Новосибирский государственный аграрный университет
Инженерный институт

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Новосибирск 2017

УДК 629.1-4+631.3:62-843(075)
ББК. 39.3+40.72:39.3

Речкин С.В., С.П. Матяш.
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН: Учебн. пособие / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Новосибирск, 2017.- 92 с.

В учебном пособии изложены конструкции применяемых в мобильной технике гидравлических машин. Описан расчет гидравлического привода объемных машин и рассмотрены примеры расчетов задач по гидравлическому приводу.

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения, обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов.

Утверждено и рекомендовано к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол № 10 от 30 мая 2017 г.)

Рецензент : канд. техн. наук. доцент Щукин С.Г.

Дисциплина: «Гидравлические и пневматические системы ТиТТМО».

© Новосибирский государственный аграрный университет, 2017
© Инженерный институт, 2017

Введение

Развитие автомобилестроения, транспорта, промышленности, сельского хозяйства влечет за собой внедрение в различных отраслях непрерывных технологических процессов, автоматизированных систем и повышение технико-экономических показателей мобильных машин за счет совершенствования, а также разработки новых гидравлических машин и другого оборудования с объемным гидроприводом.

Самыми крупными потребителями гидросистем становятся автомобильный транспорт и сельскохозяйственное машиностроение. Применение объемного гидропривода, гидродинамических передач в мобильных машинах дает неограниченные возможности их компоновки, обеспечивает получение принципиально новых свойств машин, снижение их массы и себестоимости.

В пособии изложен материал, который содержит широкий круг вопросов по устройству, конструктивным особенностям объемных передач и насосов, применяющихся в гидравлических системах мобильных машин, описаны схемы и принцип действия объемных гидроприводов. Рассмотрен расчет объемного гидропривода и приведены примеры решения задач.

Данное пособие должно облегчить студентам самостоятельное изучение материала, помочь избежать затрат времени на поиск книг с нужной информацией; решить в какой-то мере проблему нехватки некоторых книг, ставших библиографической редкостью.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ

1.1. Общие положения

Объемным приводом называют такой, в состав которого входит механизм с рабочей средой, находящейся под давлением, и один или более объемных двигателей. Под рабочей средой понимают рабочую жидкость в объемном гидроприводе. Привод включает источник энергии, механизм передачи энергии (движения) и аппаратуру управления.

Часть насосного гидропривода, предназначенную для передачи движения от приводящего двигателя к звеньям машины, называют объемной передачей.

Схема простейшей объемной гидропередачи показана на рис. 1. При движении под действием силы F_1 поршня цилиндра 1 вниз рабочая жидкость поступает в цилиндр 2, воздействует на его поршень и, преодолевая усилие F_2, совершает полезную работу. В рассматриваемой передаче движение от одного подвижного звена (поршня насоса) к другому (поршню гидродвигателя) передается через замкнутый между ними объем рабочей жидкости, давление которой зависит от внешней нагрузки F_2. Поэтому передачи этого типа и называют объемными.

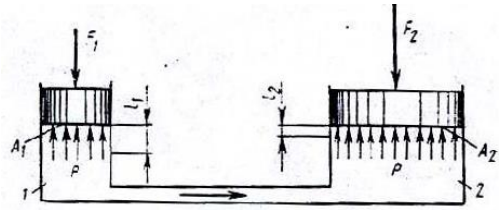


Рис. 1. Схема объемной гидропередачи

Если пренебречь потерями давления в системе, то по закону Паскаля давление рабочей жидкости в цилиндрах 1 и 2 будет одинаковым:

$$p=F_1/A_1=F_2/A_2. \quad (1)$$

С учетом практической несжимаемости жидкости

$$l_1A_1=l_2A_2, \quad (2)$$

или

$$v_1A_1=v_2A_2, \quad (3)$$

где v_1 , v_2— скорость перемещения поршня соответственно цилиндров 1 и 2.

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня в цилиндре 1,

$$P_1=F_1v_1=pA_1v_1, \text{ кВт} \quad (4)$$

где p – давление рабочей жидкости, МПа.

Так как величина A_1v_1 =Q-расход жидкости, то для передачи,

работающей без потерь давления:$P=pQ$, кВт,

где pQ — мощность потока рабочей жидкости.

Мощность, развиваемая цилиндром 2,

$$P_2= F_2v_2, \text{ кВт.} \quad (5)$$

Отношение сил F_2/ F_1, площадей A_2 /A_1 путей l_1/l_2 или скоростей v_1 /v_2 поршней называют передаточным числом привода:

$$i = \frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{v_1}{v_2}. \quad (6)$$

В объемных гидропередачах объемные гидравлические машины являются преобразователями механической энергии. В зависимости от назначения объемные гидромашины делятся на насосы и гидродвигатели.

В объемных гидромашинах механическая энергия входного звена насоса преобразуется сначала в энергию потока жидкости, а затем в механическую энергию выходного звена гидродвигателя.

Насосом называют гидромашину, предназначенную для создания потока рабочей среды.

Объемные гидромашины работают по принципу вытеснения рабочей среды. В объемном насосе рабочая жидкость из приемной полости под действием атмосферного (или вспомогательного) давления поступает в рабочие камеры, объем которых в этот момент увеличивается. После заполнения камера перемещается к выходной полости, где жидкость вытесняется из нее. В качестве вытеснителей, позволяющих получить переменный объем рабочей камеры, используются поршень, пластина, зуб шестерни и т. д.

Объемный гидродвигатель — объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока рабочей среды в механическую энергию выходного звена. Выходным звеном гидроцилиндра являются шток или плунжер, поворотного гидродвигателя и гидромотора — вал. Если шток, плунжер или вал закреплены неподвижно, выходным звеном становится корпус гидродвигателя.

Термины и определения технических показателей и характеристик насосов применимы к объемным гидродвигателям. Но при использовании терминов необходимо учитывать особенности работы последних. Так, например, применительно к гидродвигателям используют не понятие подачи рабочей среды, как в насосах, а ее расхода, подразумевая под ними один и тот же параметр потока рабочей среды.

Основными параметрами объемных гидромашин являются рабочий объем V; рабочее давление или номинальный перепад давления между рабочими полостями $\Delta p_{ном}$ и номинальная частота вращения вала гидромашины $n_{ном}$. Подачу Q и мощность P для насоса, расход рабочей жидкости $Q_м$ и крутящий момент $M_м$ для гидромотора, а также полный КПД гидромашин η относят к производным параметрам.

Рабочий объем гидромашины — объем жидкости, пропускаемой через гидромашину при отсутствии утечек за один оборот вала.

Номинальные рабочие объемы (в кубических сантиметрах) выбираются по ГОСТ 13824—80.

Объемной (массовой) подачей насоса называют отношение объема (массы) перемещаемой жидкой среды к продолжительности ее перемещения.

Поскольку рабочий объем гидромашины — это объем жидкости, пропускаемой через гидромашину за один оборот вала, теоретическая (идеальная) объемная подача (расход) :

$$Q_T=V_0n,\text{л/мин} \quad (7)$$

Вследствие внутренних перетечек рабочей жидкости в гидромашине из полости высокого давления в полость низкого давления, наружных утечек, а также сжимаемости жидкости действительная подача насоса всегда меньше идеальной. Таким образом, идеальную подачу (действительную) можно характеризовать суммой фактической подачи Q и объемных потерь Q_y:

$$Q_T=Q_\phi+Q_y,\text{л/мин} \quad (8)$$

где Q_ϕ-фактическая подача, л/мин;

Q_y-объемные потери, л/мин.

Утечки рабочей жидкости повышаются с увеличением давления и зазоров (по мере изнашивания рабочих поверхностей сопрягаемых деталей) и с уменьшением ее вязкости.

Отношение действительной подачи насоса к теоретической называют коэффициентом подачи насоса*:*

$$K_Q=Q/Q_T=Q/(Q_\Phi+Q_У) \quad (9)$$

Роторные гидромашины могут быть выполнены с регулируемым рабочим объемом. Тогда

$$Q_H=V_{0H}n_H\xi_H, \quad (10)$$

$$Q_м=V_{0M}n_м\xi, \quad (11)$$

где ξ_H, ξ_M — параметр регулирования соответственно насоса и гидромотора;

V_{0H} , V_{0M} – рабочие объемы насоса и гидромотора, $см^3$/об.

Безразмерный параметр регулирования ξ определяется отношением текущего значения регулируемого параметра e к максимальному e_{max} . Для радиальных гидромашин этим параметром является эксцентриситет, т. е. смещение оси ротора относительно оси расточки статора.

В регулируемых гидромашинах значение параметра ξ может изменяться от + 1 до – 1.

Номинальное давление рабочей среды — наибольшее избыточное давление, при котором устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах норм. ГОСТ 12445—80 (СТ СЭВ 518— 77) устанавливает следующий ряд номинальных давлений (МПа); 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200 и 250.

Увеличение давления рабочей среды — одно из основных направлений

совершенствования объемных машин. Однако получение наибольших значений КПД при более высоких давлениях рабочей среды является технически сложной проблемой. Поэтому использование высоких давлений (в гидромашинах — более 20...25 МПа) сдерживается по условиям экономической целесообразности, надежности машин и пр.

Частота вращения вала гидромашины — один из важнейших ее параметров. Передаваемая машиной мощность пропорциональна частоте вращения вала. Однако увеличение последней в гидромашинах, например, связано с ухудшением заполняемости рабочих камер жидкостью, снижением КПД, увеличением динамических нагрузок на элементы машины и др.

Значения номинальной частоты вращения вала машины выбирают по ГОСТ 12446—80.

Объемный КПД насоса — отношение его выходной (полезной) мощности $P_{вых}$ к теоретической $P_{т.н}$, а объемный КПД гидромотора — отношение его теоретической мощности $P_{т.м}$ к входной $P_{вх}$:

$$\eta_{о.н}=P_{вых}/P_{т.н}, \quad (12)$$

$$\eta_{о.м}=P_{т.м}/P_{вх}, \quad (13)$$

где Рвых – выходная (полезная) мощность, кВт;

Рт.н – теоретическая мощность насоса, кВт.

Считая жидкость несжимаемой, по лучим следующие выражения для объемного КПД насоса $\eta_{о.н}$ и мотора $\eta_{о.м}$:

$$\eta_{о.н}=Q_н/(Q_н+Q_{у.н})=Q_н/Q_{т.н}, \quad (14)$$

$$\eta_{о.м}=(Q_м+Q_{у.м})/Q_м=Q_{т.м}/Q_м. \quad (15)$$

Остальные потери мощности в гидромашине оценивают с помощью гидромеханического КПД:

$$\eta_{гм.н}=\eta_н\eta_{о.н}, \quad (16)$$

$$\eta_{гм.м}=\eta_м\eta_{о.м}, \quad (17)$$

где $\eta_н$, $\eta_м$ — полный КПД соответственно насоса и гидромотора.

Объемный КПД сказывается, прежде всего, на кинематических показателях гидромашин: подаче — для насоса и частоте вращения вала — для гидромотора; гидромеханический КПД — на динамических показателях: давлении рабочей жидкости — для насоса и крутящем моменте на валу — для гидромотора.

Основные технические показатели дают представление о работе гидромашины в строго определенном режиме. Более полное представление о ее работе в широком диапазоне нагрузок и режимов может дать характеристика, т. е. графическая зависимость основных технических показателей от давления рабочей среды (или других параметров) при постоянных частоте вращения вала, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Характеристики снимаются для установившегося режима работы. Установившимся называется такой режим, при котором параметры работы машины (частота вращения, крутящий момент — при работе в режиме двигателя, расход рабочей жидкости, перепад ее давления — при работе в

режиме генератора) постоянны во времени. При этом рассматриваются средние значения параметров за цикл. В пределах одного цикла имеют место небольшие отклонения от средних значений в связи с неравномерностью подачи (расхода) жидкости.

Различают следующие режимы работы гидромашин: номинальный — обеспечивающий заданные технические показатели машины; оптимальный — режим работы гидромашины с наибольшим КПД; кавитационный — режим работы насоса в условиях кавитации жидкости, вызывающей изменение его основных технических показателей.

1.2. Классификация объемных гидромашин

Классификация объемных гидромашин по ГОСТ 17752—81 приведена на рис. 2.

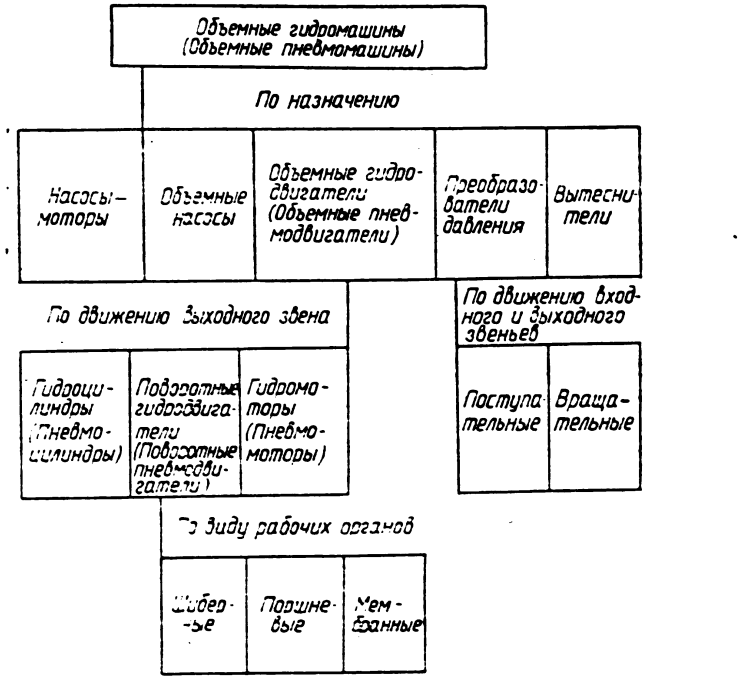


Рис.2. Классификация объёмных гидромашин

Иногда возникает необходимость использования в одном механизме

различных рабочих сред, не допуская их смешивания. В этом случае применяют гидровытеснители или гидропреобразователи.

Гидровытеснитель—объемная гидромашина, предназначенная для преобразования энергии потока одной рабочей среды в энергию потока другой среды без изменения давления. Машина, в которой давление рабочей среды изменяется, называется преобразователем (рис. 3, а).

В полость 1 подается поток жидкости под давлением p_1, из полости 2 при перемещении ступенчатого поршня поток выходит под давлением p_1. Без учёта потерь на трение соотношение давлений в двух полостях обратно пропорционально отношению площадей ступеней поршня 3:

$$p_1/\rho_2 = A_1/A_2. \qquad (18)$$

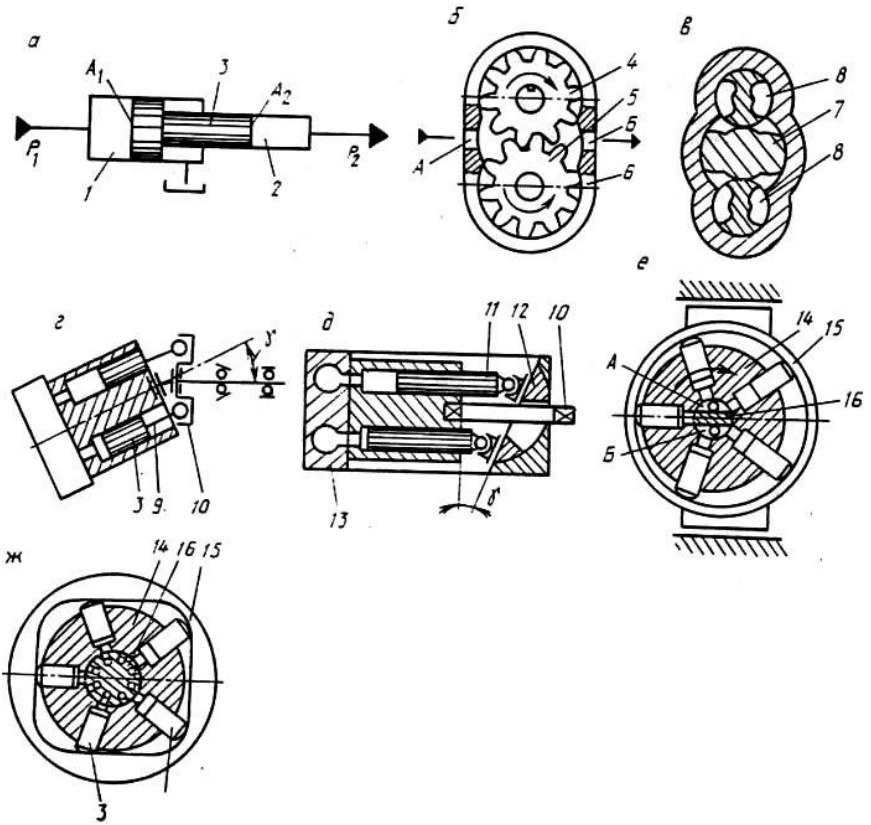


Рис. 3. Конструктивные схемы объемных гидромашин:

а—преобразователь давления; *б*—шестеренный насос; *в*—винтовой; *г*—аксиально-поршневой с наклонным блоком; *д*— аксиально-поршневой с наклонным диском; *е*—радиально-поршневой насос; *ж*—гидромотор с внешним кулачком

Классификация объемных насосов приведена на рис. 4.

По характеру движения рабочих камер различают объемные насосы с неподвижными рабочими камерами и роторные насосы. Из насосов первого типа наибольшее распространение получили поршневые, плунжерные и диафрагменные. В этих насосах вытеснение жидкости происходит при неподвижных рабочих камерах вытеснителями, совершающими возвратно-поступательное движение. Распределение жидкости, т. е. соединение рабочей камеры с полостью всасывания (при увеличении объема камеры) и с полостью нагнетания (при его уменьшении) производится с помощью обратных клапанов.

В роторных насосах вытеснение жидкости производится из рабочих камер, совершающих вращательное движение, в результате которого происходит перенос вытесняемого объема жидкости из всасывающей полости в нагнетательную. Поэтому здесь отпадает необходимость в обратных клапанах. Вытеснители этих насосов совершают вместе с ротором вращательное движение, которое может сочетаться с поступательным движением в камерах. В объемных гидроприводах мобильных машин применяют роторные насосы.

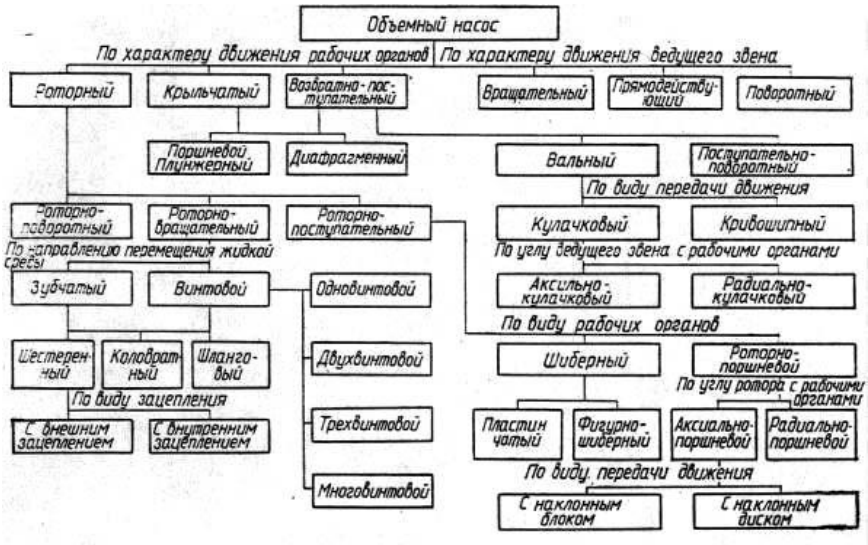


Рис. 4. Классификация объёмных насосов

По характеру движения вытеснителей различают роторно-поступательные насосы (к ним относятся роторно-поршневые и шиберные)

и роторно-вращательные (зубчатые—рис. 3, б и винтовые— рис. 3, в).

Из зубчатых наибольшее распространение получили шестеренные насосы (рис. 3, б). Насос состоит из двух (реже трех и более) шестерен 4 и 5, размещенных в корпусе 6 с каналами А и Б. При вращении шестерен в направлении, указанном стрелками, жидкость, заполняющая впадины между зубьями, переносится из полости всасывания в полость нагнетания.

Винтовые насосы эффективны при высоких частотах вращения. Их достоинства — малая масса и компактность благодаря соосности рабочих органов (винтов) и высоким рабочим параметрам (давлению рабочей жидкости и частоте вращения вала), равномерность подачи и бесшумность работы. Недостаток — технологическая сложность изготовления винтов [9].

На рис. 3, в приведен схематический разрез насоса, имеющего три двухзаходных винта, из которых средний 7 — ведущий и два других 8 — ведомые. Направление нарезки винтов на ведущем и ведомых винтах противоположное. Винты в зацеплении образуют рабочие камеры, которые при вращении перемещаются вместе с жидкостью вдоль оси к напорной гидролинии. Основную нагрузку несет ведущий винт, ведомые винты разгружены от крутящих моментов и выполняют лишь роль замыкателей рабочих камер. Для отделения полости всасывания от полости нагнетания рабочая длина винтов должна быть больше шага нарезки.

В гидроприводах высоких давлений наибольшее применение нашли роторно-поршневые насосы с осевым (аксиальные— рис. 3, г, д) и радиальным (радиальные — рис. 3, е) расположением поршней в блоке цилиндров.

По виду передачи движения аксиально-поршневые насосы бывают двух разновидностей: с наклонным блоком (рис. 3, г) и с наклонным диском (рис. 3, д). В насосе первого типа поршни 3 через шатуны 9 со сферическими головками соединены с фланцем вала 10. При вращении вала поршни совершают возвратно-поступательное движение. В насосах второго типа плунжеры 11 прижаты к шайбе 12. При вращении вала 10 и связанного с ним ротора плунжеры совершают возвратно-поступательное движение. При движении плунжера с ротором из нижнего положения в верхнее объем подплунжерной полости увеличивается; происходит всасывание рабочей жидкости. Нагнетание происходит при движении плунжера из верхнего положения в нижнее. Окна неподвижной плиты 13 обеспечивают поочередное соединение цилиндров с полостями всасывания и нагнетания. Разрез плиты выполнен условно со смещением по углу поворота ротора. Изменение подачи обоих насосов достигается регулированием угла γ. При $\gamma = 0$ подача равна нулю.

В радиально-поршневом насосе (рис. 3, е) ротор 14 расположен эксцентрично относительно опорного кольца 15. При вращении ротора вокруг неподвижной оси 16 поршни совершают возвратно-поступательное движение. Всасывание рабочей жидкости производится из полости А, нагне-

тание — в полость Б. Изменение подачи производят регулированием эксцентриситета.

