовые	0,75	0,002
Упорные шариковые	1,5	0,0015

Момент трения в зацеплении, Н·м:

$$M_{тр.м.з} = T_{тр.окр} \frac{a_w}{2} + f_k \frac{\pi}{4} \varepsilon \cdot p, \quad (6.52)$$

где $T_{тр.окр}$ – сила трения при отсутствии нагрузки, Н; f_k – условный коэффициент трения в зацеплении, для шлифованных зубьев $f_k = 0,08$; для нешлифованных зубьев $f_k = 0,1$. Окружная сила трения при отсутствии нагрузки:

$$T_{тр.окр} = Cb\sqrt{u\mu}, \quad (6.53)$$

где C – коэффициент, определяющий степень смазываемости зубьев, для шестеренных гидромашин: $C=10^3$.

По суммарному моменту трения определяем потери мощности на гидравлическое и механическое трения, Вт:

$$\Delta P_{гм} = \omega M_{тр}. \quad (6.54)$$

Гидромеханический КПД насоса определяем следующим образом:

$$\eta_{гм} = \frac{P_{п}}{P_{п} + \Delta P_{гм}}. \quad (6.55)$$

По полученным значениям объемного и гидравлического КПД определяют общий КПД машины. В соответствии с требованиями стандартов на испытания и правила приемки насосов и гидромоторов для сравнительной оценки гидромашин, работающих на минеральных маслах и подобных жидкостях, при расчете теоретических характеристик следует принимать вяз-

кость жидкости в интервале от 30 до 35 мм²/с. Остальные параметры жидкости принимают по ее марке и данной вязкости (температуре).

Далее, для интервала давлений $0 \dots 1,2 \cdot p_{\text{ном}}$, определяем объемные, механические и гидравлические потери мощности, по которым рассчитываем значения объемного и гидромеханического КПД, подачи насоса и мощности.

По полученным данным получают характеристики насоса: зависимости мощности, действительной подачи и КПД от давления насоса.

Рассчитанный КПД для номинальных параметров шестеренной гидромашины должен быть не менее 80%, а коэффициент подачи K_Q не менее 90%.

7. Пример расчета насоса

7.1. Исходные данные

Произвести расчеты для аксиально-поршневого насоса с наклонным упорным диском и гидростатическими опорами плунжеров с параметрами: частота вращения $n = 2400 \text{ мин}^{-1} = 40 \text{ с}^{-1}$; подача $Q_{\text{ном}} = 120 \text{ л/мин}$; номинальное давление $p_{\text{ном}} = 19 \text{ МПа}$; общий КПД $\eta = 0,92$; коэффициент подачи насоса $K_Q = 0,95$, абсолютное давление на входе принять равным атмосферному (10^5 Па). Избыточное давление дренажа: $p_{\text{д}} = 10^5 \text{ Па}$.

7.2. Определение основных параметров насоса

Подача насоса, м³/с:

$$Q_{\text{ном}} = \frac{120}{60000} = 0,002.$$

Идеальная подача насоса, м³/с:

$$Q_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{ном}}}{K_Q} = \frac{0,002}{0,95} = 0,002105.$$

Найдем рабочий объем насоса, см³:

$$V_0 = \frac{Q_{\text{и}}}{10^{-6} \cdot n} = \frac{0,002105}{10^{-6} \cdot 40} = 52,632.$$

По ГОСТ 14059-68 ближайшее значение $V_0 = 50,0 \text{ см}^3$, с учетом максимального допускаемого отклонения от стандартного значения в $\pm 3\%$, принимаем $V_0 = 51,5 \text{ см}^3$.

7.3. Расчет диаметра поршня и размеров блока цилиндров

Принимаем величину угла наклона упорного диска $\gamma = 25^\circ$ и количество поршней $z = 9$.

Определим предварительный диаметр поршня, мм:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{0,4 \cdot \pi \cdot z^2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 \cdot 51,5}{0,4 \cdot \pi \cdot 9^2 \cdot \operatorname{tg}(25^\circ)}} = 16,35.$$

Округляем полученное значение диаметра в меньшую сторону по ГОСТ 6636-60, и принимаем в дальнейших расчетах: $d = 16 \text{ мм}$. Посадку поршня в цилиндре выбираем исходя из обеспечения радиального зазора 20–35 мкм. При выполнении посадок по 6–7 квалитетам, например $H7/g6$ или $H7/f7$, требуемый диапазон зазоров получают путем селективной сборки.

Рассчитаем диаметр разности цилиндров в блоке, мм:

$$D_p = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot V_0}{\pi \cdot d^2 \cdot z \cdot \operatorname{tg}(\gamma)} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 51,5}{\pi \cdot 16^2 \cdot 9 \cdot \operatorname{tg}(25^\circ)} = 61,068.$$

Округляем полученное значение до десятых долей миллиметра: $D_p = 61,1 \text{ мм}$, и уточняем значение рабочего объема, см^3 :

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot D_p \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} \cdot 9 \cdot 61,1 \cdot \operatorname{tg}(25^\circ) = 51,53,$$

что практически совпадает с требуемым значением.

Ход поршня, мм:

$$s = D_p \cdot \operatorname{tg}(\gamma) = 61,1 \cdot \operatorname{tg}(25^\circ) = 28,475$$

Наружный диаметр блока цилиндров, мм:

$$D_{\text{н}} = D_{\text{р}} + 1,6 \cdot d = 61,1 + 1,6 \cdot 16 = 86,7 .$$

В дальнейших расчетах принимаем $D_{\text{н}} = 87$ мм.