Роторно-поступательные насосы могут быть как регулируемыми, так и нерегулируемыми. Роторно-вращательные насосы выполняются нерегулируемыми.

Вследствие того, что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, они отличаются от поршневых тем, что в них отсутствуют всасывающие и напорные клапаны. Эти и другие конструктивные особенности роторных насосов обусловливают их некоторые общие свойства: обратимость, т. е. возможность использования их в качестве как насоса, так и гидромотора; быстроходность (частота вращения вала до 3000... 5000 мин $^{-1}$); равномерность подачи; возможность работы лишь на чистых неагрессивных жидкостях, обладающих смазывающими свойствами. Применение роторных насосов для подачи воды исключается.

Гидромоторы. На рис. 5 дана классификация объемных гидромоторов согласно ГОСТ 17752—81.

Роторные насосы могут применяться в качестве гидромоторов, если к ним под давлением подавать поток рабочей жидкости. Однако не все конструкции насосов будут в одинаковой степени эффективны в качестве гидромоторов из-за некоторых присущих им особенностей.

В объемных гидроприводах в основном применяются роторные гидромоторы, рабочие звенья которых совершают простое или сложное вращательное движение. Значительно меньше распространены безроторные гидромоторы, рабочие звенья которых совершают только возвратно-поступательное движение. Гидромотор, вал которого при работе может вращаться как в одном, так и в другом направлении, называют реверсивным.

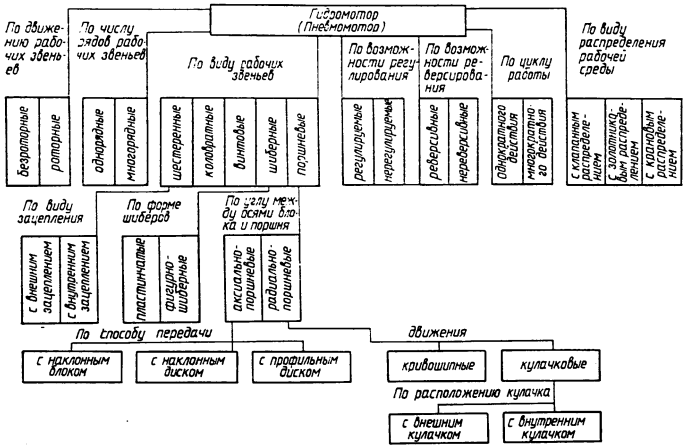


Рис. 5. Классификация гидромоторов

Гидромотор с изменяемым рабочим объемом называют регулируемым.

Гидромотор однократного действия — гидромотор, в каждой рабочей камере которого за один оборот выходного звена совершается один рабочий цикл. Высокомоментные гндромоторы иногда бывают многократного действия. В зависимости от числа рабочих циклов за один оборот выходного звена различают гидромоторы двух-, трехкратного действия и т.д.

Для главных приводов самоходных машин (привод движителя, привод рабочего органа, требующий значительной мощности двигателя и т. п.) наиболее целесообразно применение роторных поршневых гидромоторов. Аксиально-поршневой гидромотор — поршневой гидромотор, в котором оси поршней параллельны оси блока цилиндров или расположены к оси блока под углом не более 45°. При угле более 45° гидромотор называют радиально-поршневым.

Аксиально-поршневые гидромашины выполняются по одной из двух схем: с наклонным блоком или с наклонным диском и реже — с профильным диском.

Гидромотор с наклонным блоком — аксиально-поршневой гидромотор, оси выходного звена и блока цилиндров которого пересекаются (см. рис. 3, г).

Гидромотор с наклонным диском — аксиально-поршневой гидромотор, выходное звено и блок цилиндров которого расположены на одной оси, а поршни связаны с торцовой поверхностью диска, наклоненного к этой оси (см. рис. 3, д).

Гидромотор с профильным диском — аксиально-поршневой гидромотор, выходное звено и блок цилиндров которого расположены на одной оси, а поршни связаны с диском, размещенным на той же оси и имеющим торцовую поверхность переменной кривизны.

Для соединения рабочих камер гидромашин с полостями входа и выхода рабочей жидкости применяют золотниковые распределительные устройства: для аксиально-поршневых гидромашин — чаще плоский торцовый распределитель, для радиально-поршневых — золотниковый цилиндрический.

Различают радиально-поршневые гидромоторы кривошипные и кулачковые. Возможно выполнение кулачка вокруг поршней (гидромотор с внешним кулачком), поршней вокруг кулачка (гидромотор с внутренним кулачком).

Гидромотор с внешним кулачком (см. рис. 3, ж) может иметь вращающиеся либо ротор 14, либо ось 16 и опорное кольцо 15. При подаче жидкости под давлением в камеру поршня 3 он стремится выйти из расточки ротора. При этом, проскальзывая по поверхности кулачка, поршень поворачивает ротор на некоторый угол. Непрерывность вращения гидромотора обеспечивается поочередной работой поршней.

Гидромотор, оси рабочих звеньев которого расположены в одной плоскости, называют однорядным. При необходимости увеличения крутящего момента, развиваемого гидромотором, число рядов рабочих звеньев увеличивают. Конструктивно проще объединять их ряды при звездообразном расположении цилиндров.

Шестеренные гидромоторы имеют рабочие звенья в виде шестерен. Несмотря на их простоту, дешевизну и компактность, в главных приводах они не используются из-за больших механических потерь мощности, а применяются только во вспомогательных.

В гидроприводах с небольшим давлением рабочей жидкости иногда используют коловратный, героторный и фигурно-шиберный гидромоторы. Достоинствами этих гидромашнн являются компактность, малая масса, недостатком, сдерживающим их широкое применение, — сложность уплотнения рабочих зазоров.

1.3. Рабочие жидкости в объемных гидропередачах

Рабочая жидкость в гидросистеме является рабочим телом и служит для передачи энергии от входного звена (вала насоса) к выходному (валу или штоку гидродвигателя). Кроме того, рабочая жидкость выполняет еще ряд важных функций, определяющих эксплуатационные свойства и технико-экономические показатели гидропривода: смазывает и охлаждает пары трения, удаляет из их контактных зон продукты изнашивания и обеспечивает защиту деталей от коррозии.

При выборе рабочей жидкости учитывают ее эксплуатационные свойства, зависящие от многих факторов, и условия эксплуатации машины — температуру окружающей среды, продолжительность и режим работы, нагрузки в парах трения, а также срок хранения рабочей жидкости, требования к ее надежности, взрывобезопасности; опыт применения жидкостей в аналогичных условиях эксплуатации; номенклатуру жидкостей, применяющихся в подобных машинах, и т. д.

Рабочие жидкости, предназначенные для гидроприводов машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, должны иметь высокую смазывающую способность; пологую температурно-вязкостную характеристику; низкую упругость насыщенных паров; стабильные физические и химические свойства (длительный срок хранения и службы); высокий объемный модуль упругости; хорошую теплопроводность; высокие диэлектрические качества; высокую температуру воспламенения. Кроме того, они должны обладать высокой противопенной стойкостью, исключающей образование воздушно-масляной суспензии; стойкостью к окислению; не образовывать смолистых осадков; быть нейтральными к материалам, из которых изготовляются детали приводов, нетоксичными и пожаровзрывобезопасными. Учитывается также возможность получения

рабочих жидкостей промышленным способом, стоимость их и др.

Смазывающая способность рабочей жидкости проявляется при действии ее на поверхностях пар трения, где образуется масляная пленка. Прочность масляной пленки увеличивается с повышением вязкости жидкости. Разрушение пленки приводит к нарушению условий смазки, контактированию рабочих поверхностей и их схватыванию. Схватывание возникает не только при больших, но и при малых скоростях скольжения фрикционных пар. В последнем случае значительно снижается гидродинамический эффект смазки, а следовательно, и несущая способность масляной пленки.

Для улучшения смазывающей способности в состав масла вводят противозадирные и противоизносные присадки, положительное действие которых основано на их химическом взаимодействии с металлом, в результате чего на трущихся поверхностях образуются специальные пленки.

Рабочие жидкости с крутой температурной кривой вязкости имеют чрезмерно высокую вязкость при низких температурах и очень низкую — при высоких. В первом случае затрудняется работа гидросистем в зимних условиях, так как увеличивается сопротивление напорных и всасывающих гидролиний, во втором — рабочая жидкость теряет смазывающую способность.

Обычно пользуются понятием индекса вязкости, который показывает изменение вязкости жидкости в зависимости от температуры. Желательно иметь более пологую характеристику, с большим индексом вязкости.

Давление (упругость) насыщенных паров жидкости так же, как и точки кипения и воспламенения, определяет ее испаряемость. Находится оно экспериментально для определения пригодности использования жидкости в условиях высоких температур и кавитации.

Пожаробезопасность рабочих жидкостей определяется их химическим составом. В жидкости нежелательны легковоспламеняющиеся компоненты. Негорючесть в некоторых случаях является основным критерием при выборе рабочих жидкостей.

При уменьшении давления в гидросистеме растворенные в жидкости воздух и газы выделяются в виде пузырьков, снижаются механические свойства и химическая стойкость жидкости. Ухудшаются условия всасывания насосов и особенно работа тупиковых линий гидросистем, например гидропривода тормозов.

Вредное воздействие рабочих жидкостей может проявляться в набухании резины и коррозии металлических поверхностей. Для стабилизации размеров резиновых уплотнений в масла вводят присадки. Ускоряют коррозию вода, продукты старения масла.

При эксплуатации и хранении рабочих жидкостей происходит их естественное старение. Этому может способствовать как повышение температуры жидкости, так и контакт ее с различными материалами (металлами, полимерами, водой, кислотами и т. п.), механические воздействия. Физическое

состояние и химический состав материалов изменяются, происходит их деструкция. Ухудшаются все стандартные показатели качества рабочей жидкости: вязкость, температура вспышки, диэлектрические свойства, кислотность, плотность и др.

Механохимические изменения рабочей жидкости — основная причина ее старения при интенсивной работе гидросистемы в динамических режимах: в рабочей жидкости усиливается деструкция молекул базового масла и присадок, что приводит к уменьшению вязкости, окислению компонентов жидкости и увеличению скорости изнашивания пар трения; увеличивается концентрация в ней кислорода и загрязнений.

Улучшение свойств рабочей жидкости достигается уменьшением ее рабочей температуры; совершенствованием способов очистки; устранением контакта рабочей жидкости с воздухом; повышением КПД гидропривода; введением в масло специальных антиокислительных присадок.

Модуль упругости жидкости важен для быстродействующих систем. При низком модуле упругости происходит запаздывание выполнения команд вследствие значительного сжатия рабочей жидкости. Движение выходного звена гидропривода может происходить рывками, скачкообразно. Нарушается точность позиционирования исполнительных механизмов. При попадании пузырьков воздуха в жидкость значительно снижается ее модуль упругости.

Теплоемкость и теплопроводность рабочей жидкости определяют ее температуру; первая важна при кратковременной, вторая — при длительной работе гидропривода.

Рабочие жидкости с диэлектрическими свойствами необходимы для гидросистем трансформаторов, а также гидросистем с маслонаполненными электромагнитами.

Базовые масла нетоксичны. На токсичность проверяют новые присадки и синтетические жидкости.

Обильное пенообразование может привести к потерям рабочей жидкости в виде пены. В качестве противопенных присадок используют кремнийорганические соединения.

Смолистые образования, получающиеся при окислении рабочих жидкостей, оседая на соприкасающихся с маслом поверхностях деталей, вызывают заращивание проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей.

Механические и химические воздействия сказываются прежде всего на деструкции (разрушении) молекул присадок и в меньшей степени на деструкции основы рабочей жидкости.

Механические примеси в рабочих жидкостях вызывают ряд нежелательных явлений: возрастают усилия, необходимые для перемещения золотников и клапанов, а вследствие попадания частиц в зазоры возможно их полное защемление; интенсифицируется абразивное изнашивание пар трения, а также кромок золотников и клапанов; возможно заращивание

малых щелей в золотниках, дросселях, фильтрах и т. п.

Вода, присутствующая в масле, способствует развитию коррозии и микроорганизмов. При отрицательных температурах кристаллы льда забивают фильтры и зазоры в гидроаппаратах.

Для использования в мобильных машинах и стационарном промышленном оборудовании рекомендуются масла ВМГЗ (ТУ 38-102479—74) и МГ-30 (ТУ 38-10150—79). Срок эксплуатации обоих масел без замены составляет 3500...4000 ч работы. Их заменители— соответственно АУ (ГОСТ 1642—75) и И-ЗОА (ГОСТ 20799—75).

Масло ВМГЗ предназначено для круглогодичной эксплуатации в интервале температур от -58 до +70°С в зависимости от типа применяемого насоса. Основа масла — глубокоочищенная низкозастывающая дистиллятная фракция из сернистых нефтей. Композиция присадок обеспечивает вязкостные, антиокислительные, противоизносные, антикоррозионные, низкотемпературные и антипенные свойства масла.

Однако, допуская работу гидропривода при любой температуре окружающей среды, рабочая жидкость типа ВМГЗ не обеспечивает длительного ресурса при высоких температурах.

Масло МГ-30 — летний сорт рабочей жидкости для районов умеренного климата, в южных районах страны может использоваться круглогодично.

2. ПОРШНЕВЫЕ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

2.1. Принципы устройства и работы

В возвратно-поступательных насосах имеются один или несколько рабочих цилиндров, расположение которых может быть линейным, радиальным или аксиальным, привод вытеснителей — прямодействующим (нажимным), кривошипно-шатунным или кулачковым (эксцентриковым). Иногда в зависимости от вида привода насосы называют нажимными, кривошипно-шатунными или кулачковыми (эксцентриковыми), а для полной характеристики устройства насоса в его названии дополнительно указывают число цилиндров (например, двухцилиндровый кривошипно-шатунный), кратность работы (двухцилиндровый кривошипно-шатунный двухкратного действия) или расположение цилиндров (семицилиндровый аксиальный) и т. д.

На рис. 6 показаны схемы конструкций насосов, в которых в качестве вытеснителей рабочей жидкости использованы поршни (рис. 6, а, б) и плунжеры (рис. 6, б, г). Поршни (плунжеры) 4 совместно с цилиндрами 1 образуют рабочие камеры А, через обратные клапаны 2 соединяемые со всасывающей, а через клапаны 3 — с напорной гидролиниями.

При движении вытеснителя в направлении В происходит увеличение объема рабочей камеры А и понижение в ней давления до вакуумметрического уровня (этап всасывания). Вследствие различия давлений в резервуаре (баке) и рабочей камере А ($p_0 > p_1$) клапан 2 открывается и пропускает по всасывающей линии жидкость из бака в рабочую камеру.

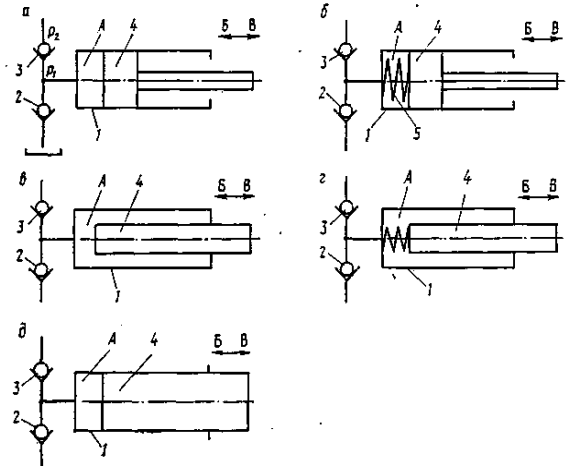


Рис. 6. Принципиальные схемы насосов

При движении вытеснителя в направлении Б происходит сжатие жидкости в камере А, что приводит к повышению давления в ней. Так, при $p_1 > p_0$ клапан 2 закроется, а при $p_1 > p_2$ откроется клапан 3 и начнется перепуск рабочей жидкости из камеры А к потребителю (этап нагнетания).

Следует отметить, что описанные гидромашины способны работать только в режиме насосов. Если в их всасывающую линию подвести жидкость от постороннего источника питания, то обратные клапаны 2, 3 свободно ее пропустят, а поршни (плунжеры) останутся неподвижными. Следовательно, гидромашины с распределением рабочей жидкости посредством обратных клапанов нельзя использовать в режиме гидродвигателей.

В насосах, показанных на рис. 6, а, б, поршни размещаются в цилиндрах, обработанных с высокой точностью на всей рабочей длине. Герметичность соединения поршень—гильза обеспечивается созданием малого зазора между стыкуемыми поверхностями или устранением зазора с помощью уплотнителей. Выполнить с высокой точностью внутренние цилиндрические поверхности малого диаметра на большой длине технологически сложно. На рис. 7 приведена схема кривошипно-шатунного насоса с клапанным распределением рабочей жидкости. Его поршень 1 посредством шатуна 2 шарнирно соединен с кривошипом 3.

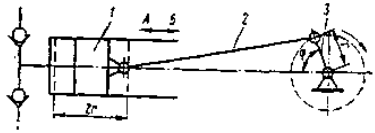


Рис. 7. Схема кривошипно-шатунного насоса

В связи с тем что приводное усилие передается поршню через шатун, который совершает качательное движение относительно линии перемещения поршня, на последний действует переменная по величине и направлению радиальная нагрузка, что вызывает неравномерное изнашивание трущихся поверхностей. Это существенный недостаток кривошипно-шатунного насоса, который устраняется, если шарнирное соединение поршень—шатун выполнить на специальном выносном ползуне (рис. 8). В этом случае боковая сила от шатуна полностью воспринимается выносным ползуном.

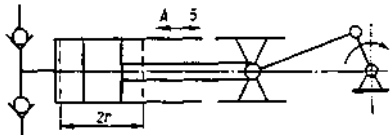


Рис. 8. Схема насоса с выносным ползуном

Конструктивно выносной ползун может иметь различное исполнение. Однако направление его движения должно строго совпадать с направлением движения поршня. Существенным недостатком однопоршневых насосов одностороннего действия является подача жидкости отдельными порциями в некоторые моменты времени.

Существенным недостатком однопоршневых насосов одностороннего действия является подача жидкости отдельными порциями в некоторые моменты времени, соответствующие определенному углу поворота кривошипа φ.

Из диаграммы рис. 9, а видно, что непосредственная подача рабочей жидкости обеспечивается только на половине полного поворота кривошипа, а на второй его половине происходит всасывание, т. е. заполнение рабочей камеры. Следовательно, работа насоса сопровождается пульсацией давления в гидравлической системе. При каждом новом этапе нагнетания в начальный момент приводится в движение жидкость, находящаяся не только в рабочей камере насоса, но и в линии к потребителю. Это вызывает забросы давления, значительно превышающие его номинальные уровни. При высоких частотах пульсации давления может произойти разрушение элементов гидравлической системы. Отмеченный недостаток ограничивает область использования описанного насоса.

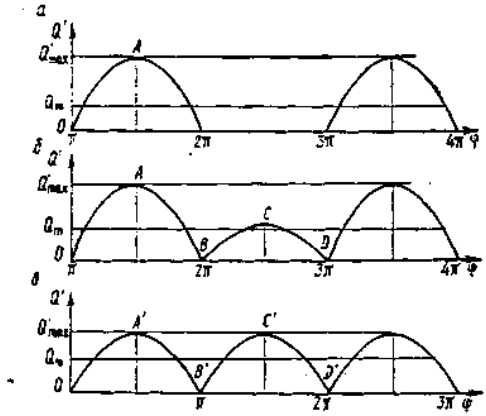


Рис.9. Диаграммы подачи одно- и двухцилиндровых насосов

Более равномерная подача рабочей жидкости потребителю достигается в поршневых насосах двухкратного действия (рис. 10). Диаграмма их подачи показана на рис. 9, б.

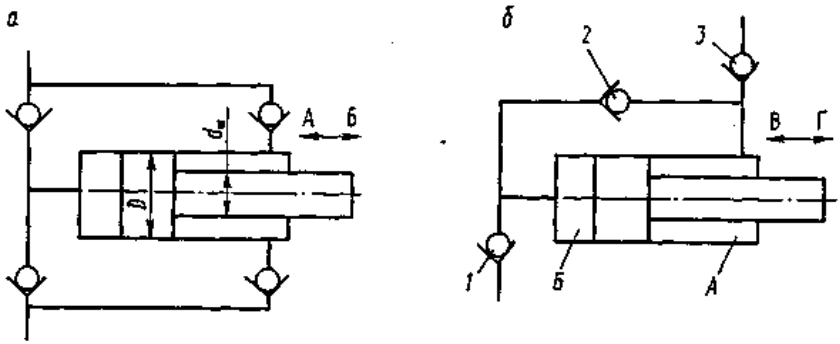


Рис.10. Схемы насосов двухкратного действия

В насосе, выполненном по первой схеме (рис. 10, а), поочередно работают две полости. Так как объемы поршневой и штоковой полостей, неодинаковы, в систему последовательно подаются различные порции рабочей жидкости. Кроме того, в каждом рабочем цикле при смене этапов подача снижается до нулевых значений.

Более равномерная подача характерна для насоса, схема которого представлена на рис. 10, б.

Работает такой насос следующим образом. При движении поршня в направлении Г происходит увеличение объема камеры А и уменьшение объема камеры Б. Следовательно, в камеру А через клапан из бака всасывается рабочая жидкость, а из камеры Б через обратный клапан 3 происходит ее подача потребителю. При движении поршня в направлении В обратный клапан 1 закрывается, и в полости А давление возрастает. При этом клапан 2 открывается, чем обеспечивается выход рабочей жидкости из камеры А в камеру Б и через обратный клапан 3 к потребителю. В описываемом насосе объем жидкости, заполняющей камеру Б, составляет половину объема жидкости, выходящей из камеры А. Остальная часть поступает к потребителю.

Из приведенной на рис. 9 диаграммы видно, что исключить неравномерность подачи одноцилиндрового насоса невозможно. Через каждые 180° поворота кривошипа начинается новый этап рабочего цикла. Поршень изменяет направление движения, переходя через мертвые точки. При этом его скорость становится равной нулю.