Диаметр внутренней расточки блока цилиндров под вал, предварительно определим по следующему выражению, мм:

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{р}} - (1,2 \dots 1,4) \cdot d = 61,1 - 1,3 \cdot 16 \approx 38 .$$

Угловой шаг цилиндров, рад:

$$\alpha = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{9} = 0,698 .$$

Диаметр упорного диска, мм:

$$D_{\text{д}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot D_{\text{р}} = 1,4 \cdot 61,1 = 85,5 .$$

Рассчитаем минимальную толщину упорного диска, мм:

$$b_{\text{д}} \geq (0,04 \dots 0,06) \cdot D_{\text{р}} = 0,06 \cdot 61,1 = 3,67$$

В дальнейшем проектировании принимаем $b_{\text{д}} = 5$ мм.

Для проверки блока цилиндров на прочность и жесткость определим минимальную толщину стенки.

Толщина стенки блока между цилиндром и наружной поверхностью, мм:

$$b_1 = \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{р}} - d}{2} = \frac{87 - 61,1 - 16}{2} = 4,95 .$$

Толщина стенки блока между цилиндром и внутренней расточкой поверхностью, мм:

$$b_2 = \frac{D_{\text{р}} - D_{\text{вн}} - d}{2} = \frac{61,1 - 38 - 16}{2} = 3,55 .$$

Расстояние между осями соседних цилиндров, мм:

$$l_{\text{ц}} = \sqrt{\left(\frac{D_p}{2}\right)^2 + \left(\frac{D_p}{2}\right)^2 - 2 \frac{D_p}{2} \frac{D_p}{2} \cos(\alpha)} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{61,1}{2}\right)^2 + \left(\frac{61,1}{2}\right)^2 - 2 \frac{61,1}{2} \frac{61,1}{2} \cos(0,698)} = 20,897$$

Толщина стенки блока между цилиндрами, мм:

$$b_3 = l_{\text{ц}} - d = 20,897 - 16 = 4,897.$$

Таким образом, минимальная толщина стенки $b=b_2=3,55$ мм.
Определим конструктивный коэффициент:

$$A = \frac{d + 2 \cdot b}{d} = \frac{16 + 2 \cdot 3,55}{16} = 1,44.$$

Расчетное давление, Па:

$$p_p = k_n \cdot p_{\text{ном}} = 1,3 \cdot 19 \cdot 10^6 = 24,7 \cdot 10^6,$$

где k_n - коэффициент перегрузки $k_n = 1,2 \dots 1,6$.

Допускаемое напряжение $\sigma_{\text{доп}}$ для блока из бронзы ОСН-2-3 и СУН-7-2 принимают равным 60 МПа, а для стали Х12Ф1 или 20Х $\sigma_{\text{доп}} = 150$ МПа.

Рассчитаем напряжение блока, Па:

$$\sigma = \frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} \cdot p_p = \frac{1,44^2 + 1}{1,44^2 - 1} \cdot 24,7 \cdot 10^6 = 70,25 \cdot 10^6.$$

Условию прочности: $\sigma \leq \sigma_{\text{доп}}$, удовлетворяет стальной блок.

Рассчитаем жесткость блока цилиндров. Модуль упругости для бронзы $E_{\text{бр}} = (1,1 \dots 0,9) \cdot 10^5$, для стали $E_{\text{ст}} = (2,1 \dots 2,0) \cdot 10^5$ МПа. Коэффициент Пуассона μ принимают для этих же материалов соответственно 0,3...0,4 и 0,28. Допускаемая деформация $\delta_{\text{доп}}$ для блока из бронзы равна 6...7 мкм и для блока из стали 7...8 мкм. Величина радиальной деформации стенок цилиндра, под действием давления, для блока из бронзы, мм:

$$\delta_{\text{бр}} = \frac{d}{E_{\text{бр}}} \cdot \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu_{\text{бр}} \right) \cdot p_{\text{ном}} = \frac{16}{1,1 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{1,44^2 + 1}{1,44^2 - 1} + 0,35 \right) \cdot 19 \cdot 10^6 =$$

$$= 8,828 \cdot 10^{-3}$$

для блока из стали, мм:

$$\delta_{\text{ст}} = \frac{d}{E_{\text{ст}}} \cdot \left(\frac{A^2 + 1}{A^2 - 1} + \mu_{\text{ст}} \right) \cdot p_{\text{ном}} = \frac{16}{2,1 \cdot 10^9} \cdot \left(\frac{1,44^2 + 1}{1,44^2 - 1} + 0,28 \right) \cdot 19 \cdot 10^6 =$$

$$= 4,523 \cdot 10^{-3}$$

Условию жесткости: $\delta \leq \delta_{\text{доп}}$, удовлетворяет стальной блок.

Выбираем блок цилиндров из стали.

Окончательно принимаем для изготовления блока сталь 20Х.

Длина заделки плунжера, мм: $L_3 = (1,6 \dots 2,1) \cdot d = 2 \cdot 16 = 32$.

Запас по длине цилиндра $\delta_{\text{ц}} = 0,2 \dots 0,1$ мм.

Определим длину цилиндра, мм:

$$L_{\text{ц}} = s + L_3 + \delta_{\text{ц}} = 28,475 + 32 + 0,2 = 60,675 \approx 60,7.$$

Толщина дна цилиндра, мм: $b_{\text{дн}} \geq 2 \cdot b = 2 \cdot 3,55 \approx 7,2$. Поднутрение, мм:
 $b_{\text{п}} = (0,3 \dots 0,5) \cdot d = 0,5 \cdot 16 = 8$.

Высота блока цилиндров, мм:

$$H = L_{\text{ц}} + b_{\text{дн}} = 60,7 + 7,2 = 67,9.$$

За счет увеличения днища до $b_{\text{дн}} = 7,3$ мм, высота блока составит $H = 68$ мм.

7. 4. Расчет поршневой группы

Принимаем диаметр сферической головки $d_{\text{г}} = 14$ мм.

Допустимые напряжений сжатия материалов шарнира: для сталей
 $\sigma_{\text{доп}} = (90 \dots 100) \cdot 10^6$ Па, для бронз $\sigma_{\text{доп}} = (40 \dots 60) \cdot 10^6$ Па

Напряжения сжатия сферической головки плунжера, Па:

$$\sigma = \frac{d^2 \cdot p_{\text{р}}}{k_{\text{и}} \cdot d_{\text{г}}^2} = \frac{16^2 \cdot 24,7 \cdot 10^6}{1 \cdot 14^2} = 32,3 \cdot 10^6,$$

где $k_{\text{н}}$ коэффициент использования площади головки, для использованной схемы плунжера $k_{\text{н}}=1$.

Условию прочности удовлетворяют бронзовые и стальные плунжеры.

Длина плунжера, мм: $L_{\text{п}} = s + L_3 + d_{\text{г}} = 28,475 + 32 + 14 = 74,475 \approx 74,5$.

Определим необходимые размеры гидростатической опоры.

Силы действующие на опору, Н: $p \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cos(\gamma) = p \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} \cdot \frac{1 - (d_a/d_6)^2}{2 \cdot \ln(d_6/d_a)}$.

Прижимающая сила, Н:

$$p \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cos(\gamma) = 19 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} 0,906 = 3462.$$

Для равенства подберем: d_a и d_6 . Определим при $d_a=11,75$ мм и $d_6=19$ мм, отжимающую силу, Н:

$$p \frac{\pi \cdot d_6^2}{4} \cdot \frac{1 - (d_a/d_6)^2}{2 \cdot \ln(d_6/d_a)} = 19 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 0,019^2}{4} \cdot \frac{1 - \left(\frac{0,019}{0,01175}\right)^2}{2 \cdot \ln\left(\frac{0,019}{0,01175}\right)} = 3461.$$

В результате имеем $3462 \approx 3461$, следовательно, размеры опоры подобраны оптимально.

7.5. Расчет торцевого распределителя

Рассчитаем размеры окон блоке цилиндров.

Определим ширину распределительных окон, мм:

$$a_{\text{ок}} = (0,4 \dots 0,5)d = 0,5 \cdot 16 = 8.$$

Радиус скругления окон, мм:

$$\rho = a_{\text{ок}}/2 = 8/2 = 4.$$

Диаметр разности окон: $D_{\text{ро}} = D_{\text{р}} = 61,1$ мм.

Длина окна: $l_{\text{ок}} = (0,9 \dots 1,2)d = 1 \cdot 16 = 16$ мм

Углы, характеризующие окна, рад:

$$\psi = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot l_{\text{ок}}}{0,5 \cdot D_{\text{по}}}\right) = \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot 16}{0,5 \cdot 61,1}\right) = 0,265.$$

$$\Delta\psi = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot \rho}{0,5 \cdot D_{\text{по}}}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{0,5 \cdot 4}{0,5 \cdot 61,1}\right) = 0,131.$$

Угол кольцевой части окна в доньшке цилиндра, рад:

$$\psi_o = 2 \cdot \psi - 2 \cdot \Delta\psi = 2 \cdot 0,265 - 2 \cdot 0,131 = 0,268.$$

Площадь окна, мм²:

$$S_{\text{ок}} = \frac{1}{2} D_{\text{по}} \cdot a_{\text{ок}} \cdot \psi_o + \pi \cdot \rho^2 = \frac{1}{2} 61,1 \cdot 8 \cdot 0,268 + \pi \cdot 4^2 = 115,76.$$

Размеры уплотняющих канавок, мм: $a_1 = 0,125 \cdot d = 0,125 \cdot 16 = 2$,
 $a_2 = (0,094 \dots 0,1) d = 0,094 \cdot 16 = 1,6$.

Рассчитаем, соответствующие позициям на рис. 10., диаметры торцового распределителя, мм:

$$D_1 = D_{\text{по}} - a_{\text{ок}} - 2a_1 = 61,1 - 8 - 2 \cdot 2 = 49,1;$$

$$D_2 = D_{\text{по}} - a_{\text{ок}} = 61,1 - 8 = 53,1;$$

$$D_3 = D_{\text{по}} - a_{\text{ок}} - 2a_1 = 61,1 + 8 = 69,1;$$

$$D_4 = D_{\text{по}} - a_{\text{ок}} - 2a_1 = 61,1 + 8 + 2 \cdot 1,6 = 72,3;$$

Найдем отжимающую силу блока цилиндров от торцового распределителя, Н:

$$\begin{aligned} F_{\text{отж}} &= \frac{\pi \cdot p_p}{4 \cdot z} \left[\frac{1}{2} (D_4^2 - D_3^2) + (D_3^2 - D_2^2) + \frac{1}{2} (D_2^2 - D_1^2) \right] - S_{\text{ок}} \cdot p_p = \\ &= \frac{\pi \cdot 24,7 \cdot 10^6}{4 \cdot 9} \left[\frac{1}{2} (0,0723^2 - 0,0691^2) + (0,0691^2 - 0,0531^2) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{2} (0,0531^2 - 0,0491^2) \right] - 115,76 \cdot 10^{-6} \cdot 24,7 \cdot 10^6 = 2283 \end{aligned}$$

Прижимающая сила, Н:

$$F_{\text{пр}} = p_p \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} - S_{\text{ок}} \right) = 24,7 \cdot 10^6 \left(\frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} - 115,76 \cdot 10^{-6} \right) = 2107.$$

Оптимальное отношение сил прижима и отжима должно находиться в следующих пределах: $1,06 \leq \frac{F_{\text{пр}}}{F_{\text{отж}}} \leq 1,12$.