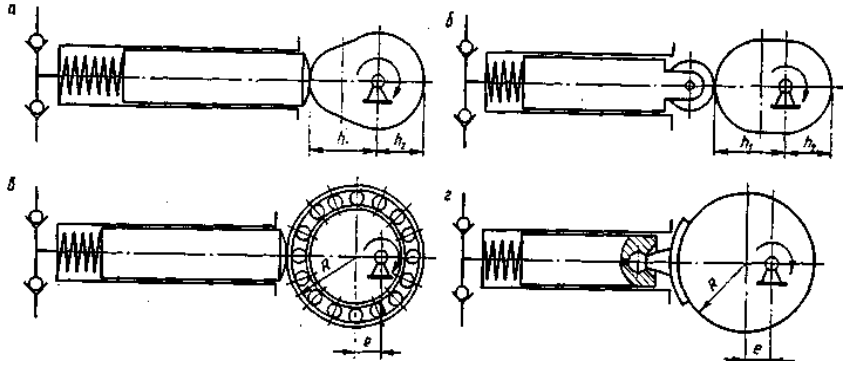


Рис. 11. Схемы насосов с радиальным кулачковым приводом

Основной особенностью кулачковых насосов является то, что их вытеснители имеют кинематическую связь с кулачковыми механизмами. Эта связь может осуществляться как через тела скольжения (рис. 11, а, г), так и через тела качения (рис. 11, б, в). При переменной кривизне поверхности кулачка вытеснитель с кулачком может контактировать непосредственно (рис. 11, а) или через индивидуальное тело качения (рис. 11, б). В тех случаях, когда кривизна профиля поверхности кулачка постоянна, вытеснитель может быть связан с ним через механические или гидравлические подшипниковые узлы. В качестве кулачкового механизма кулачкового привода (рис. 11, в) используется механический подшипник качения, установленный на цилиндрическую шейку, выполненную с некоторым эксцентриситетом по отношению к оси вращения приводного вала. Схема кулачкового привода, где вытеснитель (обычно плунжер) связан с кулачком через специальный гидравлический подшипник (подпятник), показана на рис. 11,г.

Применение кулачковых механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное позволяет создавать компактные насосы. При этом рабочие цилиндры могут размещаться радиально (рис. 12) или аксиально (рис. 13). В радиальных насосах цилиндры располагают в один или в несколько рядов со смещением по фазе на угол $\varphi_z = 360°/(mz)$, где m — число рядов, а z — число цилиндров в одном ряду.

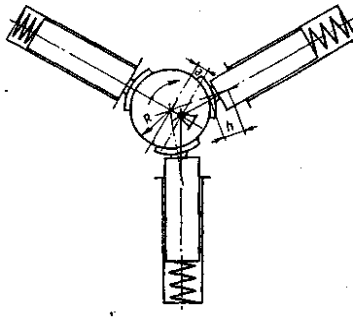


Рис. 12. Схема трехцилиндрового радиально-кулачкового насоса

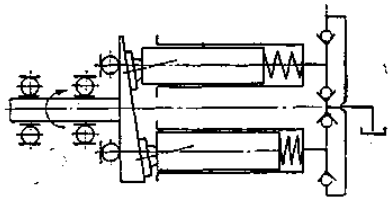


Рис. 13. Схема аксиально-кулачкового насоса

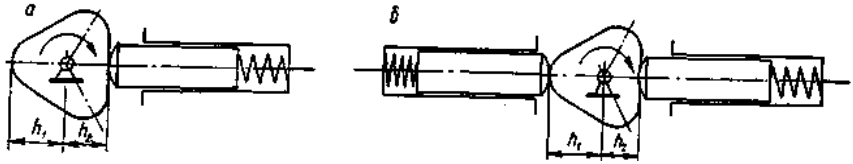


Рис. 14. Схемы кулачковых насосов трёхтактного действия

Положительным свойством кулачковых приводов является также и то, что они позволяют задавать любой закон движения плунжера и обеспечивают возможность создания насосов многократного действия. На рис. 14 показаны схемы одноцилиндрового (рис. 14, а) и двухцилиндрового (рис. 14, б) насосов трехкратного действия, в которых через каждые 60° поворота кулачка меняется этап рабочего цикла, а через каждые 120° — и сам рабочий цикл. В насосе, показанном на рис. 14, б, цилиндры работают в противофазе, т. е. когда жидкость нагнетается в левый цилиндр, в правом цилиндре происходит ее всасывание.

Для нормальной работы кулачковых насосов необходимо, чтобы плунжер был всегда прижат к кулачку и строго копировал при движении профиль его поверхности. В большинстве случаев это обеспечивается за счет применения возвратных пружин, устанавливаемых в рабочих камерах. Недостаток такого решения заключается в том, что для установки пружин необходимо плунжеры выполнять полыми, что приводит к увеличению нерабочего (мертвого) объема камер, а следовательно, к снижению КПД насоса и ухудшению качества его работы в целом.

Кулачковые насосы с двухсторонним приводом плунжеров могут иметь различное конструктивное исполнение. Наиболее распространенным

является привод, состоящий из профильного диска 1 (рис, 15. а), жестко соединенного с приводным валом 2 и входящего в круговые проточки, выполненные в зоне головок плунжеров 3. При вращении профильного диска плунжеры совершают возвратно-поступательное движение, обеспечивающее работоспособность насоса аксиального исполнения без применения каких-либо возвратных пружин.

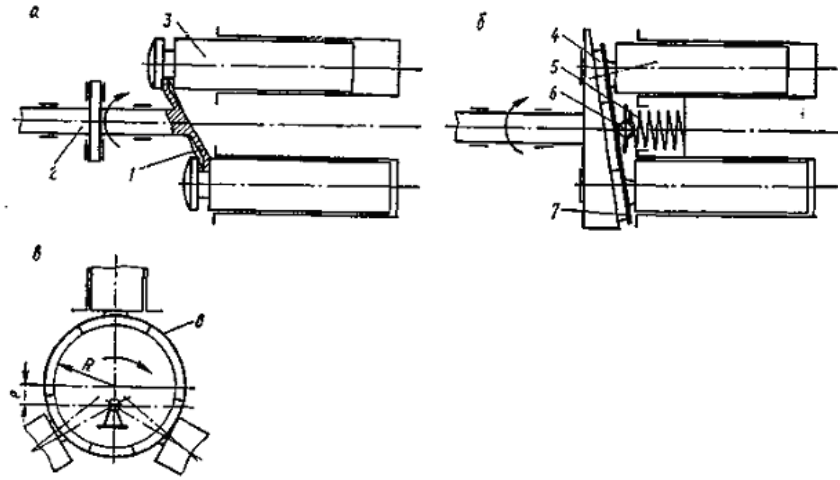


Рис. 15. Схемы кулачковых насосов с двухсторонним приводом

В аксиально-кулачковых насосах двухсторонний привод плунжеров можно обеспечивать посредством одной или нескольких пружин, вынесенных за пределы рабочей камеры (рис. 15, б). Для этого применяется диск 7 с радиальными пазами, сферический упор 6 и возвратная пружина 5. Диск 7 фиксируется для предупреждения его проворота подпятниками 4. Возвратная пружина 5 через сферический упор 6 и диск 7 с усилием Рщ. прижимает фланцы подпятников 4 к поверхности кулачка. Для нормальной работы насоса необходимо, чтобы $F_{пр} >> F_{отж}$, где $F_{отж} = F_р+F_{тр}+F_и$;

где: $F_р$ -результирующая сила давления рабочей жидкости на плунжеры; $F_{тр}$ —сила трения плунжеров; $F_и$ — суммарная сила, обусловленная инерцией плунжеров.

2.2. Особенности работы клапанной системы распределения жидкости

В возвратно-поступательных поршневых насосах наиболее широко используются клапанные системы распределения рабочей жидкости. Структурно они состоят из нагнетательных и всасывающих клапанов односторонней проводимости. Каждый из клапанов содержит (рис. 16)

затвор 1, седло 3 и возвратную пружину 2. Элементы клапана могут монтироваться в отдельных корпусе, блоке или непосредственно в корпусных деталях насоса. Наиболее широко в системах распределения рабочей жидкости используются клапаны с коническими и плоскими затворами (рис. 16, б, в); в отдельных случаях могут использоваться и сферические затворы (рис. 16, а, г).

Каждая рабочая камера возвратно-поступательного насоса содержит всасывающий и нагнетательный клапаны, которые в конструктивном отношении могут быть одинаковыми или различными.

Функциональный цикл работы каждого клапана описывается уравнением баланса сил, действующих на его затвор,

$$F_m+F_{TP}+F_{ПР}+F_{дин}+F_p+R_c=0 \qquad (29)$$

и уравнением расхода,

$$Q!_{кл}=\mu A_{Щ}\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p}\ , \qquad (30)$$

где F_m — сила инерции подвижных элементов; F_{TP} — сила трения; $F_{ПР}$ — сила сжатия возвратной пружины; $F_{дин}$ — динамическая сила, возникающая при действии потока жидкости на затвор; F_p — результирующая сила статического давления жидкости на затвор; R_c - реакция седла; μ — коэффициент расхода; $A_{Щ}$ — площадь щели при открытом затворе; ρ — плотность жидкости; Δp — перепад давления на затворе клапана.

Рабочий цикл клапана разделяется на четыре основные этапа: закрытое состояние, открытие, открытое состояние, закрытие. Все этапы функционального цикла клапана взаимосвязаны с этапами рабочего цикла насоса. Смена этапов функционального цикла клапана обусловлена перераспределением сил, действующих на его затвор.

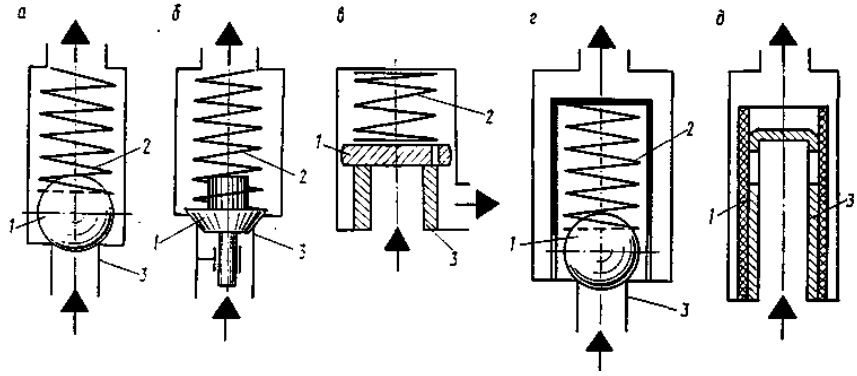


Рис. 16. Схемы клапанных устройств гидромашин

Клапаны системы распределения рабочей жидкости должны обеспечивать минимальные потери давления на них. Кроме того, при конструировании клапанов учитывают частоту их срабатывания, а также требования к их долговечности. В конструктивном отношении клапаны могут иметь различное исполнение, приемлемое для изготовления на конкретном промышленном предприятии, и обеспечивающее работу насосов в нормальных условиях эксплуатации. Наиболее распространены клапаны для насосов с плоскими и коническими затворами. В отдельных случаях для насосов с малой подачей могут использоваться клапаны со сферическими затворами, а в тихоходных насосах низкого давления — шланговые (трубчатые) клапаны (рис. 16, д).

Положительная особенность конических клапанов в том, что при a / d_k <0,05...0,07 и z/ d_k <0,l (а— ширина уплотнительного пояска, d_K— диаметр затвора, z — открытие клапана) можно добиться безударной посадки затвора на седло. Чем меньше угол конусности затвора, тем более плавно происходит его закрытие. Это объясняется тем, что контакт затвора с седлом имеет место на большой площади при малых удельных нагрузках. Образующаяся на поверхностях затвора и седла жидкостная пленка приобретает устойчивость к разрушению и этим обеспечивает износостойкость разделительных поверхностей. Недостатком конических клапанов является сложность обработки разделительных поверхностей в связи с тем, что в них имеется, по крайней мере, четыре высокоточных, взаимосвязанных между собой поверхности (рис. 16, б). Кроме того, клапаны с малым углом конусности разделительных поверхностей характеризуются низкой пропускной способностью и, следовательно, большими перемещениями затвора. Это вызывает запаздывание этапов функционального цикла.

Клапаны с плоскими затворами (рис. 16, в) относятся к быстродействующим. Плавность посадки затвора на седло достигается за счет применения специальных тормозных устройств. Обычно тормозные устройства плоских затворов выполняются в виде дроссельных отверстий, расположенных напротив наружной кромки седла и частично перекрытых ею. В таких клапанах затормаживание затвора происходит в непосредственной близости к седлу. Положительным качеством клапанов с плоскими затворами является простота их изготовления.

2.3. Гидравлические преобразователи и насосы сверхвысоких давлений

Преобразователями называются устройства, предназначенные для изменения расхода и давления в гидравлических системах.

На рис. 17 представлена принципиальная схема преобразователя, который состоит из ступенчатого поршня *1* и цилиндра *2*. Поршень с

$$p_{вых}=D^2/d^2 \cdot p_{вх}=i\, p_{вх}, \quad (31)$$

$$\pi D^2/4 p_{вх.}=\pi d^2/4 p_{вых}. \quad (32)$$

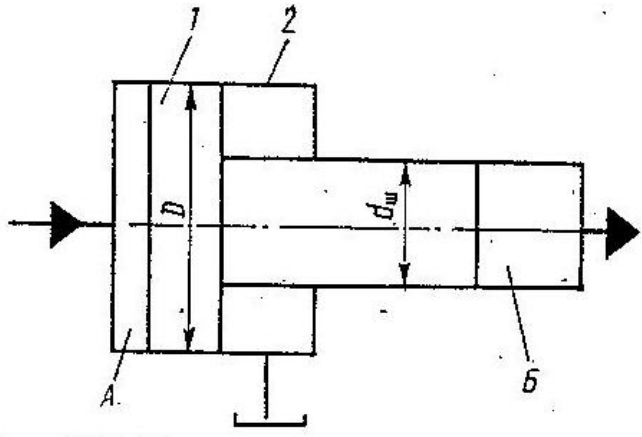


Рис. 17. Принципиальная схема гидравлического преобразователя

цилиндром образуют две рабочие камеры — *А* и *Б* . Если в камеру А подвести жидкость под давлением $p_{вх}$, то в соответствии с условием равновесия поршня на выходе из камеры Б

Величина $i=D^2/d^2=A_1/A_2$ называется коэффициентом преобразования.

Практически коэффициент преобразования для большинства преобразователей находится в пределах от 2 до 1000.

При увеличении давления на выходе подача преобразователя $Q_{вых}=Q_{вх}/i$.

Описываемый преобразователь может быть использован для уменьшения давления рабочей жидкости и увеличения подачи насоса. Для этого его камера Б должна быть входной, а камера А — выходной. При этом $p'_{вых}=p_{вх}/I$, $Q'_{вых}=Q_{вх}i$

Преобразователи, которые предназначены для уменьшения основного параметра конкретной системы (p или Q) , называют редукторами, а предназначенные для их увеличения (усиления) — мультипликаторами.

На рис. 18 показана схема преобразователя с дифференциальным поршнем, с помощью которого можно обеспечивать высокие давления при небольшой эффективной площади плунжера.

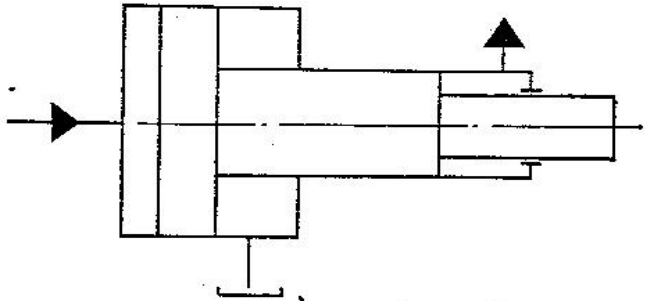


Рис.18. Дифференциальный преобразователь

На базе преобразователей строят насосы сверхвысоких давлений.

Насосы сверхвысоких давлений в одно- и многоцилиндровом исполнениях могут иметь механические приводы. Типовая схема насоса сверхвысокого давления с кулисным приводом приведена на рис. 19. Этот насос представляет собой жесткую плунжерную конструкцию с клапанным распределением жидкости. Для восприятия боковых сил применяют направляющие буксы. Подача такого насоса подчиняется синусоидальному закону. Для выравнивания ее применяют двухплунжерные насосы, имеющие общий приводной двигатель. Насосы с кривошипно-шатунным приводом обеспечивают давление рабочей жидкости до 300 МПа.

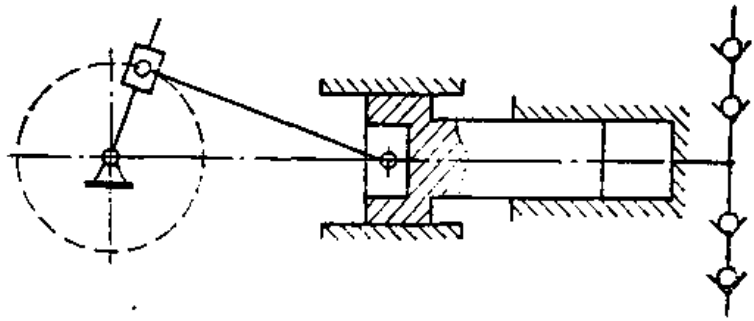


Рис. 19. Схема насоса сверхвысоких давлений с механическим приводом

Подача насоса регулируется за счет изменения частоты рабочих ходов плунжера, его рабочего хода или радиуса кривошипа.

Основными факторами, влияющими на рабочие характеристики насосов сверхвысоких давлений, являются: сжимаемость жидкости, жесткость конструкции и соединительной арматуры, герметичность соединений и плунжерной пары. При расчетах объемных и механических потерь

мощности в насосах сверхвысоких давлений следует учитывать изменение вязкости рабочей жидкости в зависимости от давления.

2.4. Область использования возвратно-поступательных насосов

Возвратно-поступательные насосы характеризуются свойствами, обусловившими их широкое использование в различных отраслях народного хозяйства: 1) способностью перекачивать самые разнообразные жидкости — горячие и холодные, вязкие и весьма текучие, в том числе химически активные; 2) малой зависимостью подачи от развиваемого давления, что делает их приспособленными для перекачивания жидкостей с меняющейся в зависимости от температуры вязкостью; 3) способностью засасывать жидкость без предварительного заполнения всасывающей линии; 4) возможностью достижения высоких давлений; 5) простотой и надежностью конструкции, простотой технических обслуживании и ремонтов; 6) высоким коэффициентом полезного действия.

Рассматриваемые насосы обладают и рядом недостатков. К ним относятся: тихоходность, обусловливающая большие габаритные размеры и массу насоса при больших подачах; сложность регулирования подачи при постоянной частоте вращения приводного вала; неравномерность поступления рабочей жидкости к потребителю, для уменьшения которой в ряде случаев приходится применять гасители ее пульсации.

Указанные выше свойства возвратно-поступательных насосов определяют область их использования в народном хозяйстве. Одним из основных их потребителей является нефтяная промышленность, где они применяются для транспортировки нефти с промыслов на нефтеперерабатывающие заводы, для перекачивания холодных и горячих нефтепродуктов. Их применяют для создания высоких давлений при обработке металлов (прессование, штамповка) и в производстве изделий из пластмасс. Рассматриваемые насосы широко используются в химической промышленности для перекачивания химически активных и нейтральных сред. С их помощью в теплоэнергетической промышленности осуществляется дозировка и подача химических реагентов в котловую воду и т. д.

В машиностроении возвратно-поступательные насосы чаще всего используются во вспомогательных системах, например в централизованных смазочных системах станочного оборудования. Широкое применение они нашли в двигателях внутреннего сгорания для подачи топлива в рабочие цилиндры, а в ряде случаев используются в качестве подкачивающих устройств с ручным или машинным приводом. Возвратно-поступательные насосы постоянно совершенствуются, соответственно расширяется область их использования.

3. РОТОРНЫЕ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

3.1. Общие сведения

К роторно-поршневым относятся такие гидромашины, рабочие звенья которых (поршни или плунжеры) в процессе выполнения функционального цикла совершают одновременно вращательное и возвратно-поступательное движения.

Роторные радиально-поршневые гидромашины включают такие основные элементы, как ротор, статор, поршни (плунжеры) и механизм распределения рабочей жидкости. Их подразделяют по следующим признакам: возможности регулирования рабочего объема — на регулируемые и нерегулируемые; направлению потока рабочей жидкости — с постоянным и реверсивным потоком; числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала,— на одно- и многократного действия; механизму распределения рабочей жидкости — на клапанные, клапанно-щелевые (комбинированные), цапфовые, торцовые. Роторные гидромашины с цапфовым и торцовым распределителями рабочей жидкости в принципе являются обратимыми, т. е. способными работать как в функции насосов, так и гидромоторов (гидродвигателей). Их рабочие циклы состоят из следующих этапов: в насосах — всасывания и нагнетания; в гидромоторах— приема рабочей жидкости под давлением и ее слива.

Описываемые гидромашины могут работать только на чистых (отфильтрованных и не содержащих абразивных и металлических частиц), неагрессивных и смазывающих жидкостях. Они предназначены для использования в объемных гидравлических приводах различного функционального назначения.

Радиально-поршневым называется насос, рабочие камеры которого образованы рабочими поверхностями поршней и цилиндров, расположенных перпендикулярно к оси вращения блока цилиндров или составляющих с ней угол не менее 45°.

В роторном радиально-поршневом насосе однократного действия (рис. 20) статор размещен с эксцентриситетом *е* относительно ротора 2. В цилиндрах, радиально выполненных в роторе, установлены поршни 3, которые опираются сферической головкой на опорную поверхность статора. Оси цилиндров находятся в одной плоскости и пересекаются в одной точке. Распределение рабочей жидкости осуществляется неподвижным цапфовым распределителем 4, в котором А — всасывающая, а Б — нагнетательная полости, а—б—рабочая поверхность разделительной перемычки. Входной вал 5 жестко соединен с ротором 2.

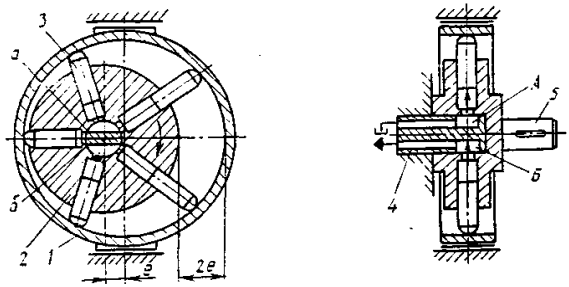


Рис. 20. Схема роторного радиально-поршневого насоса однократного действия

Работает насос следующим образом. При вращении ротора, например по часовой стрелке, поршни совершают сложное движение — они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в цилиндрах так, что постоянно находятся в контакте с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением рабочей жидкости и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше оси вала, поршни перемещаются в направлении от цапфового распределителя 4. При этом часть рабочих камер соединяется со всасывающей полостью А.

С увеличением объёма рабочих камер при повороте ротора они заполняются рабочей жидкостью. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек цапфового распределителя поршни практически не перемещаются поступательно и, следовательно, объём рабочих камер изменяется незначительно. Цилиндры, расположенные ниже горизонтальной оси вала, соединяются с нагнетательной полостью Б. По мере поворота ротора поршни этих цилиндров перемещаются в сторону цапфового распределителя и вытесняют жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания в насосах однократного действия.

Регулирование рабочего объёма насоса однократного действия достигается путём изменения эксцентриситета *e*. В регулируемых насосах эксцентриситет меняют в пределах от $-e_{max}$ до $+e_{max}$.Этим достигается регулирование подачи и изменение направления подачи насоса (при e = 0 Q = 0).

Особенностью устройства насоса двухкратного действия (рис. 21) является то, что статор выполнен профильным, а цапфовое устройство имеет четыре разделительных поверхности, которые образуют два всасывающих (А, А') и два нагнетательных (Б, Б') канала. Равнозначные каналы могут быть объединены между собой. Принцип работы насоса двухкратного действия аналогичен принципу работы насоса однократного

действия. Различие между ними состоит только в числе рабочих ходов поршней за один оборот приводного вала. В насосе однократного действия за каждый оборот приводного вала совершается один рабочий ход поршня, а в насосе двухкратного действия — два.

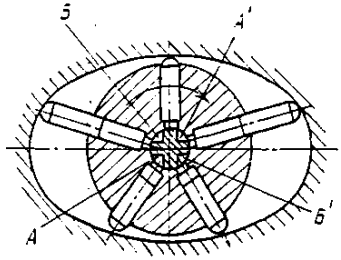


Рис. 21. Схема роторного радиально-поршневого насоса двухкратного действия

Для увеличения исходного рабочего объема роторных радиально-поршневых насосов иногда увеличивают число поршней и располагают их в нескольких параллельных плоскостях, т. е. выполняют их многорядными.

В роторных радиально-поршневых гидромашинах поршни могут контактировать с профильной поверхностью статорного кольца через сферические головки (рис. 22, а, б), башмаки (рис. 22, в, г) или через тела качения (рис. 22, д, е).

Для улучшения условий подведения смазочного масла и снижения трения поршня о стенки цилиндра ему сообщают вращательное движение относительно собственной оси. Для этого поверхность статорного кольца выполняют наклонной (угол наклона 15... 20°) или располагают цилиндр в роторе под таким же углом относительно плоскости его вращения. Поскольку точка контакта сферической головки поршня со статорным кольцом в этом случае не будет располагаться на его оси, поршень под воздействием силы трения поворачивается и совершает спиральное движение в цилиндре. Для уменьшения скольжения головки поршня при поворачивании целесообразно головку выполнять грибообразной (рис. 22, б). При этом диаметр головки должен составлять (1,75... 2)D.

Во избежание опрокидывания башмаков в гидромашинах однократного действия используют ограничительные кольца 1 (рис. 22, в, г), которые одновременно являются направляющими башмаков.

Материалы для изготовления основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов их работы и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкций. Для повышения антифрикционных свойств некоторых деталей (распределительный диск, блок цилиндров и др.) их выполняют из бронз Бр. ОСН 10-2-3, Бр ОФ 10-1 или стали 20Х с цементацией рабочих поверхностей на глубину 0,7...0,9 мм и

закалкой до твердости 58...62 $HRC_э$. Поршни обычно изготавливают из сталей 20Х, 40Хч или ШХ15 (твердость поверхностного слоя после термообработки 58.,.62 $HRC_э$, а для стали 40Х— 62 $HRC_э$). Статорное кольцо выполняют из чугуна СЧ 12 или стали ШХ15 (твердость поверхностного слоя 56...62 $HRC_э$**)**. После механической и термической обработок в структуре стали содержание остаточного аустенита может быть значительным. Для его уменьшения проводят низкотемпературную обработку (температура не выше 76 °С). Если такая обработка не производится, во время эксплуатации гидромашин происходит переход остаточного аустенита в мартенсит с увеличением размеров деталей. Это приводит к уменьшению зазоров и нарушению геометрических форм высокоточных деталей, а в конечном итоге—к выходу из строя.

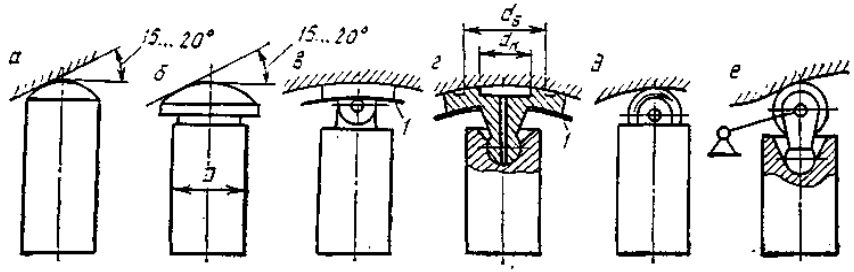


Рис. 22. Схемы контакта поршня со статорным кольцом

Детали, соединяющиеся завальцовкой (поршни, вкладыши, башмаки), следует выполнять из бронзы Бр АЖ9-4 (в других бронзах при завальцовках образуются трещины).

В гидромашинах, работающих в легких и средних условиях эксплуатации, часто используются фрикционные пары сталь - сталь. Для обеспечения нормальной работы такой пары следует выбирать материалы и вид термообработки таким образом, чтобы разница в твердости контактирующих поверхностей не превышала 10 $HRC_э$, причем одна из деталей должна иметь твердость 58...62 $HRC_э$.

Опыт эксплуатации гидромашин в условиях загрязненности рабочих жидкостей твердыми частицами (кварцевая пыль, окислы металлов и т. д.) показывает, что твердость деталей плунжерных пар должна быть не менее твердости частиц загрязнителей. Такая твердость (условно 80...90 $HRC_э$) достигается при борировании рабочих поверхностей деталей.

При конструировании гидромашин особое внимание следует уделять правильному назначению зазоров в рабочих парах поршень — цилиндр, распределительная втулка — цапфа, блок цилиндров — дисковый распределитель, статор — гидростатический башмак, а также допустимых погрешно-

стей их геометрической формы. Параметр шероховатости Ra рабочих поверхностей элементов поршневой и распределительных групп должен быть в пределах 0,4...0,1 мкм, так как с уменьшением шероховатости ухудшается устойчивость масляной пленки.

3.2. Типовые конструкции радиально-поршневых гидромашин

На рис. 23 дан продольный разрез регулируемого радиально-поршневого насоса типа НП. Приводной вал 1 при помощи фланца 2 жестко соединен с вращающимся ротором 3. В роторе расточены два ряда цилиндрических отверстий, в которых установлены поршни 5. Под действием центробежных сил и давления рабочей жидкости грибообразные головки поршней прижимаются к коническим поверхностям статорного кольца 7 (угол конуса — 10...12), запрессованного в разборную обойму 6. Благодаря конической форме рабочей поверхности статорного кольца 7 и грибообразной форме головок при работе гидронасоса происходит поворот поршней вокруг собственных осей, что способствует лучшему распределению масла по их поверхностям и повышению их износостойкости. Обойма 6 может свободно поворачиваться на шариковых подшипниках, установленных в блоке 4.

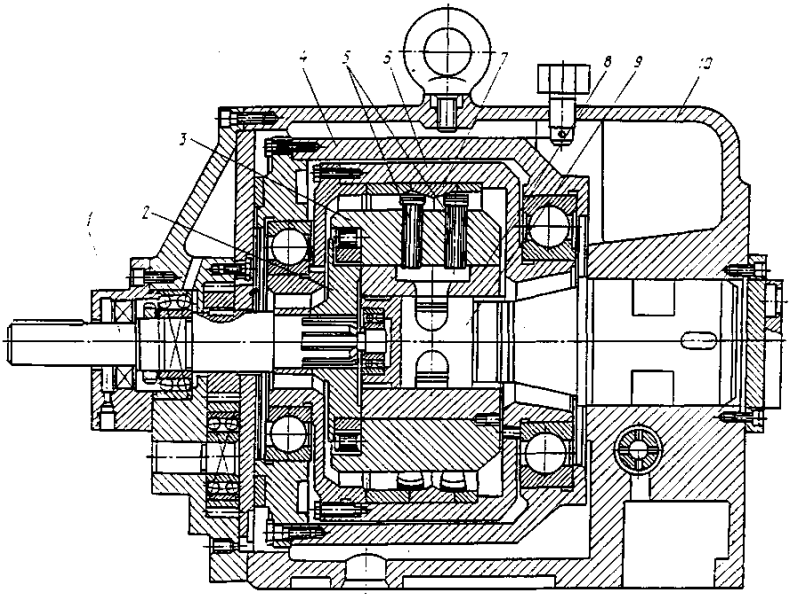


Рис. 23. Радиально-поршневой насос типа НП

Блок 4 с помощью маховичка (на рисунке не показан) или какого-либо другого механизма можно перемещать относительно корпуса 10 в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, и этим регулировать расстояние между осями статорного кольца и ротора (от -е до +е). Максимальный эксцентриситет в насосах описываемого типа составляет 10...17,5 мм.

Распределительный узел рассматриваемого насоса состоит из втулки 8, запрессованной в ротор 3, и неподвижной цапфы 9, в которой имеются всасывающие и нагнетательные окна.

На рис. 24 изображен четырехходовый нерегулируемый гидромотор, используемый в экскаваторах. Во вращающемся роторе 1 проточены в двух параллельных плоскостях два ряда цилиндров — по семь в каждом ряду. В цилиндрах установлены поршни, конструктивное исполнение которых видно на рисунке. Каждый поршень одного ряда спарен с поршнем второго ряда при помощи общей оси 2, пропущенной через опорные головки 4 поршней. На концах осей закреплены стальные закаленные ролики 3, перекатывающиеся по профильной поверхности статорного кольца 8, выполненного в виде двух самостоятельных вставок и зажатого между крышками 5, 9 и корпусом 7.

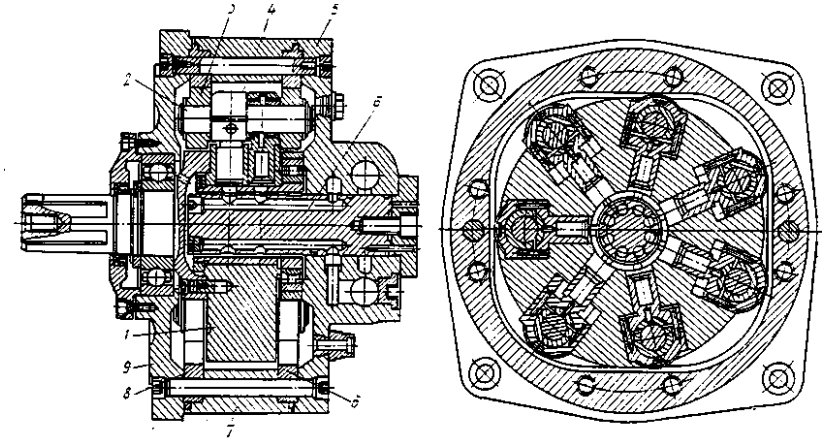


Рис. 24. Радиально-поршневой гидромотор

Распределитель гидромотора — цапфовый. Ротор с запрессованной в него распределительной втулкой вращается на распределительной цапфе 6, в которой просверлены каналы двух типов: по одним из них рабочая жидкость поступает под давлением от насоса, а по другим осуществляется ее слив в магистраль низкого давления. Система отверстий в цапфе устроена таким образом, что когда ролики поршней упираются в нисходящую часть профильных выступов статорного кольца 8, соответствующие цилиндры

отверстиями в своих донышках сообщаются с нагнетательным каналом, а когда ролики упираются в восходящую часть профильного выступа — со сливным каналом.

Когда рабочая жидкость из нагнетательной магистрали поступает в цилиндры, поршни под ее давлением через ролики поджимаются к профильной поверхности статора. Сила давления на поршень разлагается на нормальную и тангенциальную. Тангенциальная сила создает крутящий момент, приводящий ротор во вращательное движение.

На рис. 25 изображен высокомоментный двухрядный поршневой гидромотор, разработанный Гипроуглемашем. В каждом ряду ротора 6 выполнено по девять отверстий, в которые вставлены гильзы цилиндров, а в каждом поршне 1 — сферическая расточка, где установлена сферическая головка шатуна 3, укрепленного на оси 2. Ось при помощи двух коромысел 4 шарнирно соединена с ротором 6. На каждой оси установлено по два стальных ролика, способных перекатываться вдоль профильной поверхности статора 5. Ротор вращается на роликовом и шариковом подшипниках. Распределительный узел гидромотора состоит из цапфы 7 и распределительной втулки 8, запрессованной в ротор. Профильная дорожка статора имеет семь выступов и семь впадин. Таким образом, в течение одного оборота ротора в каждом цилиндре совершается семь полных рабочих циклов.

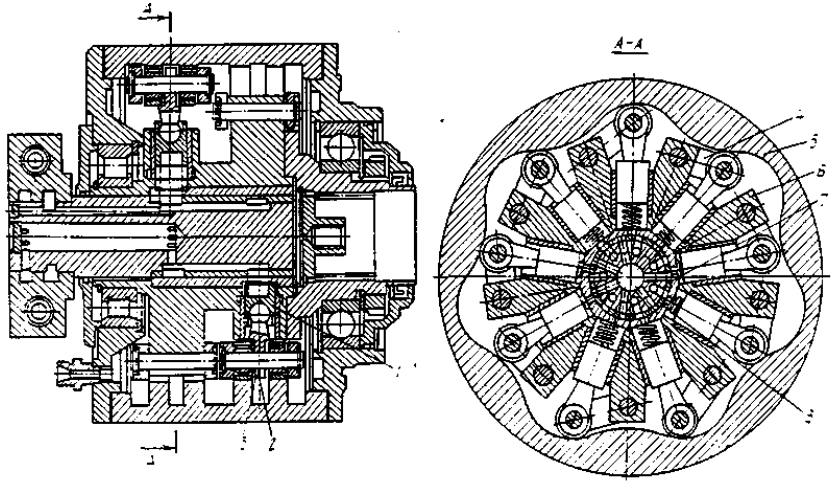


Рис. 25. Высокомоментный гидромотор

Описанные гидромоторы способны развивать большие крутящие моменты. Промышленностью они выпускаются одно-, двух- и трехрядными.

Для колесных тракторов создаются радиально-поршневые гидромоторы,

конструкции которых приемлемы для их размещения непосредственно в ободах ведущих колес.

На рис. 26 показан продольный разрез тракторного гидромотора конструкции НАТИ. На неподвижной оси 2, имеющей эксцентрик (эксцентриситет составляет 42 мм), на двух подшипниках 1 и 7 вращается составной ротор. Гидромотор имеет пять цилиндрических гильз, зажатых между головками 3 и картером блока при помощи шпилек. В -цилиндрах установлены поршни 4. Ось цилиндра смещена на 0,346 мм в сторону вращения колеса при переднем ходе трактора, что способствует уменьшению нормальной реакции гильзы, действующей на поршень, и, следовательно, уменьшению потерь мощности на трение. Соединение поршня с шатуном 5 — шаровое. Шатун выполнен двутаврового сечения и опирается на эксцентриковое кольцо 6. В плоскости опоры шатуна установлены вкладыши из сталеалюминиевой ленты. В оси 2 выполнено два канала: по одному каналу рабочая жидкость поступает от насоса к распределителю 8, а по другому отводится на слив.

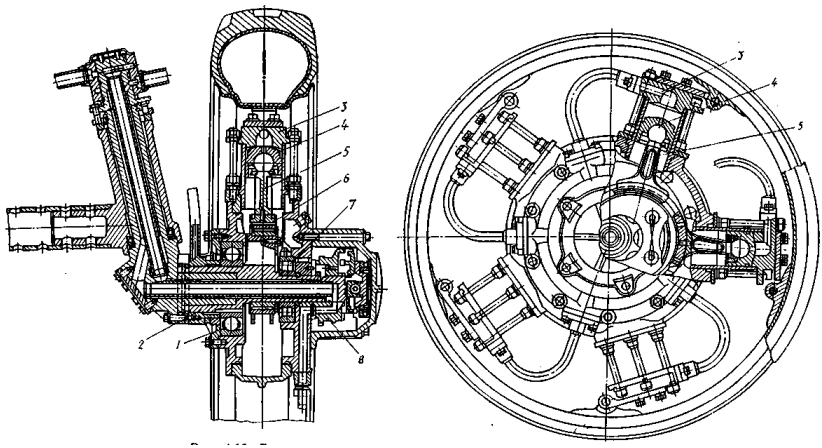


Рис. 26. Радиально-поршневой гидромотор колёсного трактора

Роторные радиально-поршневые гидромашины широко применяются в станкостроении, тракторостроении и других отраслях.

4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

4.1. Классификация, особенности кинематики

Роторно-поршневая гидромашина, в которой ось вращения ротора параллельна осям поршней или составляет с ними угол не более 45°, называется аксиально-поршневой. В главных приводах машин наибольшее распространение получили насосы и гидромоторы с параллельным расположением рабочих органов — поршней.

Аксиально-поршневые гидромашины обладают комплексом положительных качеств, которые обусловливают рост их применения в приводах различных машин (привод движителя, рабочего органа и др.). К основным показателям их можно отнести: 1) высокое рабочее давление (35...42 МПа); 2) быстроходность (до 5000 мин$^{-1}$, в ракетных установках — до 25 000 мин$^{-1}$); 3) компактность, малые габариты и массу. Металлоемкость регулируемых насосов, применяемых в мобильных машинах, не превышает 0,5... 0,6 кг/кВт; 4) высокие значения общего (до 0,94) и объемного (0,97…0,98) КПД; 5) высокие гидравлическую жесткость и герметичность; 6) широкий диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора — до 1 : 100 при переменных и 1 : 1000 при постоянных нагрузках; 7) возможность работы при низкой частоте вращения (до 1 мин$^{-1}$); 8) благоприятную для мобильных машин энергетическую характеристику (в интервале давлений от 3 до 32 МП, а КПД не ниже 0,7, а в интервале подач от Q_{max} до Q_{max} η — не ниже 0,6); 9) долговечность (до 12000 ч); 10) быстродействие (изменение подачи от нулевой до максимальной и наоборот за 0,04...0,08 с); 11) высокие моторные характеристики — момент страгивания более 0,9 M_{max}; 12) низкий уровень шума (70...90 дБ); 13) возможность промышленного изготовления с применением современного высокоточного и высокопроизводительного оборудования; 14) низкие эксплуатационные затраты и быструю окупаемость.

Аксиально-поршневые гидромашины выполняются либо с наклонным блоком цилиндров, либо с наклонным диском. Преимущества гидромашин первого типа: небольшие радиальные нагрузки на поршень благодаря шатунной связи поршня с валом; малый периметр утечек, определяемый распределительным узлом и поршневой парой; большой угол наклона блока (до 45°) и, следовательно, высокие моторные характеристики; более высокий (на 2...3%) КПД, чем у гидромашин с наклонной шайбой.

Недостатки гидромашин с наклонным блоком: наличие значительной осевой нагрузки на подшипниковый узел, что лимитирует срок службы гидромашины и затрудняет создание гидромашин с большим рабочим объемом; ограниченная возможность форсирования гидромашин по давлению из-за больших контактных давлений в сферической паре поршень — шатун; усложненная компоновка дополнительного насоса (для подпитки и

управления); повышенная конструктивная и технологическая сложность.

На рис. 27 представлен аксиально-поршневой регулируемый насос с наклонным блоком. Он включает приводной вал 1, опирающийся на сдвоенный радиально-упорный 3 и радиальный 2 подшипники. Блок цилиндров центрируется сферическим распределителем 5 и центральной осью 7. Ось входит в сферическое гнездо 5 во фланце вала и бронзовую втулку 9, запрессованную в распределитель.

В расточках блока цилиндров 11 размещены поршни 12, связанные с валом шатунами 13 со сферическими головками. Во фланце вала шатуны закреплены пластиной 14, поршни завальцованы на шатунах. Распределитель 8 закреплен на крышке 10. Дугообразные пазы распределителя совмещены с такими же пазами в крышке. От осевого перемещения в сторону вала блок удерживается тарельчатыми пружинами 6. Качающий узел установлен в корпусе 4.

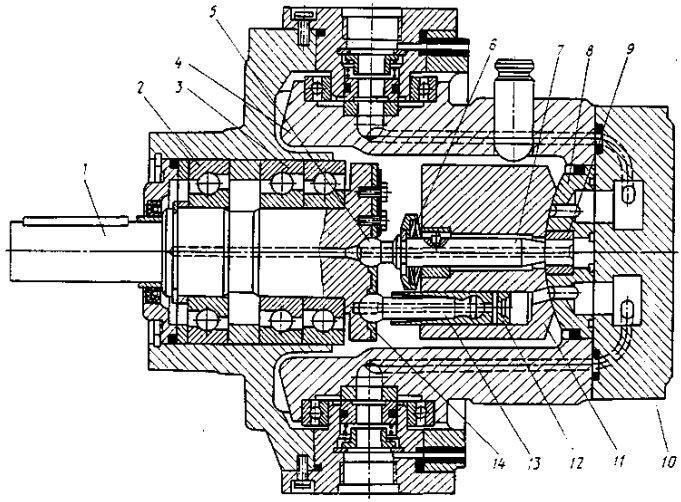


Рис. 27. Аксиально-поршневой регулируемый насос с наклонным блоком

Работает насос следующим образом. Вращение приводного двигателя через вал передается шатунам. Шатуны, опирающиеся на конические юбки поршней, приводят во вращение блок цилиндров.

При соосном расположении вала и оси 7 поршни не совершают возвратно-поступательного движения и, следовательно, жидкость в напорную линию не подается. При отклонении оси блока на некоторый угол от оси вала поршни вращаются и движутся возвратно-поступательно. За

один оборот приводного вала каждый поршень совершает один двойной ход. При выходе поршня из блока рабочая жидкость засасывается, в освобождаемый объем, а при движении поршня в обратном направлении — вытесняется в напорную линию. При изменении угла и направления наклона блока цилиндров изменяются подача и направление потока рабочей жидкости.