Определим отношение сил: $\frac{F_{\text{пр}}}{F_{\text{отж}}} = \frac{2283}{2107} = 1,084$, таким образом, отношение сил находится в заданных пределах, значит распределитель рассчитан правильно.

Протяженность и ширину дренажных канавок принимаем: $\psi_3 = 8^\circ \dots 10^\circ$;
 $b_{\text{ок}} = 1 \dots 2 \text{ мм}$.

7.6. Расчет вала и подшипников

Угловая скорость вала, рад/с: $\omega = 2\pi n = 2\pi 40 = 251,33$.

Номинальная мощность насоса, Вт:

$$P_{\text{ном}} = \frac{Q_{\text{ном}} \cdot p_{\text{ном}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,002 \cdot 19 \cdot 10^6}{0,92} = 41304.$$

Номинальный крутящий момент на валу, Н·м:

$$M_{\text{ном}} = \frac{P_{\text{ном}}}{\omega} = \frac{41304}{251,33} = 164,34.$$

Диаметр вала, мм: $d_{\text{в}} = 5 \cdot \sqrt[3]{M_{\text{ном}}} = 5 \cdot \sqrt[3]{164,34} = 27,38$

Принимаем диаметр вала $d_{\text{в}} = 40 \text{ мм}$; материал – сталь 40Х.

В насосах рассчитываемого типа осевые нагрузки на вал от качающего узла не передаются, поэтому выбираем шариковый подшипник.

Рассчитаем радиальную нагрузку на подшипник у наклонного диска, Н:

$$R_r = p_{\text{ном}} \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{z+1}{2} \text{tg}(\gamma) = 19 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \frac{9+1}{2} 0,466 = 8902.$$

Выбираем предварительно шариковый однорядный подшипник №308 с параметрами $C_r=41,0$ кН и $C_{or}=22,4$ кН. Принимая режим работы насоса кратковременным рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку, Н:

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) K_6 \cdot K_T = (1 \cdot 0,56 \cdot 8902 + 2,37 \cdot 0) 1,1 \cdot 1 = 5484.$$

Принимаем срок службы подшипника $L_{10h}=2500$ ч.

Рассчитаем требуемую динамическую грузоподъемность шарикоподшипника, Н:

$$C_{тр} = R_E \sqrt[3]{573 \cdot \omega \cdot L_{10h} / 10^6} = 5484 \sqrt[3]{573 \cdot 251,33 \cdot 2500 / 10^6} = 39013,$$

Так как $C_{тр} < C_r$, то предварительно выбранный подшипник подходит.

7.7. Расчет каналов

Диаметр канала на всасывании, м: $d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{\pi \cdot 2}} = 0,035$, где

$V_1=2$ м/с – допустимая скорость движения жидкости на входе в насос

Диаметр напорного канала: $d_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002}{\pi \cdot 5}} = 0,022$, где $V_2=5$ м/с

– допустимая скорость движения жидкости на выходе насоса.

7.8 Расчет винтов крепления крышки корпуса

Максимальное усилие, воспринимаемое крышкой, Н:

$$F_a = \frac{z_n + 1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_{ном} = \frac{9 + 1}{2} \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} 19 \cdot 10^6 = 19101,$$

где $\frac{z_n + 1}{2}$ – количество одновременно нагнетающих поршней.

Количество винтов крепления крышки насоса: $i=6$.

Расчетная нагрузка на один винт, Н:

$$F = \frac{F_a}{i} = \frac{19101}{6} = 3184$$

Так как нагрузка на винты переменная, принимаем коэффициент затяжки болта $k=2$, поскольку резиновое уплотнение расположено в отдельном пазу, принимаем коэффициент внешней нагрузки $\chi=0,2$, тогда расчетная сила определится следующим образом, Н:

$$F_{\text{расч}} = [1,3k(1-\chi) + \chi]F = [1,3 \cdot 2(1-0,2) + 0,2] \cdot 3184 = 6750.$$

Определим внутренний диаметр винта из стали 40Х, м:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6750}{\pi \cdot 140 \cdot 10^6}} = 0,00784$$

Вычисленному диаметру соответствуют резьба М10 (СТ СЭВ 181–75), Винт М10×30 ГОСТ 11738–72 и Винт М10×60 ГОСТ 11738–72.

7.9. Расчет теоретических характеристик насоса

Выполним расчет объемных утечек и гидравлических потерь в гидромашине. Утечки в распределителе и гидроопорах, не учитываются, так как они малы по сравнению с утечками в цилиндрах.

Для расчета используем математический редактор, например Mathcad.

Для расчета принимаем кинематическую вязкость $\nu=30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Плотность рабочей жидкости: $\rho=860 \text{ кг/м}^3$. Определим динамическую вязкость жидкости: $\mu=\nu \cdot \rho=30 \cdot 10^{-6} \cdot 860=0,0258 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Радиальный зазор в паре плунжер-цилиндр $a_0=30 \text{ мкм}$.