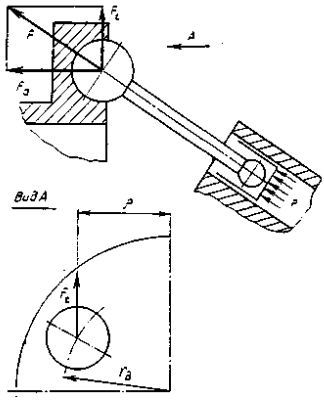


Рис. 28. Схема сил, создающих крутящий момент на валу аксиально-поршневого гидромотора

По принципу действия аксиально-поршневые гидромашины относятся к типу обратимых. При работе машины в режиме гидромотора жидкость под давлением подается в рабочие камеры блока цилиндров через отверстия в крышке 10 и полукольцевое отверстие в распределителе 8. От давления жидкости создается усилие F на поршни, которое через шатуны передается на фланец вала, подшипники и корпус. Тангенциальная составляющая F_t этого усилия создает крутящий момент на валу гидромотора (рис. 28). Значение крутящего момента определяется внешней нагрузкой, частота вращения вала — расходом жидкости, направление вращения — направлением потока жидкости и отклонением блока от соосного положения.

Шатунный привод блока цилиндров накладывает некоторые ограничения на условия эксплуатации гидромашин. Насос правого вращения может работать как гидромотор левого вращения. Насосы левого вращения изготавливаются по специальному заказу.

Работа описанной гидромашины в режиме торможения, когда функции ее меняются, а направление вращения вала остается тем же, нежелательна. Гидромашина с карданным приводом блока цилиндров в этом случае более универсальна.

Аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском характеризуются следующими преимуществами по сравнению с насосами с

наклонным блоком: 1) возможностью работы при более высоких давлениях (до 45 МПа); 2) низким уровнем шума; 3) малыми габаритами; 4) низкой стоимостью; 5) простотой конструкции и ее технологичностью.

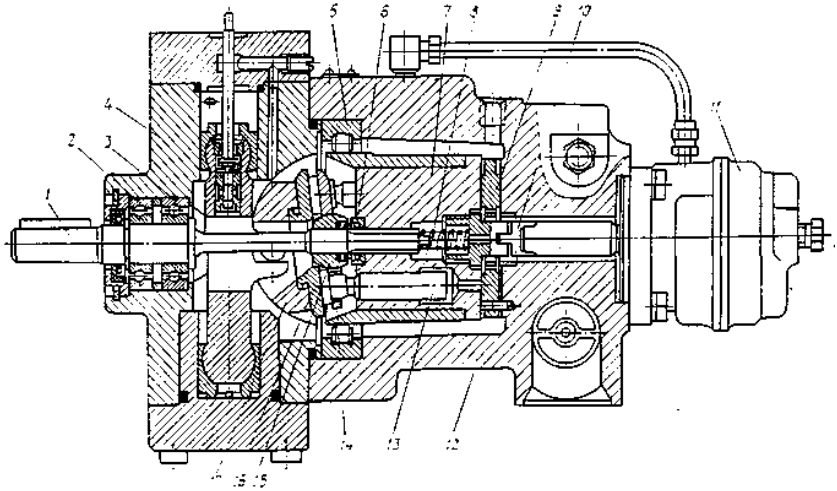


Рис. 29. Гидромашина с установкой ротора в наружном подшипнике

По способу установки ротора различают четыре группы таких гидромашин: с центрированием ротора по валу; с установкой ротора в наружном подшипнике (рис. 29); с самоустановкой головки ротора или распределительного диска (рис. 30); жесткой конструкции без элементов самоустановки.

Принцип действия гидромашин с наклонной шайбой рассмотрим на примере серийных насосов типа НАС (см. рис. 30). Ротор 7, в котором расположены поршни 13, пружинами 6, 8 и давлением рабочей жидкости прижат к опорно-распределительному диску 9, имеющему два полукольцевых паза. Последние связаны с соответствующими каналами корпуса 12, через которые масло подводится к насосу и отводится от него. Поршни прижимаются к поверхности установленного на наклонной шайбе 17 диска 16 с помощью бронзовых башмаков, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 14, сферической втулки 15 и пружины 6. Через эвольвентное шлицевое соединение ротор связан с приводным валом 1, установленным в крышке 4 на радиальном 2 и радиально-упорном 3 подшипниках. Ротор опирается на роликоподшипник 5, который воспринимает радиальные нагрузки, возникающие при взаимодействии поршней с наклонной шайбой, и позволяет ротору самоустанавливаться относительно торцовой поверхности опорно-распределительного диска для

компенсации неточности изготовления деталей насоса, а также их износа в процессе эксплуатации.

Вал 1 приводит во вращение ротор и через муфту 10 вал вспомогательного насоса 11. Поршни 13 совершают возвратно-поступательное движение в роторе. Ход их определяется углом наклона шайбы 17, Когда поршни выдвигаются из ротора, их рабочие камеры через отверстие в роторе и полукольцевой паз диска 9 сообщаются со всасывающей линией, благодаря чему рабочая жидкость всасывается и заполняет рабочие камеры. При движении поршней внутрь ротора объем рабочих камер уменьшается и рабочая жидкость вытесняется в полукольцевой паз диска 9, связанный с напорной линией. При наклоне шайбы 17 в противоположную сторону направление потока жидкости изменяется на обратное.

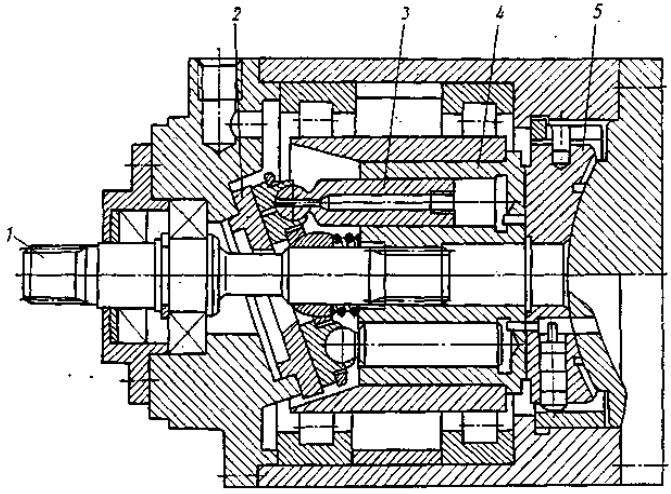


Рис. 30. Гидромашина с самоустановкой распределительного диска:

1—приводной вал; 2—наклонная шайба; 3—поршень; 4—блок цилиндров; 5—опорно-распределительный диск.

4.2. Направления совершенствования аксиально-поршневых гидромашин

Уровень совершенства многих современных мобильных машин определяется степенью их гидрофикации. С повышением мощности гидроприводов растут требования к их техническим показателям. Расширение сферы применения аксиально-поршневых гидромашин объясняется их наиболее полным соответствием этим требованиям. Для стационарных установок

используют преимущественно гидромашины с наклонной шайбой, для мобильных машин, работающих в средних и тяжелых условиях,— с наклонным блоком. Перспективным считается применение гидроприводов, состоящих из аксиально-поршневого насоса с наклонной шайбой и аксиально-поршневого гидромотора с наклонным блоком.

Основными направлениями совершенствования аксиально-поршневых гидромашин являются:

- увеличение удельной мощности за счет повышения рабочего давления жидкости и частоты вращения вала;
- повышение надежности работы и долговечности, в том числе при продолжительной работе в условиях высоких нагрузок;
- повышение КПД во всем диапазоне изменения рабочих параметров;
- расширение типоразмерных рядов (с рабочим объемом от 10 до 1000 см³);
- увеличение диапазона изменения частоты вращения вала;
- снижение уровня шума;
- улучшение пусковых качеств и снижение минимально допустимой частоты вращения;
- обеспечение возможности работы на негорючих жидкостях.

По критерию наименьшей стоимости максимальное давление жидкости в гидромашинах должно быть 40... 45 МПа. При этом достигаются хорошие показатели по их материалоемкости. Однако зона максимального КПД остается в области более низких давлений, и перемещение ее в область высоких давлений — задача технически сложная.

Кроме увеличения мощности, повышение частоты вращения вала гидромашин, устанавливаемых в мобильных машинах, связано с необходимостью соединения насосов непосредственно с коленчатым валом двигателей внутреннего сгорания. На 20... 30% частоту вращения вала насоса можно увеличить за счет создания избыточного давления жидкости во всасывающей гидролинии, а в 1,5...2 раза — за счет применения центробежного механизма прижима блока цилиндров и пластины, прижимающей гидростатические башмаки к упорному диску. Использование центробежного прижима позволяет попутно решить и ряд других задач: улучшить пусковые качества и обеспечить более устойчивую работу гидромотора при низких частотах вращения вала, повысить его долговечность, КПД (особенно в режиме низких частот вращения и давлений), увеличить надежность работы в режимах высоких скоростей вращения вала.

Использование аксиально-поршневых гидромашин для работы на негорючих и трудновоспламеняющихся жидкостях является актуальной задачей, так как она связана с обеспечением безопасности обслуживающего персонала. Однако давление, частота вращения вала, гарантированный срок службы машины при использовании этих жидкостей снижаются на 25...30%.

5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

5.1. Классификация, принцип действия

Пластинчатым называют роторный насос, в число рабочих органов которого входят вытеснители, выполненные в виде пластин. Рабочие камеры пластинчатого насоса образованы рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

Пластинчатые насосы и гидромоторы отличаются простотой и надежностью конструкции, а также компактностью и малой массой. Они разделяются на машины однократного и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот вала происходит один цикл работы, включающий процессы всасывания и нагнетания. В машинах двух-, трехкратного и более действия за один оборот вала совершаются соответственно два, три и более циклов работы.

Машины однократного действия бывают регулируемыми и нерегулируемыми. Машины многократного действия выполняются только нерегулируемыми.

Когда требуется обеспечить поступление в гидросистему двух независимых потоков рабочей жидкости, применяются сдвоенные насосы.

Пластинчатые гидромашины могут быть реверсивными и нереверсивными.

Основными частями простейшего пластинчатого насоса (рис. 31, а) являются вращающийся ротор 4, помещенный с эксцентриситетом e в неподвижном кольце статора 3. В пазах ротора находятся пластины 2. На боковых крышках корпуса или в статоре выполнены два окна 1 и 5, соединенные с всасывающей и нагнетающей магистралями. Угловой размер α перемычки между окнами должен быть не меньше углового размера между двумя соседними пластинами, т.е. $\alpha \geq 2\pi/z$, где z — число пластин.

Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору центробежными силами. Поскольку ротор 4 помещен в кольце статора 3 с эксцентриситетом, пластины совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в пазах. При вращении ротора, например по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном 1. Их объемы увеличиваются, рабочая жидкость поступает под давлением p_1 в рабочие камеры. Так происходит процесс всасывания. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетательным окном 5. Их объемы уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется под давлением p_2 через окно 5 на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер практически не

изменяются. Таким образом, за один оборот ротора из всасывающего окна в нагнетательное переносится z объемов жидкости, характеризуемых разностью максимального и минимального ее объемов между пластинами.

Применяются также пластинчатые гидромашины с цапфенным распределением жидкости (рис. 32). Напорное 1 и всасывающее 2 окна размещены в неподвижной цапфе 3. С рабочими камерами эти окна соединены радиальными отверстиями 4 в роторе 5. Ротор имеет с валом торцовое соединение. Изменение подачи осуществляется путем перемещения статора 6.

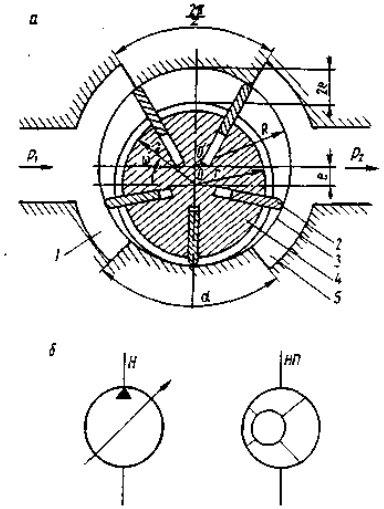


Рис. 31. Схема пластинчатого насоса (а) и его условное обозначение (б)

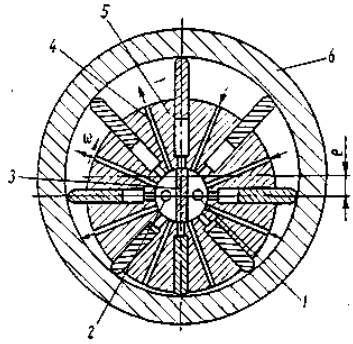


Рис. 32. Схема пластинчатого насоса с цапфенным распределением жидкости

5.2. Потери мощности и неравномерность подачи пластинчатого насоса

Потери мощности в пластинчатых гидронасосах и гидромоторах включают потери: а) на трение рабочей жидкости; б) на механическое трение пластин о статор, о боковые диски, в пазах ротора и в подшипниках; в) вследствие утечек рабочей жидкости.

Пластинчатые насосы характеризуются удовлетворительной всасывающей способностью и могут работать без подпора жидкости перед входом в насос. Минимальное допустимое давление p_1 и максимальная частота вращения ротора n_{max} определяются для них суммарными потерями давления при прохождении жидкости от входа в насос до полости рабочей камеры. Подводящие каналы и подводящие окна в корпусе насоса выполняют всегда большими, и они характеризуются малым гидравлическим сопротивлением. Наиболее существенными являются потери давления жидкости на входе ее во вращающуюся камеру между пластинами $\Delta p_{вх}$.

Вторыми по значимости являются потери давления на преодоление центробежных сил вращающейся в камерах жидкости Δp_{ω}, которые действуют навстречу втекающему потоку и должны преодолеваться за счет давления жидкости p_1. При этом в камере насоса давление не должно быть ниже минимально допустимого p_{min}.

Таким образом:

$$p_1 - p_{min} = \Delta p_{вх} + \Delta p_{\omega} = \zeta_{вх} \cdot \rho/2 \cdot v^2_{вх} + \rho/2 (v_1^2 - v_2^2), \qquad (33)$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления входного окна, $\zeta_{вх}$ =I...l,5;

р — плотность жидкости;

v_1, v_2 — скорость движения жидкости соответственно у входа и на поверхности ротора:

$v_1 = \omega R_1$, $v_2 = \omega R_2$;

ω— угловая скорость вращения ротора.

Минимальное давление p_{min}, при котором из-за интенсивного выделения из жидкости растворенного воздуха подача насоса начинает снижаться, можно принимать равным 0,04...0,05 МПа.

Для пластинчатых насосов по условиям возникновения кавитационного снижения подачи допустимое минимальное давление жидкости перед входом в насос p_{min}=0,07...0,08 МПа, а максимальная ее скорость должна составлять 6...7 м/с.

При работе пластины должны быть прижаты к статорному кольцу. Начальный прижим пластин в насосе обычно осуществляется под действием центробежных сил, а иногда пружин. Необходимость использования центробежных сил для выдвижения пластин обусловливает ограничение минимальной частоты вращения пластинчатых насосов значением $n_{min} > (0{,}4..0{,}6)\ n_{max}$. Это особенно важно в начальный период пуска насоса, когда

рабочая жидкость характеризуется повышенной вязкостью. Рабочий прижим пластин производится под действием гидростатических сил давления жидкости на внутренние торцы пластин из полостей 12 (см. рис. 5.3). В насосах, предназначенных для работы при более высоких давлениях жидкости (p_2 >14 МПа), эти полости, как правило, сообщаются поочередно с окнами высокого и низкого давления. Таким образом, кроме увеличения рабочего объема, достигается и частичное гидростатическое уравновешивание пластин, благодаря которому уменьшаются контактные нагрузки между пластинами и статором и увеличивается механический КПД насоса, хотя и усложняется его конструкция. В насосах среднего и низкого давления (p_2<7 МПа) во все полости 12 подводят жидкость под высоким давлением. Конструкция насоса упрощается, но повышаются объемные и механические потери мощности.

Пазы в роторе, в которых помещаются пластины, обычно выполняются наклонно к радиусам. Наклонное расположение пазов обусловлено тем, что можно изменить направление силы взаимодействия пластины со статором так, что она не будет вызывать изгиба пластин и увеличивать силы трения пластины в пазу ротора. При наклонном положении пластин исключается возможность реверса гидромашины. Поэтому в реверсивных насосах и гидромоторах прорези под пластины выполняются строго радиально.

Неравномерность подачи насоса вызывается в основном:

1) сжатием жидкости в рабочих камерах в момент их соединения с полостью нагнетания;

2) изменением объема части пластин, находящихся в рабочей камере, в процессе нагнетания в результате утапливания их в прорези ротора;

3) несимметричностью профиля статора. Частота колебаний подачи и давления равна произведению числа пластин на частоту вращения ротора, а амплитуда колебаний пропорциональна перепаду давления.

Влияние сжатия жидкости на равномерность подачи обусловлено следующим: при соединении замкнутых камер, заполненных жидкостью под давлением всасывания, с окном нагнетания в эти камеры будет поступать из окна некоторый объем жидкости, необходимый для повышения давления в камерах нагнетания. Обратный поток жидкости из полости нагнетания вызывает «забросы» давления в камере вследствие гидравлических ударов, а также пульсацию давления на выходе насоса, определяемую при прочих равных условиях объемом камер и сжимаемостью жидкости.

Для снижения неравномерности подачи насоса следует уменьшать скорость изменения давления жидкости в камере, что частично может быть достигнуто постепенным соединением камер с полостью нагнетания (обычно с помощью щелевидной прорези малого сечения).

Стабильность давления жидкости в камере достигается за счет обеспечения ее компрессии перед соединением камеры с нагнетательным

окном. Для этого профиль статора выполняется таким образом, что при переходе рабочей камеры из полости всасывания в полость нагнетания осуществляется предварительное сжатие жидкости. При проходе замкнутой камеры через перемычки α_1 очерченные по большему радиусу R_1, происходит некоторое уменьшение ее объема. Подбором режима предварительной компрессии может быть обеспечено полное выравнивание давлений жидкости в камере и нагнетательном окне.

Снижение неравномерности подачи может быть достигнуто также за счет уменьшения угла α (увеличения числа пластин z). Для достижения более равномерной подачи пластинчатых насосов однократного действия следует выбирать нечетное число пластин (7... 15).

У насосов двухкратного действия, в которых поджим пластин осуществляется за счет давления жидкости в полости нагнетания, каждая пластина при перемещении от центра к периферии ротора забирает рабочую жидкость из линии нагнетания, а во время перемещения от периферии к центру вытесняет ее обратно; для достижения равномерной работы насоса потоки жидкости, всасываемой первыми пластинами и нагнетаемой вторыми, должны быть одинаковыми. Число пластин выбирается кратным 4, но не менее 8 (обычно число пластин — 12).

5.3. Способы разгрузки пластин

В большинстве конструкций насосов пластины прижимаются к статору за счет давления жидкости, подведенной под их торцы из камеры нагнетания. При этом пластины, находящиеся в полости нагнетания, будут полностью разгружены от радиальных сил давления жидкости; пластины, разделяющие полости всасывания и нагнетания, разгружаются частично, а находящиеся в полости всасывания прижимаются к статору усилием, обусловливающим при высоких давлениях интенсивное изнашивание статора и пластин.

Разгрузка пластин позволяет уменьшить скорость изнашивания деталей и повысить долговечность насоса. Особенностью конструкции, изображенной на рис. 33, является наличие в каждом пазу ротора двух пластин 3 и 3', имеющих скошенные кромки на гранях, примыкающих к боковым дискам и к статору. Поэтому уплотнение между полостями всасывания и нагнетания осуществляется двумя кромками, образующими замкнутую камеру 4, соединенную с полостью 2 под пластинами.

При прохождении пластинами полости всасывания пространство под ними и камера 4 соединяются каналом 1 со всасывающей магистралью (p_1) , а при прохождении полости нагнетания каналом 5 — с напорной (p_2). Таким образом, пластины не нагружаются и в процессе всасывания, а прижимаются к статору только центробежной силой.

Повышение силы прижима может быть достигнуто за счет увеличения

массы пластины и скорости вращения ротора.

Если площадь сечения каналов, соединяющих камеру 4 с полостью 2, мала (сечение имеет большое сопротивление), пластины к статору будут прижиматься дополнительной силой, т. е. будут частично разгружены.

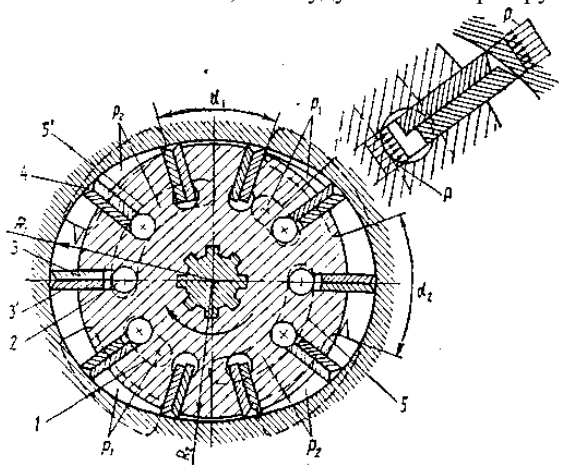


Рис. 33. Схема разгрузки пластин

По другой схеме частичной разгрузки пластин, обеспечивающей их надежный прижим к статору без использования пружин (рис. 34), давление жидкости p_2, прижимающее пластину 3 к статору 6, действует не на всю площадь сечения пластины. Верхняя часть пластины шаре нижней. Соответствующую форму имеют пазы ротора 8. Полость 5 под пластиной 3 соединяется с камерой 2 между двумя соседними пластинами при помощи канала 1 в роторе, в результате чего давление под пластинами равно давлению в камере 5.

Для обеспечения необходимой силы прижима пластины 3 к статору камера 4, образованная выступами пластины и ротора, сообщается с полостью нагнетания каналом 7.

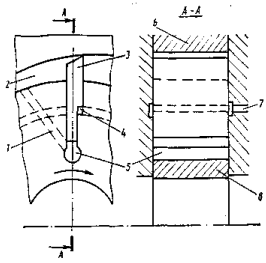


Рис. 34. Частичная разгрузка пластины

6. ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Шестеренной называют роторную гидромашину с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

Шестеренные гидромашины, так же как и пластинчатые, отличаются простотой и надежностью конструкции, малой массой и компактностью. Благодаря этим качествам, а также технологичности конструкции они получили широкое распространение в гидроприводах мобильных машин в качестве нерегулируемых насосов в системах питания гидродвигателей небольшой мощности с дроссельным управлением, в смазочных системах и системах управления.

Шестеренная гидромашина наиболее распространенного типа — с наружным зацеплением (рис. 35) — представляет собой пару чаще всего одинаковых шестерен 1 и 2, находящихся в зацеплении и помещенных в камеру с малым зазором относительно ее стенок. Камеру образуют корпус 3 и боковые диски 4 и 5. По обе стороны области зацепления в корпусе имеются полости А и Б, соединенные с трубопроводами высокого p_2 и низкого p_1 давлений.

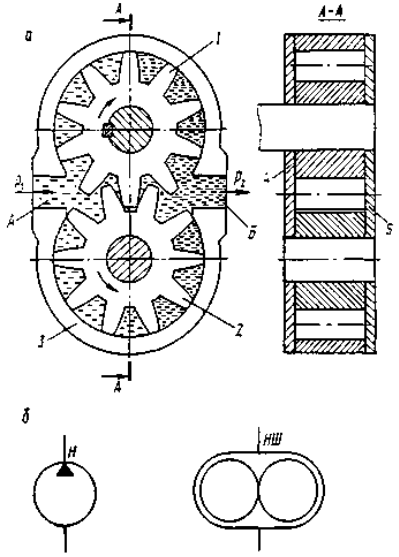


Рис. 35. Схема шестеренного насоса (а) и его условные обозначения (б)

Рабочий процесс шестеренного насоса протекает следующим образом. Ведущая шестерня 1 приводит во вращательное движение ведомую 2. При вращении шестерен насоса в противоположные стороны в камере всасывания А их зубья выходят из зацепления — образуется разрежение (вакуум). За счет созданного разрежения из бака в камеру всасывания поступает рабочая жидкость и заполняет впадины между зубьями шестерен 1 и 2. Рабочая жидкость, находящаяся во впадинах зубьев шестерен, перемещается по внутренней поверхности корпуса 3 и переносится из зоны всасывания (из камеры А) в зону нагнетания (в камеру Б). В камере нагнетания зубья шестерен входят в зацепление и выталкивают из впадин жидкость, которая из камеры Б поступает в нагнетательный трубопровод. Одновременно каждая находящаяся в зацеплении пара зубьев разобщает камеры нагнетания и всасывания, поэтому обратный перенос жидкости из полости нагнетания в полость всасывания невозможен. В дальнейшем процесс повторяется.

Наряду с шестеренными гидромашинами с наружным зацеплением применяются шестеренные насосы с внутренним зацеплением (рис. 36). Ведущей чаще всего является внутренняя шестерня 3 с наружными зубьями. Подводящее 1 и отводящее 4 окна размещаются в боковых крышках корпуса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в расточке корпуса, образуя с ним развитый подшипник скольжения, способный работать под большими нагрузками. Между шестернями располагается уплотняющий серпообразный элемент 5.

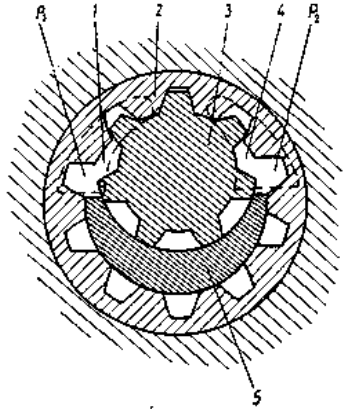


Рис. 36. Шестеренный насос с внутренним зацеплением

7. ГЕРОТОРНЫЕ (БИРОТОРНЫЕ) И ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

7.1. Героторные гидромашины

Гидравлическая машина с двумя вращающимися рабочими органами получила название героторной, или бироторной, т. е. с двумя роторами (рис.37). У кольцевого ротора (колеса) 1 на один зуб больше, чем у внутреннего 2 (шестерни). Их оси смещены одна относительно другой на расстояние е (эксцентриситет), обеспечивающее зацепление шестерен в зоне верхней разделительной перемычки. Контакт зубьев при проходе ими нижней разделительной перемычки обеспечивает изоляцию полостей высокого и низкого давлений. Межзубовые впадины сообщаются с входным 7 и выходным 5 каналами с помощью серпообразных окон 3 и 4 на боковых крышках. Верхняя цилиндрическая поверхность колеса вращается в подшипниках скольжения.

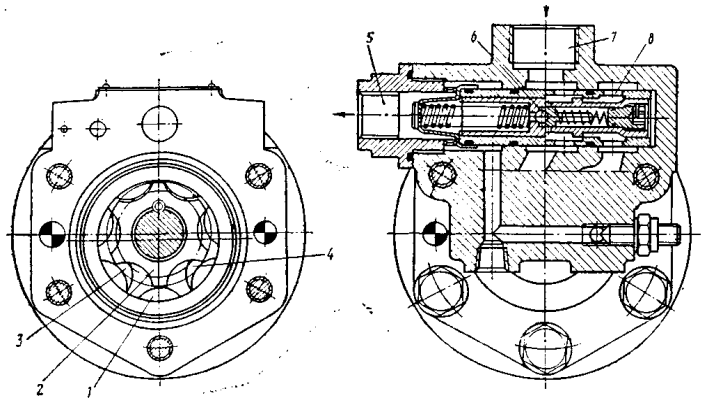


Рис. 37. Героторный насос

Конструкцией насоса, изображенного на рис. 37, предусмотрена установка в корпусе насоса регулятора расхода 8 с предохранительным клапаном 6.

Бироторные гидравлические машины могут выполняться с контуром охватывающего элемента (колеса) или с контуром охватываемого элемента (шестерни) в виде любой циклоидальной кривой.

Героторные гидромашины применяются в качестве насосов для работы при давлениях рабочей жидкости до 14 МПа и частоте вращения вала 30 $с^{-1}$. Они также пригодны для работы в качестве быстроходных низкомоментных

гидромоторов. В отдельных случаях такие гидромашины строят на давление 30 МПа и частоту вращения до 60 $с^{-1}$.

7.2. Планетарно-роторные гидромашины

Если один из роторов (обычно колесо) бироторной гидравлической машины затормозить, то второй ротор при соответствующем числе степеней свободы будет находиться в абсолютном планетарном движении. При вращении гидравлического поля ротор будет обкатываться по зубьям статора с той же скоростью, что и поле, и медленно поворачиваться в противоположную сторону (относительно вращающегося поля). Ось планетарного ротора при его обкатывании по внутренней кулачковой поверхности статора описывает окружность, радиус которой равен эксцентриситету *е*. Такая машина называется планетарно-роторной (или планетарной).

На рис. 38 показаны четыре положения ротора планетарного гидромотора. В позиции 1 с правой стороны плоскости симметрии АА находится зона I давления жидкости, а с другой стороны — зона II ее слива. В позиции 2 зоны повернуты на 90°, в позиции 3 — на 180°, а в позиции 4 — на 270°. Таким образом, когда гидравлическое поле совершает полный оборот против часовой стрелки, ротор поворачивается в противоположную сторону всего на один зуб, или на угол $360°/z_1$. Контактирование зубьев происходит на двух участках М и К, расположенных около линии центров АА. Поворот гидравлического поля осуществляется распределительным устройством, которое обеспечивает изменение положения гидравлического поля синхронно с планетарным движением оси ротора.

Соотношение скоростей вращения ротора и выходного вала, а также рабочий объем планетарных гидромашин зависят от способа преобразования сложного движения ротора в плоскости во вращение выходного вала.

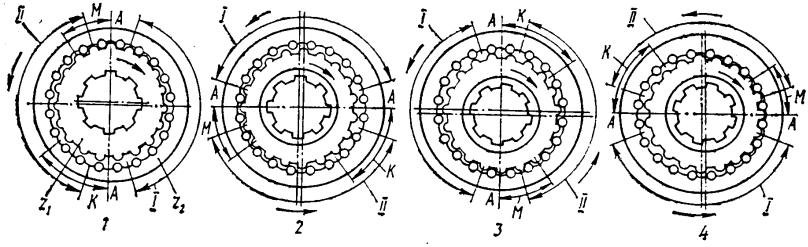


Рис. 38. Принципиальная схема планетарного гидромотора

7.3. Распределение рабочей жидкости

Ответственным узлом гидравлической машины является распределитель, представляющий собой устройство для управления потоком рабочей жидкости.

В героторных гидромашинах возможно распределение рабочей жидкости тремя способами. На рис. 39, а показана схема распределения жидкости через отверстия в кольцевой шестерне. Корпус 1 гидромашины имеет приливы, между которыми вращается кольцевая шестерня 3. Приливы разделяют полость 2 на камеру всасывания и камеру нагнетания. Эта система наиболее проста и легко выполнима. Ее недостатком является отрицательное действие сил инерции при всасывании жидкости. На рис. 39, б показан способ распределения жидкости через отверстия во внутренней шестерне 4, которая вращается вокруг специального разделителя 5, делящего полость внутренней шестерни на две: полость всасывания I и полость нагнетания II. Толщина рабочих элементов разделителя равна диаметру отверстий в шестерне. Осуществление такого распределения жидкости наиболее сложно. Оно отличается повышенными гидравлическими потерями.

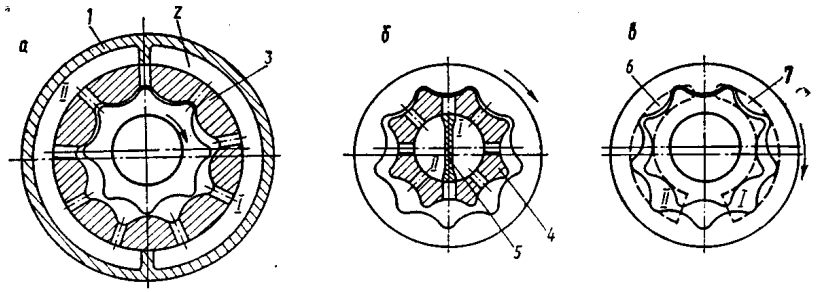


Рис. 39. Схемы распределения рабочей жидкости в героторных гидромашинах

Наиболее распространенный в героторных гидромашинах принцип распределения жидкости показан на рис. 35, в. В торцовых дисках имеются серповидные окна 6 и 7, связывающие рабочие камеры гидромашины с полостями нагнетания и всасывания. При положении шестерен, как показано на рисунке, нижняя камера имеет наибольший объем. В указанном положении эта камера не должна сообщаться ни с полостью нагнетания, ни с полостью всасывания. Боковые стороны контура распределительных окон находятся как дуги, построенные из центров внутренней и кольцевой шестерен.

8. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

8.1. Назначение и основные свойства объемных гидропередач

Объемная гидропередача представляет собой часть объемного гидропривода и состоит из насоса, объемного гидродвнгателя, гидролиний и элементов, обеспечивающих исправную работу гидромашин. Она служит для передачи энергии от источника энергии к рабочим органам машин. Вместе с источником энергии и системой управления объемная гидропередача образует объемный гидропривод. Часто под гидроприводом понимается только его гидравлическая часть.

Кроме гидромашин, к основному гидрооборудованию объемной гидропередачи относятся гидроаппараты (гидрораспределители, гидроклапаны, регуляторы, делители и сумматоры потоков), кондиционеры рабочей жидкости (фильтры, теплообменники, баки), трубопроводы и соединительная арматура.

К вспомогательному гидрооборудованию относятся устройства, предназначенные для подпитки насоса (эжекторы), выпуска воздуха из гидросистемы или для сообщения ее с атмосферой (вентили, краны, фильтры-сапуны) и измерительные устройства.

На рис. 40 приведена схема гидропередачи привода лебедки автомобильного крана. При подъеме груза распределители Р1 и Р2 перемещаются влево. Жидкость от насоса Н подводится к распределителю РI и далее через обратный клапан КО к гидромотору М грузовой лебедки. Одновременно жидкость через включенный распределитель РЗ подается к предохранительному клапану КП, а затем через распределитель Р2 к гидроцилиндру тормоза Т. Происходит размыкание тормоза и настройка предохранительного клапана на номинальное давление.

При опускании груза золотники распределителей Р1 и Р2 перемещаются вправо. Рабочая жидкость от насоса Н подводится к гидромотору М и далее через тормозной клапан КТ поступает в сливную линию. Подвод жидкости к предохранительному клапану и гидроцилиндру тормоза осуществляется так же, как и при подъеме груза.

В условиях, когда нарушается безопасная эксплуатация гидропередачи (например, крюковая подвеска подошла к головной части стрелы), приборы безопасности снимают напряжение с электромагнита распределителя РЗ. Золотник распределителя перемещается вниз, и управляющая линия клапана КП и полость гидроцилиндра тормоза с баком соединяются. Усилие пружины клапана уменьшается. Жидкость от насоса под малым давлением поступает через клапан КП и фильтр Ф в бак. Таким образом осуществляется разгрузка насоса.

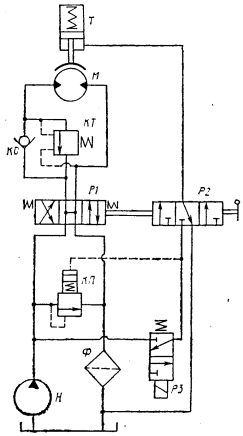


Рис. 40. Схема гидропередачи привода лебедки автомобильного крана

Одновременно в гидроцилиндре тормоза давление уменьшается до нуля, и его шток под действием пружины перемещается вниз. Тормоз замыкается, и движение груза прекращается.

Рассмотренная гидропередача имеет систему с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, так как впускная линия насоса и сливная линия мотора сообщаются с баком. Мощные гидропередачи (например, гидропередача трансмиссии мобильной машины) имеют гидросистему с замкнутой циркуляцией (рис. 41). Такая гидропередача дополнительно включает систему подпитки, состоящую из насоса HI с напорным клапаном КН1 и двумя обратными клапанами К01 и К02. В гидромотор вмонтированы напорные клапаны КН2 и KU3, которые предохраняют от перегрузки гидросистему, гидромотор М и насос Н. В системе также имеется переключаемый гидравлически управляемый распределитель Р с напорным клапаном КН4, который выпускает избыточную жидкость из линии с низким давлением, поступающую от дополнительного насоса.

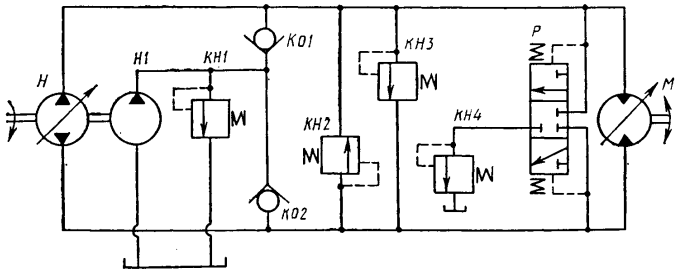


Рис. 41. Схема гидропередачи привода ведущих колес мобильной машины

Изменение направления движения выходного звена осуществляется по первой схеме с помощью распределителя, по второй — переключением фаз распределения в насосе.

В закрытых гидросистемах необходимо непрерывно восстанавливать объем жидкости, циркулирующей между насосом и гидромотором, так как имеют место ее утечки. Утечки рабочей жидкости сливаются по дренажной магистрали в бак. Из этого бака жидкость вспомогательным подпиточным насосом подается в магистраль низкого давления.

Благодаря малой инерционности гидравлических и пневматических двигателей гидро- и пневмосистемы отличаются высокой приемистостью и малым временем запаздывания при отработке командных сигналов. Это главное достоинство объемных приводов объясняется высоким давлением рабочей среды.

В настоящее время гидросистемы работают при давлениях 20…32 МПа, которые в 11...17 раз превосходят напряжения в сердечнике электромагнита из электротехнической стали. Последнее ограничено магнитным насыщением.

К другим существенным преимуществам гидропередач относится следующее: возможность бесступенчатого регулирования скорости в широких пределах при помощи простых средств управления; простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное; удобство компоновки; большая нагрузочная способность и возможность защиты от перегрузки.

Достоинства гидропередач обусловливают их широкое использование в мобильных сельскохозяйственных, строительных и дорожных машинах.

Все современные тракторы оборудованы гидравлической навесной системой. Предусматривается оборудование тракторов гидросистемами отбора мощности (отбор до 50...60% мощности приводного двигателя), предназначенными для обслуживания активных рабочих органов уборочных машин, почвенных фаз и т. п.

Гидрофицируются режущие аппараты косилок, жаток, комбайнов и других машин. Гидропривод осуществляется к дискам разбрасывателей минеральных удобрений и рабочим органам погрузчиков, транспортерам, грохотам картофелуборочных комбайнов и машин для вибрационной уборки садовых культур,

Автомобили-самосвалы, тракторные и автомобильные прицепы снабжены гидравлическим оборудованием для опрокидывания кузовов.

Гидроусилитсли рулевого управления устанавливаются на все колесные тракторы, начиная с их класса 0,9; на все модели грузовых автомобилей с нормальной нагрузкой на управляемую ось более 25 кН; на автобусы большой вместимости и легковые автомобили высокого класса. Все более широкое распространение получает на тракторах и мобильных

сельскохозяйственных машинах полностью гидрофицированный руль, что позволяет расположить рулевое колесо наиболее удобно с точки зрения эргономики.

Значительно облегчает работу водителей (операторов) гидрофикация управления муфтой сцепления, тормозами и коробкой передач.

В сельскохозяйственных машинах и тракторах применяются гидрообъемные трансмиссии. Введение моторных колес позволяет отказаться от традиционных компоновок и структур мобильных сельскохозяйственных машин, а также использовать безмоторные сельскохозяйственные шасси с активными осями с образованием фронтальных сцепов нескольких гидрофицированных шасси.

Применение пневмопривода на тракторах и автомобилях связано главным образом с управлением тормозами. Простота конструкции, невысокие требования к обслуживанию при эксплуатации являются положительными качествами пневматических систем управления. В машинах, оборудованных пневматической системой тормозов, находят применение пневматические приводы управления сцеплением, механизмами блокировки дифференциалов и другие пневматические системы.

Перспективным является использование гидравлических и пневматических передач в сочетании с электрическими для автоматизации технологических процессов в сельском хозяйстве и строительстве с целью повышения производительности и улучшения условий труда.

Однако эффективная реализация преимуществ объемных гидропередач затруднена из-за следующих основных их недостатков; 1) работоспособность и надежность гидропередачи в значительной степени определяется температурой окружающей среды и соответственно вязкостью рабочей жидкости; 2) имеют место перетечки и утечки рабочей жидкости вследствие нарушения герметичности элементов гидропередач; 3) гидропередачи отличаются повышенной чувствительностью к эксплуатационным свойствам рабочей жидкости (необходима ее постоянная очистка); 4) повышенные требования предъявляются к материалам гидросистем, качеству изготовления деталей, а также сборки гидрооборудования.

Повышение эффективности гидрофицированных машин, уменьшение трудовых и материальных затрат на поддержание их в работоспособном состоянии являются актуальными задачами. Эти задачи решаются путем повышения технического уровня эксплуатации машин, включая организацию системы их диагностирования.

9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

9.1. Основные положения проектирования гидропривода строительно-дорожных подъемно-транспортных машин

Расчет и проектирование систем объемного гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин должны производиться с учетом специфических условий их эксплуатации: различные климатические зоны и времена года; работа на открытом воздухе с повышенной запыленностью; тряска и вибрация при работе; разнообразные режимы работы с большим количеством включений и широким диапазоном нагрузок.

Конструкция гидропривода должна обеспечивать надежную и бесперебойную работу с заданными технико-экономическими показателями и удовлетворять требованиям техники безопасности.

Проектирование гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин должно производиться с учетом режимов их работы. Режим работы гидропривода определяется в зависимости от коэффициентов использования номинального давления, продолжительности работы под нагрузкой, а также числа включений в 1 ч (табл. 1).

При конструировании и расчете гидроприводов машин основные параметры, геометрические и присоединительные размеры гидрооборудования следует выбирать в соответствии с ГОСТом.

Основными параметрами систем объемного гидропривода являются номинальное давление (ГОСТ 12445-80) и расход (ГОСТ 13825-80).

Элементы объемного гидропривода рекомендуется выбирать из серийно выпускаемой нормализованной гидроаппаратуры и гидрооборудования, и в первую очередь предназначенных для строительно-дорожных машин.

Таблица 1. Режим работы гидропривода

Режим работы гидропривода	Коэф. исп. ном. дав. $K_P = \frac{P}{P_{ном}}$	Коэф. продол. раб.под. нагр. $K_p = \frac{t_p}{t}$	Число включе-ний в час	Область применения
Легкий	<0,4	0,1…0,3	до 100	Системы управления; снегоочиститель
Средний	0,4…0,7	0,3…0,5	100-200	Скреперы, бульдозеры, автогрейдеры
Тяжелый	0,7…0,9	0,5…0,8	200-400	Погрузчики,автокраны, экскаваторы, катки
Весьма тяжелый	>0,9	0,8…0,9	400-800	машины непрерывного действия

Процесс проектирования гидропривода состоит из следующих этапов: анализа кинематики исполнительных механизмов, установления вида и требуемой последовательности движений в соответствии с характером технологического процесса работы машины: составления принципиальной гидравлической схемы; расчета гидропривода и подбора гидроаппаратуры.

Расчет рекомендуется вести в три этапа: выбор параметров и предварительный расчет, уточнение параметров с учетом потерь давления и расхода; поверочный расчет.

В предварительном расчете выбирают давление в гидросистеме, определяют мощность привода, подачу насосов, основные параметры гидродвигателей. Если при предварительной оценке выясняется невозможность выполнения условий технического задания, то выбранные расчетные данные корректируются.

Основной расчет включает в себя расчет и выбор насосов, гидродвигателей, направляющей и регулирующей гидроаппаратуры, трубопроводов и других элементов, а также расчет потерь давления, в гидросистеме, к.п.д. привода, тепловой расчет гидропривода.

Поверочный расчет выполняется для деления степени расхождения между полученными и заданными выходными параметрами при использовании серийно выпускаемых гидроагрегатов с конкретными их характеристиками.

9.2. Разработка принципиальной гидравлической схемы

Конструкция и характеристики гидропривода обусловлены назначением и характеристиками исполнительных (рабочих) органов машины, для которых этот гидропривод предназначен. Поэтому студент должен хорошо ознакомиться с назначением машины, принципом ее действия, условиями эксплуатации, возможным расположением и взаимодействием гидрооборудования.

При составлении гидравлической схемы необходимо широко использовать опыт разработки и эксплуатации гидрофицированных машин, типовых гидравлических схем, использованных на машинах подобного назначения.