Так как в данной машине плунжеры испытывают значительные радиальные усилия, величину относительного смещения поршня от оси, рассчитываем исходя из минимального зазора 0,6–5 мкм при котором сохраняются противозадирные свойства жидкости, принимаем $a_{\min}=3 \text{ мкм}$. Тогда эксцентриситет, мкм: $e=a_0-a_{\min}=30-3=27$; а относительное смещение: $\varepsilon=e/a_0=27/30=0,9$.

Зададим основные расчетные функции.

Все величины рассчитываем в системе СИ. Расчетная схема нагнетания k -го цилиндра представлена на рис. 18.

Функция скорости k -го поршня от угла поворота блока φ :

$$Vp(\varphi, k) = \omega \frac{D_p}{2} \operatorname{tg}(\gamma) \sin(\varphi + \alpha(k-1)).$$

Функция положения k -го поршня от φ :

$$x(\varphi, k) = \frac{D_p}{2} \operatorname{tg}(\gamma) (1 - \cos(\varphi + \alpha(k-1))).$$

Функция длины k -ой рабочей камеры от φ : $Lk(\varphi, k) = L_{\text{ц}} - L_3 - x(\varphi, k)$

Функция числа Рейнольдса в k -ом цилиндре от φ : $\operatorname{Re}(\varphi, k) = \frac{Vp(\varphi, k) \cdot d}{\nu}$.

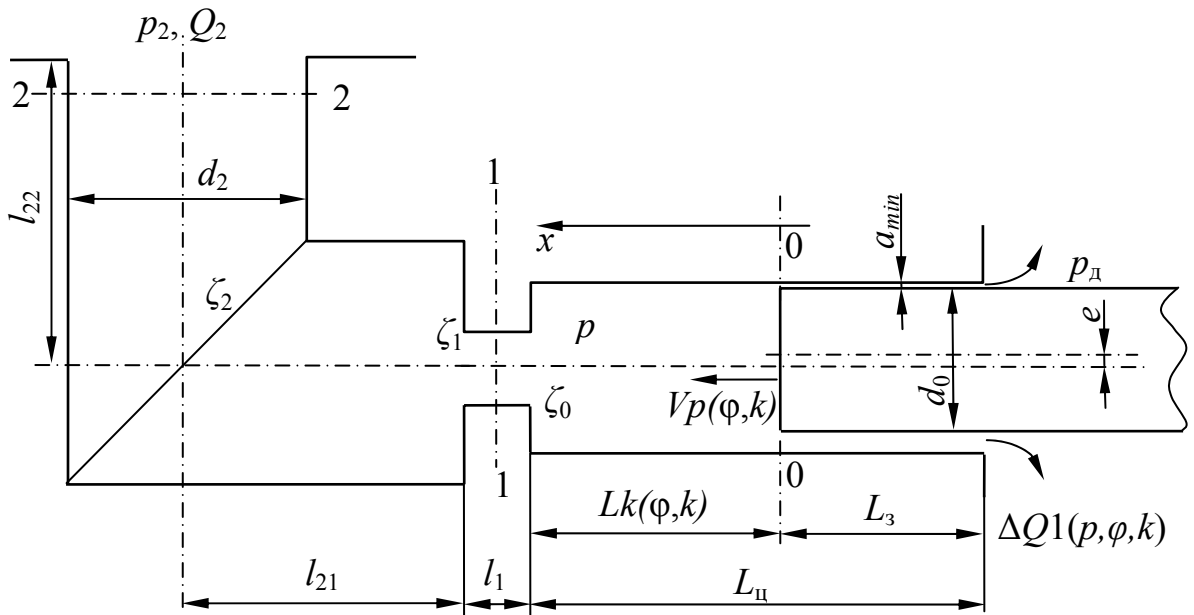


Рис. 18. Расчетная схема нагнетания k -го цилиндра при $\varphi=0$

Функция коэффициент трения жидкости о стенки цилиндра:

$$\lambda(\varphi, k) = (\operatorname{Re}(\varphi, k) > 2300) \cdot 0,316 (\operatorname{Re}(\varphi, k))^{-0,25} + (\operatorname{Re}(\varphi, k) \leq 2300) \cdot 64 (\operatorname{Re}(\varphi, k))^{-1}.$$

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние вязкости на местные потери:

$$\begin{aligned} b(\varphi, k) = & (\operatorname{Re}(\varphi, k) \geq 2300) \cdot 1 + \\ & + (2300 > \operatorname{Re}(\varphi, k) > 400) \cdot \exp(2,6755 - 0,3445 \ln(\operatorname{Re}(\varphi, k) + 55)) + \\ & + (400 \geq \operatorname{Re}(\varphi, k)) \cdot 706,5 (\operatorname{Re}(\varphi, k))^{-1} \end{aligned}$$

Используя известную формулу для утечек через кольцевой зазор при эксцентричном расположении поршня, определим функцию суммарных утечек в зоне нагнетания от давления p в камере и угла φ , м³/с:

$$\Delta Q9(p, \varphi) = \sum_{k=1}^9 \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) \frac{(p - p_{\text{д}}) a_0^3}{12\mu \cdot (Lz + x(\varphi, k))} \cdot \pi d \cdot (0 < Vp(\varphi, k)).$$

Функцию утечек от давления определим так:

$$\Delta Q_u(p) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta Q_9(p, \varphi) d\varphi.$$