В ходе разработки гидравлической схемы решают такие принципиальные вопросы, как число потоков гидросистемы, (одно- двух- или многопоточная), характер циркуляции рабочей жидкости (замкнутая или разомкнутая), регулирование скорости привода (нерегулируемый, дроссельный или машинный), способ управления (ручной, дистанционный или автоматический), вопросы размещения и компоновки элементов гидропривода. При выборе гидравлической схемы с питанием гидроцилиндров и гидромоторов от общего насоса следует иметь в виду, что давление перед гидроцилиндрами должно мало отличаться от давления

перед гидромотором. Если применение высокого давления в системе питания гидроцилиндров при малом давлении перед гидромоторами почему-либо неизбежно, то следует перейти к двухпоточной схеме, и для питания каждой группы гидродвигателей предусмотреть свой автономный насос. В противном случае для снижения давления в магистрали гидромотора придется использовать редукционный клапан, что увеличит гидравлические потери и снизит к.п.д. гидропривода. В строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах в основном применяются гидроприводы с разомкнутой циркуляцией жидкости, так как они могут применяться на машинах любого назначения для привода гидродвигателей как поступательного, так и вращательного действия. Гидроприводы с замкнутой циркуляцией применяются только для привода гидромоторов, например, в приводах хода роторных траншейных экскаваторов, экскаваторов-каналокопателей, ротора снегоочистителей, вальцов самоходных катков, в объемных гидропередачах, колесных и гусеничных машин. При большой мощности привода (N>10 кВт) в сочетании с регулятором мощности находит широкое применение в тягачах, землеройно-транспортных машинах объемное (машинное) регулирование скорости рабочего органа при замкнутой системе циркуляции жидкости.

Дроссельное регулирование менее экономично, чем объемное, и может применяться в гидроприводах малой мощности и в случаях кратковременного регулирования, т.е. в гидроприводах, для которых вопросы экономичности не имеют решающего значения.

В гидросистемах мобильных строительных и дорожных машин применяется в основном управление от оператора ручное и дистанционное. Автоматическое управление гидроприводом применяют в случае необходимости точного выполнения, например, планировочных работ на автогрейдерах, каналокопателях, бульдозерах.

Составление принципиальной гидравлической схемы целесообразно начинать с составления схемы “от двигателей”, т.е. нанести на схему места расположения выбранных исполнительных гидродвигателей, затем на их рабочих гидролиниях – регулирующие и исполнительные аппараты в соответствии с режимом работы и другими конкретными требованиями к работе каждого двигателя. После этого объединить линии нагнетателя, слива и дренажа отдельных участков схемы; при необходимости определить места установки редукционных клапанов, дросселей с обратным клапаном (для пропускания потока в одном направлении и ограничения потока в обратном) и других гидроаппаратов. Последним этапом является разработка гидросхемы насосной установки, размещение фильтров и других вспомогательных элементов. Составленную гидравлическую схему необходимо проанализировать на безаварийность работы, т.е. оценить поведение рабочих органов при возможных нарушениях в работе гидроаппаратов. При необходимости в схему вводят дополнительные

блокирующие устройства, гидрозамки, исключающие возможность возникновения аварийных ситуаций.

Таким образом, основная номенклатура оппонентов гидропривода определяется на стадии составления принципиальной гидравлической схемы, далее уточняется и выбирается в процессе расчета гидропривода.

9.3. Выбор и расчет основных параметров и исходных данных

Для проектирования гидропривода необходимо иметь следующие данные:

- тип базовой машины, схема исполнительных рабочих органов и их техническая характеристика;
- назначение гидропривода и требования, предъявляемые к нему;
- характеристика климатической зоны эксплуатации машины;
- принципиальная гидравлическая схема гидропривода;
- режим работы гидропривода;
- усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов;
- скорости перемещения штоков гидроцилиндров и частоты вращения валов гидромоторов.

От типа и назначения базовой машины, кинематики используемых рабочих органов, циклов и режимов работы зависят гидравлическая схема, компоновка элементов гидросистемы и режим работы гидропривода, который необходим при расчетах параметров гидромашин.

По характеристике климатической зоны эксплуатации машины определяются граничные значения температуры воздуха, которые учитываются при выборе рабочей жидкости.

Усилия на штоках гидроцилиндров и нагружающие моменты на валах гидромоторов необходимы для расчета диаметров гидроцилиндров и для выбора типоразмеров гидромоторов.

Скорости гидродвигателей зависят от режима работы гидропривода и прочих циклов.

Завышение скорости ведет к увеличению расходов в гидросистеме и размеров гидрооборудования, а занижение – к уменьшению производительности машины. При легком режиме работы гидропривода скорости гидродвигателей исполнительных органов мало влияют на производительность машины, поэтому назначаются малые скорости гидродвигателей, а при тяжелых режимах – больше скорости, т. к. они увеличивают производительность базовой машины. Поэтому диапазон скоростей штоков гидроцилиндров принимается от 2 до 30 м/мин (0,03-0,5 м/с).

Величины усилий, крутящих моментов и скоростей подсчитываются при выполнении силовых расчетов силового оборудования и механизмов

машины и расчета производительности машины. Для выполнения заданных внешних параметров гидропривода необходимо выбрать или рассчитать основные внутренние параметры на основном расчетном (номинальном) режиме. Такими параметрами для систем объемного гидропривода являются номинальные давления ($P_{ном}$) и расход ($Q_{ном}$).

В системах объемного гидропривода с разветвлением мощности расчет необходимого давления и расхода производят по наиболее нагруженному гидродвигателю.

9.3.1. Выбор номинального давления

Давление в гидросистеме зависит от типа насоса и назначения гидропривода на данной машине (для вспомогательных и устойчивых операций привода основного рабочего оборудования). Давление насоса должно быть тем больше, чем больше нагрузка или мощность приводимого в движение механизма. Малые давления приводят к возрастанию габарита и веса, но способствуют плавной и устойчивой работе; большие давления, снижая габариты и вес, усложняют конструкцию и эксплуатацию гидросистем, уменьшают долговечность гидрооборудования. Номинальное давление обычно выбирают на основании существующих рекомендаций и статистических данных, полученных при практическом использовании машин данного типа. При этом за величину расчетного давления принимают номинальное давление насосов, серийно выпускаемых промышленностью и использованных в машинах, аналогичных проектируемой.

Номинальное давление в гидросистеме назначают в соответствии с нормальным рядом давлений по ГОСТ 6540-74 и ГОСТ 12445–77 (МПа): 0,63 ; 1,0; 1,6; 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32.

9.3.2. Выбор рабочих жидкостей

Рабочая жидкость, кроме основной функции – передачи энергии от насоса к гидродвигателю, выполняет ряд важных функций: смазка трущихся поверхностей детали; удаление продуктов износа трущихся пар; предохранение их от коррозии; охлаждение гидравлической системы. Поэтому работоспособность и долговечность гидрооборудования зависит от правильности выбора рабочей жидкости.

В гидроприводах строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин применяются только загущенные минеральные масла, обладающие хорошей смазывающей способностью, химической стабильностью при повышенных температурах, хорошими антикоррозийными и противопенными свойствами. В настоящее время широко применяются следующие масла: МГ-20, МГ-30, ВМГ-3, АМГ-10, И-12, И-20, И-30.

Выбор марки масла должен производиться с учетом режима работы гидропривода, климатических и температурных условий, соответствия вязкости номинальному давлению, а также рекомендации заводов-изготовителей гидромашин.

В гидроприводах, эксплуатируемых на открытом воздухе при температуре от +50º до -60º С, рекомендуется применять не более двух сортов рабочей жидкости (летнее и зимнее). Уровень вязкости рабочей жидкости в условиях эксплуатации должен находиться в пределах 20-200 сСт (мм²/с). Допустимый диапазон вязкости масла при кратковременной эксплуатации может быть 10-2000 сСт (мм²/с).

Температура застывания рабочей жидкости должна быть на 15-20º С ниже наименьшей температуры окружающей среды, в которой будет эксплуатироваться гидросистема.

Максимальная температура рабочей жидкости в гидросистеме не должна превышать 70-80º С. Для обеспечения оптимального температурного режима гидросистем, работающих в тяжелых климатических условиях, необходимо предусматривать средства для охлаждения рабочей жидкости (маслорадиаторы) или прогрева (пропуск через предохранительный клапан насоса под максимальной нагрузкой).

Для выбора рабочей жидкости необходимо знать граничные величины температуры окружающего воздуха, которые зависят от климатической зоны эксплуатации.

Граничные температуры окружающего воздуха для различных климатических зон:

- Крайний Север и Сибирь -50…+35º С;
- районы средней полосы РФ -35…+40º С;
- южные районы страны -25…+50º С.

Рабочую жидкость выбирают также с учетом типа насосов и рекомендации заводов-изготовителей. ГОСТ 14892-69 рекомендует определенные пределы вязкости масла для нормальной работы различных насосов (табл.2).

Таблица 2. Ограничение вязкости рабочих жидкостей роторных насосов

Тип насоса	Вязкость, сСт (мм²/с)	
	минимальная	максимальная
Аксиально-поршневые	6-8	1800-200
Пластинчатые	10-12	3500-4500
Шестеренные	16-18	4500-5000

Масла МГ-20 и МГ-30 предназначаются для гидроприводов, работающих на открытом воздухе в средних и южных районах (заменители: ИС-20, ИС-30); ВМГЗ пригодно для всесезонной эксплуатации

гидроприводов в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, а в средней и южных зонах – в зимний период (заменитель – АМГ-10); МГ-30, силиконовая жидкость 7-50-С3 рекомендуются для условий тропиков.

9.4. Расчет мощности и подачи насосов

При расчете гидропривода строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин за основной параметр удобнее принимать мощность. Выбранное номинальное давление $P_{ном}$ (Па) должно обеспечить заданную силу F (Н) или крутящий момент М (Н.м), расход Q ($м^3/с$), скорость V (м/с) и частота вращения ω (1/с) гидродвигателя.

Полезная мощность определяется:

на штоке гидроцилиндра $$N_{ц} = \frac{F \cdot V}{1000}, \text{ кВт;} \quad (34)$$

на валу гидромотора $$N_{м} = \frac{M \cdot \omega}{1000}, \text{ кВт.} \quad (35)$$

При предварительном расчете гидропривода потери давления на путевые и местные сопротивления, сил трения и инерционных сил рекомендуется учитывать коэффициентом запаса по усилию $К_{з.у}$=1,1-1,2, утечки и уменьшение подачи вследствие перегрузки двигателя - коэффициентом запаса по скорости $К_{з.с}$=1,1-1,3. Меньшие значения принимаются для приводов, работающих в легком и среднем режимах, а большие – в тяжелых и весьма тяжелых режимах эксплуатации.

Если в гидросистеме привод двигателей осуществляется от нескольких насосов, подающих жидкость в одну напорную магистраль, то мощность привода определяется так же, как и для насоса, а затем их подача рассчитывается для каждого отдельного насоса. В случае двухпоточной (многопоточной) гидросистемы с насосами, обеспечивающими работу различных групп гидродвигателей, расчет мощности привода каждой насосной установки производится отдельно.

Мощность насосной установки:

$$N_{н.у.} = К_{з.у} \cdot К_{з.с} \cdot (Z_{ц} \cdot N_{ц} + Z_{м} \cdot N_{м}), \text{ кВт,} \quad (36)$$

где $Z_{ц}$ и $Z_{м}$ - число одновременно работающих гидроцилиндров и гидромоторов.

Определив мощность привода установки, можно определить расход рабочей жидкости в гидросистеме:

$$Q_{г.п.} = \frac{N_{н.у.}}{P_{ном}}. \quad (37)$$

В однопоточном гидроприводе с одним общим насосом его расчетная подача $Q_{н.р}$, должна равняться расходу гидропривода $Q_{н.р}= Q_{г.п.}=Z_ц \cdot Q_ц + Z_м \cdot Q_м$. Если один насос не может обеспечить необходимую подачу, то рекомендуется установить два одинаковых насоса с подачей каждого $Q_н = \frac{Q_{г.н}}{2}$ или подобрать два однотипных насоса с различной подачей с тем, чтобы один из них подключить только в период совместной работы гидроцилиндров и гидромоторов значительно будут отличаться друг от друга, то рационально использовать двухпоточный гидропривод, т.е. обеспечивать раздельное питание гидроцилиндров и гидромоторов от двух независимых насосов, которые подбираются соответственно по их расходам. По принятым значениям номинальных давления ($P_{ном}$) и расхода ($Q_{ном}$) в соответствии с гидравлической схемой подбираются элементы гидропривода из номинального ряда серийно выпускаемого гидрооборудования, отдавая предпочтение тем, которые имеют наиболее близкие значения к условию ($P_{г.о} \geq P_{ном}$, $Q_{г.с} \geq Q_{ном}$).

9.5. Выбор насосов

Тип насоса выбирается исходя из опыта проектирования и эксплуатации строительно-дорожных и подъемно-транспортных машин в зависимости от режима работы гидропривода.

В гидроприводах легкого и среднего режимов работы рекомендуется применять шестеренные и пластинчатые насосы, для тяжелого режима – аксиально-поршневые.

При выборе насосов основными параметрами являются рабочий объем q ($см^3$/об), номинальное давление $P_{ном}$ (МПа), номинальная частота вращения $n_{ном}$ (об/мин), а дополнительным – номинальная подача $Q_{ном}$ (л/мин), которая должна соответствовать расходу гидропривода $Q_{г.п}$.

Определяют расчетный рабочий объем $q_{н.р}$ ($см^3$/об) выбранного типа насоса:

$$q_{н.р}=10^3 \cdot \frac{Q_{г.п}}{n_{ном} \cdot \eta_{об.н}}, \qquad (38)$$

где $Q_{г.п}$ – расход гидропривода, л/мин;

$n_{ном}$ – номинальное число оборотов вала насоса, об/мин;

$\eta_{об.н}$ - объемный к.п.д., принимаемый из технической характеристики насоса. По значениям параметров $q_{н.р}$, $n_{ном}$, $P_{ном}$ выбирают насос с ближайшим значением рабочего объема $q_н$ ($см^3$/об), и рассчитывают действительную подачу насоса $Q_н$:

$$Q_н=10^{-3} \cdot q_н \cdot n_{ном} \cdot \eta_{об.н}, \text{ л/мин}, \qquad (39)$$

которая может отличаться от его расчетной подачи.

Выбранный насос должен развивать давление

$$P_н=P+\Sigma\Delta P, \text{ МПа} \quad (40)$$

где Р – давление на входе в гидродвигатель;

$\Sigma\Delta P$–суммарные потери давления в гидросистеме, которое расчитывается при гидравлическом расчете гидропривода.

Максимальное давление $P_{н.мах}$, которое может создавать насос при перегрузках, ограничивается предохранительным клапаном:

$$P_{н.мах}=(0,1\text{-}1,2)\cdot P_н, \text{ МПа.} \quad (41)$$

Оно не должно превышать максимально допустимое давление данного насоса, указанное в его технической характеристике. Также частота вращения $n_н$ выбранного насоса должна быть меньше максимально допустимой ее величины $n_{мах}$, приведенной в его технической характеристике.

При работе насоса на режимах, отличающихся от номинального, подачу насоса определяют по формуле:

$$Q=\frac{Q_{ном}}{\eta_{об(ном)}}\cdot\left[\frac{n}{n_{ном}}-(1-\eta_{об(ном)})\cdot\frac{P}{P_{ном}}\right]. \quad (42)$$

Мощность, потребная для привода насоса, определяется по формуле:

$$N=\frac{P\cdot Q}{1000\cdot\eta_н}, \text{ кВт,} \quad (43)$$

где Р- давление, развиваемое насосом, Н/м^2;

Q- подача насоса, м^3/с;

$\eta_н$ - общий к.п.д. насоса по технической характеристике. В предварительных расчетах величины общего и объемного к.п.д. для различных типов насосов могут быть приняты в следующих пределах:

шестеренных $\eta_н$ =(0,8-0,85); $\eta_{об.н}$ = (0,90 ÷ 0,94);

аксиально-поршневых $\eta_н$ = (0,85 ÷ 0,90); $\eta_{об.н}$ = (0,95 ÷ 0,98);

пластинчатых $\eta_н$ = (0,60 ÷ 0,80); $\eta_{об.н}$ = (0,70 ÷ 0,90).

9.6. Выбор и расчет гидроцилиндров

На строительно-дорожных и подъемно-транспортных машинах следует применять следующие типы гидроцилиндров:

- поршневые одноштоковые простого и двойного действия;
- поршневые двухштоковые двойного действия;
-плунжерные одностороннего действия (в механизмах, обеспечивающих принудительный возврат штока гидроцилиндра в исходное положение).

Основными параметрами гидроцилиндра являются: ход поршня X, диаметры поршня D, штоков d, номинальное давление $P_{ц.ном}$.

Ход поршня X обычно задают конструктивно в соответствии с ходом рабочего органа или определяют через кинематическую цепь, если между гидроцилиндром и рабочим органом имеется передача. Если гидроцилиндр непосредственно встроен в машину или является частью рабочего органа, то его размеры определяют конструктивно, а затем по выбранным диаметрам d – штока, D поршня определяют эффективную (рабочую) площадь $f_{эф}$. Необходимое давление $P_{ц.р}$ для создания (необходимого) заданного усилия $F_н$ определяют из соотношения $P_{ц.р}= F_н/ f_{эф}$. Если конструкция привода не определяет диаметры d и D гидроцилиндра, то по рабочему давлению $P_{ц.р}\approx 0{,}9\cdot P_{ном}$ ($P_{ном}$-выбранное номинальное давление в гидросистеме) и заданному усилию $F_н$ определяют эффективные площади f_1 и f_2 гидроцилиндра, затем диаметры поршня D и штока d (табл. 3). В предварительных расчетах могут быть приняты: давление в напорной полости гидроцилиндра $P_{ц.р}\approx 0{,}9\cdot P_{ном}$, сливной – $P_{сл} \approx$ 0,2-0,5 МПа; к.п.д. $\eta_{ц.max} \approx 0{,}96$, $\eta_{ц.об}=1$; соотношение между диаметрами штока и поршня d/D=0.3-0.7 (прил. 2). Выбранные диаметры поршней D и штоков d должны соответствовать ГОСТ 6540-68.

При номинальном давлении в гидросистеме $P_{ном}$=16 МПа размеры гидроцилиндра рекомендуется выбирать по отраслевой нормали ОН–22-176-69 Минстройдормаша.

Также разработаны и выпускаются для автомобильных кранов специальные гидроцилиндры ТУ-22-3277-55, унифицированные гидроцилиндры для одноковшовых экскаваторов на давление $P_{ном}$=32 МПа.

Наибольшее распространение в гидроприводах строительных и дорожных машин получили гидроцилиндры двухстороннего действия с односторонним штоком. В табл. 3 приведены основные параметры и расчетные зависимости для этих гидроцилиндров.

Таблица 3. Параметры и расчетные зависимости гидроцилиндров с односторонним штоком.

Параметры	Расчетные зависимости	
	при выталкивании штока	при втягивании штока
Эффективная площадь поршня	$f_1 = \pi \cdot D / 4^2$	$f_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$
Усилие на штоке $F_{факт}$	$F_1 = (f_1 \cdot P_{ц.р} - f \cdot P_{сл}) \cdot \eta_{ц.мех}$	$F_2 = (f_2 \cdot P_{ц.р} - f_1 \cdot P_{сл}) \cdot \eta_{ц.мех}$
Расход жидкости:	$Q_{1T} = \frac{f_1 \cdot \chi}{t} = f_1 \cdot V_T$	$Q_{2T} = \frac{f_2 \cdot \chi}{t} = f_2 \cdot V_T$
Потребный		

Действительный	$Q_1 = f_1 \cdot \frac{v_T}{\eta_{ц.об}}$	$Q = f_1 \cdot \frac{v}{\eta_{ц.об}}$
К.п.д.:		
Объемный	$\eta_{ц.об} = \frac{Q_{1T}}{Q_1} = \frac{V_T}{V}$	$\eta_{ц.об} = \frac{Q_{2T}}{Q_2} = \frac{V_T}{V}$
Механический	$\eta_{ц.мех} = F_{факт} / F_{теор}$	$\eta_{ц.мех} = F_{факт} / F_{теор}$
Общий	$\eta_ц = \eta_{ц.об} \cdot \eta_{ц.мех}$	$\eta_ц = \eta_{ц.об} \cdot \eta_{ц.мех}$

Рекомендуется следующая последовательность расчета гидроцилиндров:

1) по условиям компоновки определяются максимально допустимые габаритные размеры;

2) определяется расчетная величина внешней нагрузки, приведенная к штоку и действующая вдоль его оси;

3) определяется сила потребная ($F_{факт.}$) для преодоления внешней нагрузки в обе стороны движения штока;

4) выбирается схема цилиндра и способ его крепления;

5) определяется ход штока и округляется до ближайшего значения по ГОСТ 6540-68;

6) задается величина рабочего давления в цилиндре ($P_{ц.р} \approx 0{,}9 \cdot P_{ном}$) с учетом ГОСТ 12445-80;

7) определяются потребные эффективные площади поршня по найденным величинам потребной силы и рабочего давления в цилиндре;

8) определяются диаметры поршня и штока с учетом рекомендации d/D (см. прил. 2). Полученные значения округляются до ближайших стандартных по ГОСТ 6540-68;

9) по заданной скорости перемещения штока определяется необходимый расход масла (фактический);

10) производится предварительная проработка конструкции гидроцилиндра;

11) производится расчет гидроцилиндра на прочность и устойчивость с увязкой основных размеров в соответствии ГОСТ.

При наличии стандартизованных гидроцилиндров расчет заканчивается пунктом 6 и выбором цилиндра по соответствующему ГОСТ или ОСТ. После расчета и выбора диаметров (D и d) гидроцилиндра проверяется усилие $F_{факт}$ на штоке по формулам, при этом должно быть $F_{факт} \geq F_н$.

9.7. Выбор гидромоторов

По заданным значениям крутящего момента $M_{кр}$ и частоты вращения n определяют класс искомого гидромотора: если $M_{кр}$/ n>10 высокомоментный; $M_{кр}$/ n<10 – низкомоментный. По техническим характеристикам гидромоторов, серийно выпускаемых промышленностью, и заданным значениям $M_{кр}$ и n выбирают наиболее подходящий типоразмер.

Гидромотор можно также подобрать по рабочему объему $q_м$:

$$q_м = \frac{M}{0{,}159 \cdot (P_{м.р} - P_{сл}) \cdot \eta_{м.мех}}, \text{ см}^3/\text{об} \qquad (44)$$

где M – крутящий момент, Н·м;

$(P_{м.р} - P_{сл})$ – перепад давления в гидромоторе, МПа;

$\eta_{м.мех}$– механический к.п.д. гидромотора.

Если номинальное давление выбранного гидромотра $P_{м.р}$ больше номинального давления $P_{ном}$, принятого в гидросистеме, то его крутящий момент определяют из соотношения:

$$\frac{M_{кр}}{M_{ном}} = \frac{P_{м.р}}{P_{ном}}, \qquad (45)$$

где $M_{ном}$, $P_{ном}$– соответственно номинальные крутящий момент и давление по технической характеристике;

$M_{кр}$, $P_{кр}$– соответственно расчетные параметры.