Потери объема на сжатие жидкости:

$$\Delta Q_s(p) = \frac{V_0 \cdot 10^{-6}}{E_{\text{ж}}} (p - p_a) n,$$

где $E_{\text{ж}}$ – модуль упругости рабочей жидкости, $E_{\text{ж}} = (13,5 - 17,5) \cdot 10^8$ Па.
Определим функцию объемных потерь:

$$\Delta Q(p) = \Delta Q_u(p) + \Delta Q_s(p).$$

Функция коэффициента подачи:

$$K_Q(p) = \frac{Q_i - \Delta Q(p)}{Q_i}.$$

Функция подачи насоса:

$$Q(p) = Q_i - \Delta Q(p).$$

Далее в расчете скорость движения жидкости определяем с учетом коэффициента подачи: $V(p, \varphi, k) = K_Q(p) \cdot V_p(\varphi, k)$

Определим гидравлические потери в цилиндре в период нагнетания, местные потери, Па:

$$\Delta p_m(p, \varphi, k) = \rho \cdot \zeta_0 \cdot b(p, \varphi, k) \frac{V(p, \varphi, k)^2}{2} (0 < V(p, \varphi, k)),$$

путевые потери, Па:

$$\Delta p_n(p, \varphi, k) = \rho \cdot \lambda(p, \varphi, k) \frac{Lk(\varphi, k)}{d_0} \frac{V(p, \varphi, k)^2}{2} (0 < V(p, \varphi, k)).$$

Коэффициент местного сопротивления для внезапного сужения:

$$\zeta_0 = 0,5 \left(1 - \frac{S_1}{S_0} \right) = 0,5 \left(1 - \frac{115,76}{199,6} \right) = 0,21,$$

где S_0 и S_1 – площади соответствующих сечений; коэффициент местного сопротивления для внезапного расширения:

$$\zeta_1 = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 = \left(\frac{115,76}{380,1} \right)^2 = 0,484.$$

Коэффициент сопротивления колена принимаем $\zeta_2 = 1$.

Суммарные гидравлические потери в k -ом гидроцилиндре при нагнетании, Па:

$$\Delta p_{01}(p, \varphi, k) = \Delta p_m(p, \varphi, k) + \Delta p_n(p, \varphi, k).$$

Функция гидравлических потерь во всех цилиндрах в период нагнетания от давления и угла поворота, Па:

$$\Delta p_0(p, \varphi) = \sum_{k=1}^9 \Delta p_{01}(p, \varphi, k),$$

средние потери в период нагнетания определим следующим образом:

$$\Delta p_{H0}(p) = \int_0^{2\pi} \Delta p_0(p, \varphi) d\varphi.$$

Аналогичным образом задаем функции для других участков русла. Скорость жидкости на других участках определяем, используя уравнение расхода, а, также учитывая что на втором участке протекает жидкость, нагнетаемая всеми поршнями находящимися в зоне нагнетания. Затем рассчитываем суммарные потери давления в зоне нагнетания: $\Delta p_H(p) = \Delta p_{H0}(p) + \Delta p_{H1}(p) + \Delta p_{H2}(p)$.

Так как падение давления во всасывающей камере при данной вязкости незначительное, притоки жидкости в рабочие камеры из полости нагнетания не учитываем.

Далее рассчитываем потери давления на всасывании для одного давления на входе, равного атмосферному: $\Delta p_B = \Delta p_{B0} + \Delta p_{B1} + \Delta p_{B2}$.

Для случая расположения входа и выхода в одной горизонтальной плоскости функция избыточного давления насоса от давления в рабочих камерах определится следующим образом, Па:

$$p_{\text{нас}}(p) = p - \Delta p_H(p) - \Delta p_B + \rho \frac{V_2(p)^2 - V_1^2}{2},$$

где $V_2(p)$ и V_1 – скорость жидкости на выходе и на входе в насос, м/с.

Определим потери мощности на трение в k -ом цилиндре в период нагнетания, Вт:

$$\Delta P_{\text{тр.цл}}(p, \varphi, k) = \pi d_0 \left(\frac{a_0(p - p_d)}{2} + \frac{\mu \cdot Vp(\varphi, k)}{a_0} (Lz + x(\varphi, k)) \right) Vp(\varphi, k) \cdot (0 < Vp(\varphi, k))$$

Функция потерь мощности на трение во всех цилиндрах, Вт:

$$\Delta P_{\text{тр.ц}}(p, \varphi) = \sum_{k=1}^9 \Delta P_{\text{тр.цл}}(p, \varphi, k).$$

Средняя величина потерь на трение в цилиндрах, Вт:

$$\Delta P_{\text{тр.ц.ср}}(p) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta P_{\text{тр.ц}}(p, \varphi) d\varphi.$$

Определим инерционные потери для одного цилиндра, Вт:

$$\Delta P_{\text{и.цл}}(\varphi, k) = \omega^2 \cdot m_{\text{п}} \frac{D_{\text{п}}}{2} \operatorname{tg}(\gamma) \cos(\varphi + \alpha(k-1)) Vp(\varphi, k),$$

где $m_{\text{п}}$ – масса плунжера вместе с гидроопорой, кг.

Средние инерционные потери определяем аналогично средним потерям на трение цилиндрах.

Для одной пары подшипников КПД принимаем равным $\eta_{\text{м.п}} = 0,99$.

Полезная мощность насоса, Вт: $P_{\text{п}}(p) = p_{\text{нас}}(p) \cdot Q(p)$

Объемный КПД насоса:

$$\eta_{\text{об}}(p) = \frac{P_{\text{п}}(p)}{P_{\text{п}}(p) + p \cdot \Delta Q(p)},$$

гидравлический КПД:

$$\eta_{\text{г}}(p) = \frac{P_{\text{п}}(p)}{P_{\text{п}}(p) + (\Delta p_{\text{н}}(p) + \Delta p_{\text{в}}) \cdot Q(p)},$$

механический КПД:

$$\eta_{\text{м}}(p) = \frac{P_{\text{п}}(p)}{P_{\text{п}}(p) + \Delta P_{\text{тр.ц.ср}}(p) + \Delta P_{\text{и.ц.ср}}(p)} \eta_{\text{м.п}}.$$

Общий КПД насоса находим как произведение объемного, гидравлического и механического КПД насоса:

$$\eta(p) = \eta_{об}(p)\eta_{г}(p)\eta_{м}(p).$$

Теперь определим функцию мощности насоса, Вт:

$$P(p) = \frac{P_{п}(p)}{\eta(p)}.$$

Изображаем характеристику насоса, представляющую собой зависимости Q , η и P от давления насоса p . Характеристика рассчитанного насоса представлена на рис. 19. По расчету значение КПД насоса укладывается в установленные стандартом значения.

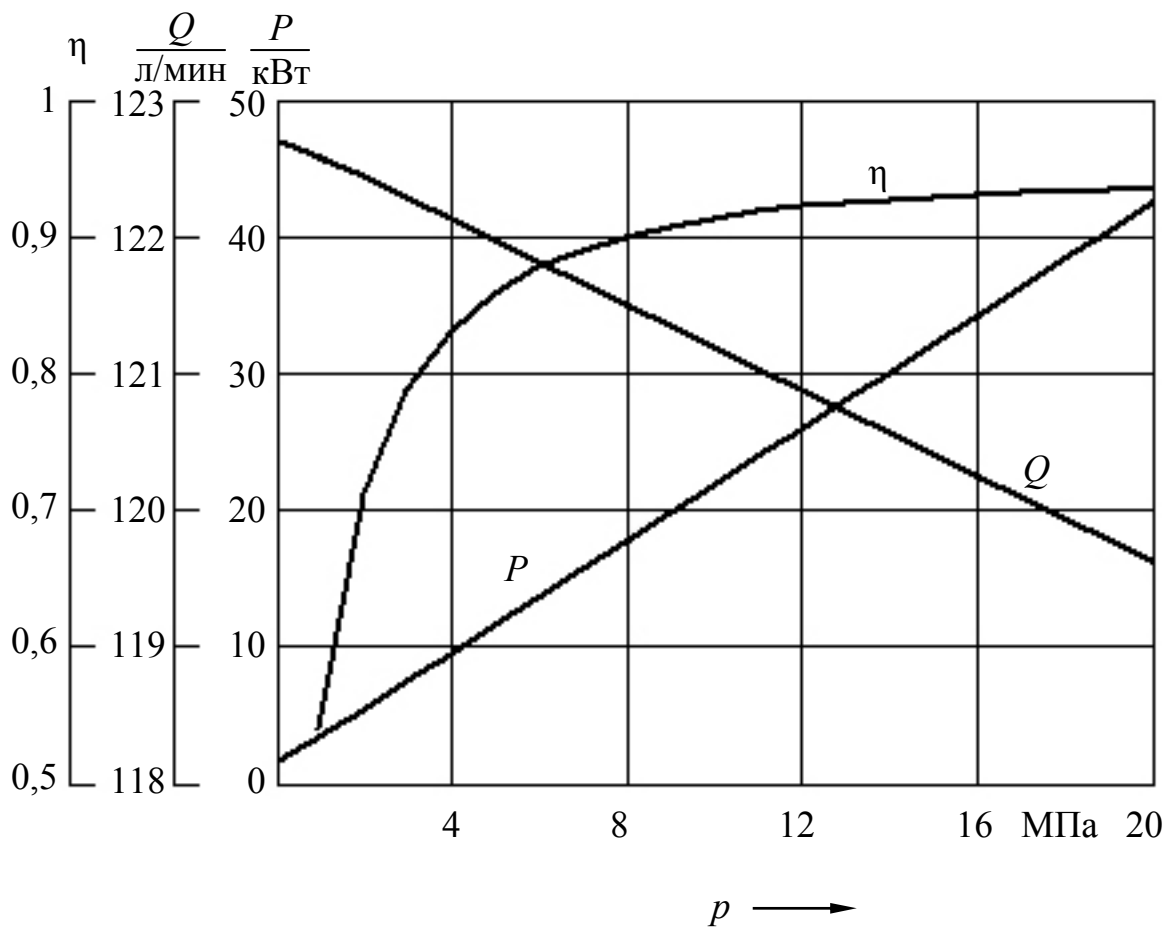


Рис. 19. Характеристика насоса

Библиографический список

Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

Гидроавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: учеб. Пособие для вузов / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан и др.; Под ред. В. В. Гуськова. Мн.: Выш. шк., 1987. – 310 с.

ГОСТ 13823–78 Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1984.

ГОСТ 14057–68 Насосы шестеренные. Ряды основных параметров. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1980.

ГОСТ 14059–68 Насосы поршневые. Ряды основных параметров. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1981.

ГОСТ 14062–68 Гидромоторы поршневые. Ряды основных параметров. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1986.

ГОСТ 14658–86 Насосы объемные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1987.

ГОСТ 17398–72 Насосы. Термины и определения. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1987.

ГОСТ 17752–81 Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1988.

ГОСТ 19027–89 Насосы шестеренные. Основные параметры. – М. ИПК «Изд-во стандартов», 1989.

Гузенков П. Г. Детали машин: учеб. пособие для ст-тов втузов. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Высш. Школа, 1982. – 351 с.

Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Изд. центр «Академия», 2003 г. – 336 с.

Исаев, Ю. М. Расчет и конструирование аксиально-поршневых насосов: учеб. пособие. – Л.: Издание ЛПИ., 1979. – 98 с.

Каверзин, С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: учеб. пособие. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.

Общетехнический справочник / Под. ред. Е. А. Скороходова – 2-е изд., перераб. И доп. М.: Машиностроение, 1982. – 415 с.

Объемные гидравлические приводы / Т. М. Башта, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, Е. М. Хаймович. ред. Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

Рыбкин Е. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Е. А. Рыбкин, А. А. Усов. М.: Машгиз, 1960. – 188 с.

Юдин Е. М. Шестеренные насосы / Е. М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Основные параметры шестеренных насосов,
предназначенных для объемных гидроприводов (по ГОСТ 14057–68)

Номинальные давления, $p_{\text{ном}}$						
МПа	2,5	6,3	10	14	16	20

Номинальные частоты вращения, $n_{\text{ном}}$											
мин ⁻¹	480	600	750	960	1500	1920	2400	3000	3780	4800	6000
с ⁻¹	8	10	12,5	16	25	32	40	50	63	80	100

Номинальные рабочие объемы V_o , см ³										
1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	6,30	8,00	
(9,00)	10,0	(11,2)	12,5	(14,0)	16,0	(18,0)	20,0	(22,4)	25,0	
(28,0)	32,0	(36,0)	40,0	(45,0)	50,0	(56,0)	63,0	(71,0)	80,0	
(90,0)	100	(112)	125	(140)	160	(180)	200	(224)	250	
(280)	320	(360)	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800	
(900)	1000	(1120)	1250	—	—	—	—	—	—	—

Основные параметры поршневых насосов,
предназначенных для объемных гидроприводов (по ГОСТ 14059–68)

Номинальные давления, $p_{\text{ном}}$									
МПа	6,3	10,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	63,0

Номинальные частоты вращения, $n_{\text{ном}}$											
мин ⁻¹	480	600	750	960	1500	1920	2400	3000	3780	4800	6000
с ⁻¹	8	10	12,5	16	25	32	40	50	63	80	100

Номинальные рабочие объемы V_o , см ³										
1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	6,30	8,00	
(9,00)	10,0	(11,2)	12,5	(14,0)	16,0	(18,0)	20,0	(22,4)	25,0	
(28,0)	32,0	(36,0)	40,0	(45,0)	50,0	(56,0)	63,0	(71,0)	80,0	
(90,0)	100	(112)	125	(140)	160	(180)	200	(224)	250	
(280)	320	(360)	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800	
(900)	1000	(1120)	1250	(1400)	1600	(1800)	2000	—	—	

Примечания:

1. В скобках указаны значения рабочих объемов дополнительного ряда.
2. При выборе номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.

3. Отклонения номинальных рабочих объемов от указанных в таблице не должны превышать $\pm 3\%$.

Основные параметры поршневых гидромоторов,
предназначенных для объемных гидроприводов (по ГОСТ 14062–68)

Номинальные давления, $p_{\text{ном}}$							
МПа	6,3	10,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0

Номинальные частоты вращения, $n_{\text{ном}}, \text{с}^{-1}$											
0,010	0,016	0,025	0,040	0,063	0,10	0,16	0,25	0,40	0,63	1,00	1,25
1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	6,30	8,00	20,0	25,0	32,0	40,0
50,0	63,0	80,0									

Номинальные рабочие объемы $V_o, \text{см}^3$								
1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,20	4,00	5,00	6,30
8,00	(9,00)	10,0	(11,2)	12,5	(14,0)	16,0	(18,0)	20,0
(22,4)	25,0	(28,0)	32,0	(36,0)	40,0	(45,0)	50,0	(56,0)
63,0	(71,0)	80,0	(90,0)	100	(112)	125	(140)	160
(180)	200	(224)	250	(280)	320	(360)	400	(450)
500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000	(1120)	1250
(1400)	1600	(1800)	2000	(2240)	2500	(2800)	3200	(3600)
4000	(4500)	5000	(5600)	6300	(7100)	8000	(9000)	10000
(11200)	12500	(14000)	16000	(18000)	20000	(22400)	25000	(28000)

Примечания:

1. В скобках указаны значения рабочих объемов дополнительного ряда.
2. При выборе номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.
3. Отклонения номинальных рабочих объемов от указанных в таблице не должны превышать $\pm 3\%$.

Ряд рабочих объемов насосов и гидромоторов
(по ГОСТ 13824–80)

Номинальные рабочие объемы $V_o, \text{см}^3$									
4,00	5,00	6,30	8,00	9,00	10,0	(11,2)	12,5	(14,0)	16,0
(18,0)	20,0	(22,4)	25,0	(28,0)	32,0	(36,0)	40,0	(45,0)	50,0
(56,0)	63,0	(71,0)	80,0	(90,0)	100	(112)	125	(140)	160
(180)	200	(224)	250	(280)	1000	(1120)	—	—	—

1. В скобках указаны значения рабочих объемов дополнительного ряда.
2. При выборе номинальных рабочих объемов основной ряд следует предпочитать дополнительному.