В гидроприводах строительно-дорожных машин даже для получения больших крутящих моментов часто используются низкомоментные аксиально-поршневые (типа 210) и шестеренные (НШ, НМШ) гидромоторы. В этом случае они передают крутящий момент на вал рабочего органа через понижающий редуктор с передаточным отношением редуктора

$$I_р = M/(M_{м.р.} \cdot \eta_{р.мех}), \qquad (46)$$

где M, $M_{м.р}$ – соответственно крутящие моменты на валу рабочего органа и гидромотора;

$\eta_{р.мех}$ - механический к.п.д. редуктора;

$n_м = I_р \cdot n_о$ ($n_о$ - частота вращения рабочего органа).

Диапазон частоты вращения гидромоторов принимаются:

номинальное и максимальное – по паспортным данным; минимальное в зависимости от типа гидромоторов следующее: 60 – для аксиально-поршневых; 100 – для шестеренных; 300 об/мин – для пластинчатых.

Необходимый расход гидромотора для обеспечения заданного числа оборотов определяется по формуле

$$Q_м=(q_м\cdot n_м)\cdot 10^{-3}/\eta_{м.об}, \text{ л/мин}, \quad (47)$$

где $q_м$ – рабочий объем гидромотора, $см^3$/об;

$n_м$ – число оборотов вала гидромотора, об/мин;

$\eta_{м.об}$ – объемный к.п.д. гидромотора по его технической характеристике.

9.8. Выбор направляющей и регулирующей гидроаппаратуры

Направляющая гидроаппаратура предназначена для изменения направления потока жидкости путем полного открытия или полного закрытия проходных сечений отверстий. К ней относятся гидрораспределители, обратные клапаны, гидрозамки, гидроклапаны последовательности, блоки сервоуправления.

Предохранительные, переливные, подпиточные тормозные и редукционные клапаны, дроссели и регуляторы потока жидкости относятся к регулирующей аппаратуре. Они применяются для регулирования давления и потока рабочей жидкости путем изменения площади проходного сечения отверстия.

Основными параметрами направляющей и регулирующей гидроаппаратуры являются номинальное давление, условный проход и номинальный поток.

При проектировании гидроприводов данная гидроаппаратура обычно не рассчитывается, а выбирается по основным параметрам при соблюдении следующих условий:

$P_{ном}\geq P_{ном.р}$, $Q_{ном}\geq Q_{ном.р}$.

При выборе конкретных гидроаппаратов предпочтение следует отдавать гидроаппаратам, имеющии наиболее близкие к расчетным номинальные значения давления $P_{ном.р}$ и $Q_{ном.р}$.

9.9. Выбор фильтров

В гидросистемах строительных и дорожных машин применяют в основном линейные фильтры (ОСТ 22-883-75) с бумажным или сетчатым фильтр-элементом, обеспечивающим тонкость фильтрации 25 и 40 мкм. Могут применятся встроенные (ОН – 22-60-67), пластинчатые, магнитные, магнитно-сетчатые фильтры по нормалям ЭНИМС.

Фильтры обычно включаются в сливной гидромагистрали и выбираются по номинальному потоку и необходимой тонкости фильтрации. При

недостаточности одного фильтра можно выбрать два или три одинаковых и параллельно включить их в сливной гидролинии.

9.10. Выбор трубопроводов

Внутренний диаметр трубы или гибкого рукава d (мм) определяется по формуле

$$d = 4{,}6 \cdot \sqrt{\frac{Q}{V}}\ ,\text{мм}, \qquad (48)$$

где Q – расход жидкости на участке, л/мин;

V– средняя скорость рабочей жидкости , м/с.

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного по ГОСТ 8732-78, ГОСТ – 8734-75 (размеры стальных бесшовных труб) и ТУ-22-31-74, ТУ-38-40534-75 (размер рукавов). Затем по принятому стандартному диаметру определяется действительная скорость (м/с):

$$V=21{,}2 \cdot \frac{Q}{d^2}\text{, км/ч.} \qquad (49)$$

При расчетах рекомендуются следующие значения средней скорости рабочей жидкости в трубопроводах:

- всасывающих: V=0,5÷1,5 м/с;
- напорных: при P<10 МПа V=3÷4 м/с, P>10 МПа V=5÷6 м/с;
- сливных открытых систем: V=2 м/с.

Сечения дренажных трубок выбирают в соответствии с паспортными данными гидроаппаратов и оборудования. Давление в дренажной системе не должно превышать 0,15 МПа.

9.11. Расчет потерь давления в гидросистеме

Расчет потерь давления в гидросистеме производится для определения эффективности спроектированного гидропривода и уточнения выходных параметров при поверочном расчете. Потери давления не превышают 6% от номинального давления насосов, если гидросистема спроектирована нормально. В гидросистемах машин, эксплуатирующихся в районах Сибири и Крайнего Севера, потери давления в зимнее время допускаются до 12%, а в период разогрева рабочей жидкости – до 20%.

Суммарные потери давления в гидросистеме складываются из потерь давления в отдельных элементах:

$$\Sigma\Delta P=\Sigma\Delta P_l+\Sigma\Delta P_м+\Sigma\Delta P_{г.а.}, \qquad (50)$$

где $\Sigma\Delta P_l$ – суммарные потери давления на трение по длине всех участков трубоповода;

$\Sigma\Delta P_м$ - суммарные потери давления в местных сопротивлениях трубопровода;

$\Sigma\Delta P_{г.а}$ - суммарные потери давления в гидроаппаратах.

Потери давления на трение по длине трубопровода ΔP_l и местные потери $\Delta P_м$ определяются по формулам:

$$\Sigma\Delta P_l = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P \cdot \frac{V^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho / 2 \cdot \left(\frac{Q}{f}\right)^2, \quad (51)$$

$$\Sigma\Delta P_м = \varsigma \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} = \varsigma \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{f}\right)^2, \quad (52)$$

где λ и ς – коэффициенты гидравлического трения и местного сопротивления; Q и V –расход и средняя скорость потока; l, d и f – длина, диаметр и площадь сечения потока на расчетном участке трубопровода; ρ – плотность рабочей жидкости.

Определяется режим течения жидкости по числу Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{V \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu}. \quad (53)$$

Коэффициент гидравлического трения λ расчитывается: при ламинарном движении (Re<2300) по формуле $\lambda = 75 / R_e$,

при турбулентном движении по формулам, соответствующим области гладкого сопротивления, например $\lambda = 0{,}3164 \cdot \mathrm{Re}^{-0{,}25}$. Коэффициент местных сопротивлений ς принимается в зависимости от вида сопротивления по справочным данным.

Потери давления в гидроаппаратах принимают по техническим характеристикам при номинальном расходе, а при других расходах определяют из соотношения:

$$\frac{\Delta P_{НОМ}}{\Delta P} = \left(\frac{Q_{ном}}{Q}\right)^2. \quad (54)$$

При отсутствии данных о потерях давления в гидроаппаратах, их можно определить как потери в местных сопротивлениях, принимая $\varsigma_{г.а}$ из справочных таблиц.

Рекомендуется потери давления суммировать по отдельным участкам: напорной и сливной гидролиниям для каждого гидродвигателя. Если участки соединены последовательно, то общая потеря давления равна сумме потерь на всех участках. Потери параллельно соединенных участков

подсчитываются для каждого из них, но при определении давления, создаваемого насосом, учитывается наибольшее.

Например, суммарные потери давления в гидросистеме (рис. 42) определены из следующих выражений:

напорная линия

$$\Sigma\Delta P_{нл}=\Delta P_{l1}+\Delta P_{м1}+\Delta P_{l2}+\Delta P_{M2}+\Delta P_{l3}+\Delta P_{м3}+\Delta P_{р}+\Delta P_{др}; \quad (55)$$

сливная линия

$$\Sigma\Delta P_{сл}=\Delta P_{l4}+\Delta P_{м4}+\Delta P_{l5}+\Delta P_{м5}+\Delta P'_{р}+\Delta P_{ф}, \quad (56)$$

где ΔP_l, $\Delta P_м$ – потери на трение и в местных сопротивлениях на расчетных участках;

$\Delta P_р$, $\Delta P_{др}$ и $\Delta P_ф$ – потери давления в распределителе, дросселе с обратным клапаном и фильтре.

$P_{неучтенное}$ = 0,1 МПа; $P_р$=0,3 МПа; $P_Ф$=0,15 МПа.

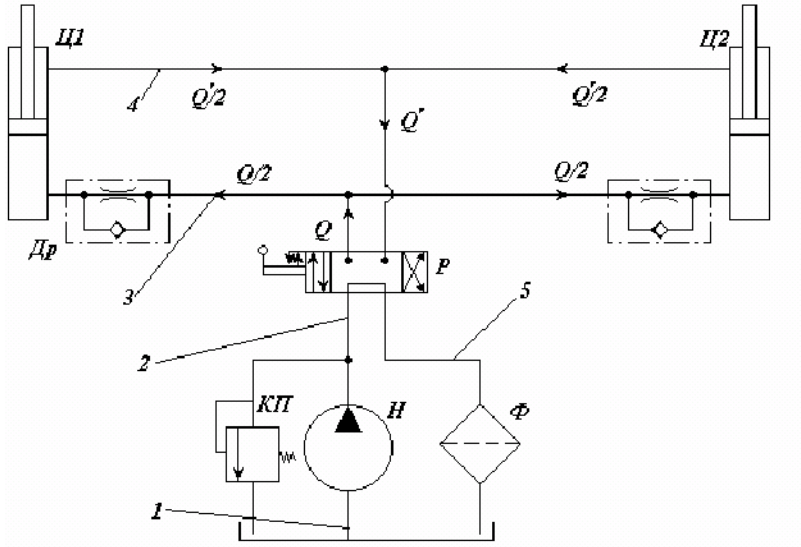


Рис. 42. Принципиальная гидравлическая схема к расчету потерь давления

При расчете потерь давления необходимо учитывать, что в один и тот же промежуток времени в различных участках гидросистемы протекают разные расходы, следовательно, могут быть разные режимы течения. Например, кроме разделения потоков по гидролиниям при параллельном соединении при работе цилиндра на выталкивание штока потерю давления в сливной гидролинии следует расчитывать по расходу, выходящему из

штоковой полости, а при работе цилиндра на втягивание – по расходу, вытесняемому из поршневой полости гидроцилиндра.

9.12. Поверочный расчет гидропривода

При проектировании гидропривода с использованием серийного гидрооборудования невозможно получить точные заданные значения выходных (внешних) параметров гидропривода, определяющих рабочий процесс базовой машины. Поэтому необходимо провести поверочный расчет с целью установления действительных параметров гидропривода при выбранной системе рабочих агрегатов.

Действительное давление насоса, создаваемое при обслуживании гидроцилиндра:

на выталкивание штока

$$P_н = \frac{F_н + f_2 \cdot \sum \Delta \cdot P_{сл} + T_п + T_ш}{f_1} + \sum \Delta P_{н.л}\,, \qquad (57)$$

на втягивание штока

$$P_н = \frac{F_н + f_2 \cdot \sum \Delta \cdot P_{сл} + T_п + T_ш}{f_2} + \sum \Delta P_{н.л}\,, \qquad (58)$$

где $F_н$ – внешняя нагрузка, приложенная к штоку;

f_1 , f_2 - эффективные площади поршня;

$\Sigma\Delta P_{н.л}$, $\Sigma\Delta P_{сл}$ – суммарные потери давления напорной и сливной гидролиний (из предыдущего расчета);

$T_п$, $T_ш$ – силы трения в уплотнениях поршня и штока гидроцилиндра.

Сила трения, возникающая в уплотнении, определяется по формуле:

$$T = \mu_{ТР} \cdot f_{уп} \cdot P_{уп}, \qquad (59)$$

где $\mu_{ТР}$ – коэффициент трения;

$f_{уп}$ – площадь поверхности трения в уплотнении;

$P_{уп}$ – давление рабочей жидкости в уплотнении.

Если уплотнения поршня и штока выполнены резиновыми манжетами (ГОСТ14896-74), то силы трения могут быть подсчитаны:

$T_п = K_Т \cdot \pi \cdot D \cdot b$; $f_{уп}$ $T_ш = K_Т \cdot \pi \cdot d \cdot b$; $T = (0{,}2\text{-}0{,}3)F_{шт}$,

где D, d – уплотнительные диаметры;

b – ширина уплотнения;

$K_т$ – удельное трение (по данным ЭНИМС, при работе на минеральном масле $K_т$ = 0,22 МПа.

Действительное давление насоса при обслуживании гидропривода:

$$P_н = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{q_м \cdot \eta_{м.мех}} + \sum \Delta P_{н.л} + \sum \Delta P_{с.л} . \quad (60)$$

Для определения скоростей движения гидродвигателей требуется вычислить действительный расход $Q_д$ рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатели:

$Q_д = Q_{н.д} - \Sigma\Delta Q_{ут}$,

где $Q_{н.д}$ – действительная подача выбранного насоса;

$\Sigma\Delta Q_{ут}$ – суммарные утечки во всех гидроаппаратах, включенных между насосом и гидродвигателями.

Скорость штока V гидроцилиндра:

$$V_д = \frac{Q}{f_{эф}} \cdot \eta_{ц.об} . \quad (61)$$

Частота вращения гидромотора (мин$^{-1}$):

$$N_{м.д} = \frac{10^3 \cdot Q_д}{q_м} \cdot \eta_{м.об} , \quad (62)$$

где $Q_д$ – действительный расход гидромотора, л/мин;

$q_м$ – рабочий объем гидромотора, см^3/об;

$\eta_{м.об}$ - объемный к.п.д. гидромотора.

Расхождение между заданными и действительными параметрами подсчитывается по формуле:

$$П = \frac{П_з - П_д}{П_з} \cdot 100\%, \quad (63)$$

9.13. Определение мощности и к.п.д. гидропривода

Полная мощность гидропривода $N_{г.п}$ (кВт) равна мощности, потребляемой насосом:

$$N_{г.п} = N_н = \frac{P_н \cdot Q_н}{1000 \cdot \eta_н} , \quad (64)$$

где $N_{г.п} = \Sigma N_{нi}$ – сумма мощностей установленных насосов; $P_н$ (Па), $Q_н$ (м^2/с).

К.п.д. гидропривода: $\eta_{г.п} = \frac{N_{пол}}{N_{г.п}}$. (65)

Для сравнения к.п.д. гидропривода можно подсчитать как произведение полных к.п.д. насоса гидродвигателя и гидросети:

$$\eta_{г.п} = \eta_н \cdot \eta_д \cdot \eta_с , \quad (66)$$

где $\eta_с = \dfrac{P_н - \sum \Delta P}{P_н}$ – к.п.д. гидросети.

9.14. Тепловой расчет гидропривода

Тепловой расчет гидропривода рекомендуется проводить для среднего, тяжелого и весьма тяжелого режимов работы с целью определения температуры рабочей жидкости и выяснения необходимости установки специальных устройств.

Тепловой поток (кВт) через стенки маслобака эквивалентен потерянной мощности с учетом режима работы $K_п$ определяется по формуле:

$$G = N_н \cdot K_н \cdot (1 - \eta_{г.н}). \quad (67)$$

Суммарная площадь:

$$S_р = \frac{G}{\alpha_T \cdot (t_м - t_в)}, \quad (68)$$

где α_T –коэффициент теплоотдачи наружных поверхностей гидросистемы в окружающую среду (воздух);

$t_м$ – температура рабочей жидкости (масла), °С;

$t_в$ - температура окружающего воздуха, °С.

Коэффициент теплоотдачи α_T (Вт/м²·°С) может быть принят для гидроприводов строительно-дорожных машин: навесные экскаваторы 40-42, ковшовые погрузчики – 38–40,5, автогрейдеры 36-39; бульдозеры-35-37. При отсутствии обдува α_T не превышает 15 Вт / м² ·°С.

Для нормальной работы гидросистемы и обеспечения необходимой температуры масла номинальную емкость бака рекомендуют принимать равной в зависимости от режимов работы: легкий – 2, средний – 2,5, тяжелый – 3, весьма тяжелый – 3,5 минутной производительности насоса.

Теплообменник необходимо устанавливать в гидросистеме, если $S_р > S_{бака}$. Количество тепла, отбираемого теплобменником для обеспечения принятого перепада температур, должно быть $G_{т.о} = G - S_б \cdot \alpha_T \cdot (t_м - t_в)$.

10. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ

10.1. Определить скорость перемещения штока $v_ш$, время хода поршня $\tau_п$ и усилие на штоке при прямом и обратном ходах $T_п$ и $T_ш$ (рис. 43). $P_{ном}$ - номинальное давление, $Q_{ном}$ - номинальная подача, D - диаметр цилиндра, d - диаметр штока, $\eta_{гм\ ц}$ - гидромеханический к.п.д. цилиндра, h - ход поршня. Потери давления в трубопроводах и объемный к.п.д. не учитывать.

Формулы для решения задачи:

-площадь поршня в штоковой и поршневой полостях соответственно:

$$S_ш = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4}; S_п = \frac{\pi D^2}{4}.$$

- скорость поршня в обратном и прямом направлениях:

$$v_ш = \frac{Q_{но}}{S_ш}; v_п = \frac{Q_{но}}{S_п}.$$

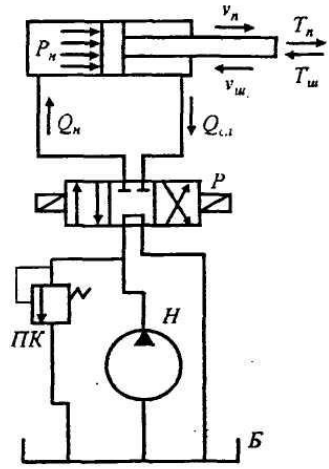


Рис. 43

- усилие на штоке при движении в обратном и прямом направлениях:

$$T_ш = P_{ном} S_ш \eta_{гм\ и};$$

$$T_п = P_{ном} S_п \eta_{гм\ ц}$$

- время хода поршня в прямом и обратном направлениях соответственно:

$$\tau_п = \frac{S_п \cdot h}{Q_{ном}}; \tau_ш = \frac{S_ш \cdot h}{Q_{ном}}.$$

10.2. Определить усилие T на штоке гидроцилиндра для гидросистемы, представленной на рис. 44. Потерями давления в сливном трубопроводе пренебречь. Марка масла М-10$В_2$; (температура жидкости +20 °С; $P_{ном}$ - номинальное давление; $d_{тр}$ - диаметр трубопроводов: D - диаметр гидроцилиндра; l_1, l_2 -длины трубопроводов; $\xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5 + \xi_6$ -

коэффициенты местных сопротивлений; v - скорость потока рабочей жидкости в трубопроводах 1 и 2.

Формулы для решения задачи :

- усилие на штоке

$$T = \frac{\pi D^2}{4}\left(P_{ном} - \Delta P_м - \Delta P_п\right);$$

- местные потери давления:

$$\Delta P_м = \rho \xi b \frac{v^2}{2};$$

- путевые потери давления:

$$\Delta P_п = \rho \lambda \frac{l v^2}{d 2}.$$

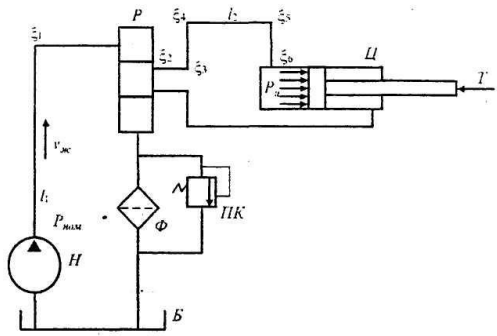


Рис.44

Для Re< 2300 λ=75/ Re; для Re≥ 2300 λ= 0,3164·Re$^{-0,25}$; $\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}$ - число Рейнольдса; b - поправочный коэффициент, определяется по графику Re- b (см. прил. 1).

10.3. Определить подачу $Q_н$, давление $P_н$ и требуемую мощность насоса $N_н$ для гидропривода, схема которого представлена на рис. 45. Потерями давления в гидросистеме пренебречь. T - развиваемое гидроцилиндром усилие; D - диаметр поршня; $v_п$ - скорость поршня.

Формулы для решения задачи:

- требуемая подача: $Q_н = v_п S$,

где S - площадь поршня;

- требуемое давление $P_н = T/S_п$;

- требуемая мощность $N_н = Q_н \ P_н$.

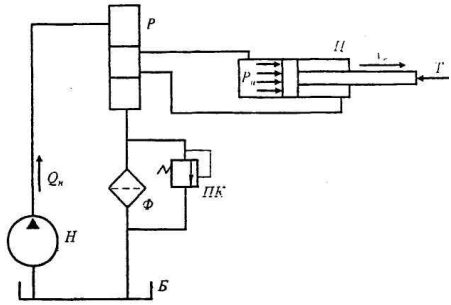


Рис.45

10.4. Определить требуемую подачу $Q_н$ мощность $N_н$ и обороты насоса для гидропривода, представленного на рис. 46, если гидродвигатели работают одновременно. Потери давления не учитывать. Усилие на штоке T, диаметр гидроцилиндра D, крутящий момент $M_{кр}$, угловая скорость вала гидромотора ω, скорость поршня $v_п$, и номинальное давление $P_{ном}$ известны. Объемный к.п.д. насоса равен 0,94.

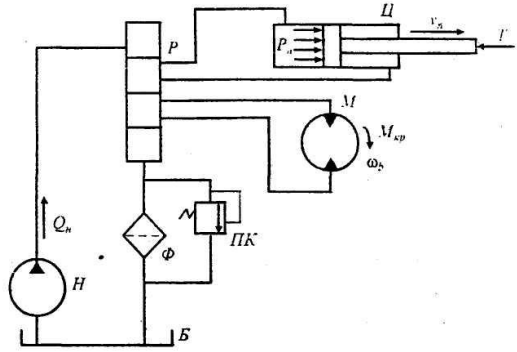


Рис.46

Формулы для решения задачи:

- мощность $N_н = Tv_п + M_{кр}\, w$;

- подача и число оборотов: $Q_н = \dfrac{N_н}{P_{но}}; n_н = \dfrac{Q_н}{zq_н\eta_{обн}}$,

где $q_н$ - рабочий объем; $\eta_{об}$ - объемный к.п.д. насоса.

10.5. Определить потери давления $P_в$ во всасывающей камере насоса (рис. 47). Параметры (длина l, диаметр d, скорость потока жидкости v и коэффициент местных сопротивлений ξ всасывающего трубопровода даны. Расчет выполнить при температурах -20 ºС и +20 ºС для масла МГ-15-В(с) (ВМГЗ).

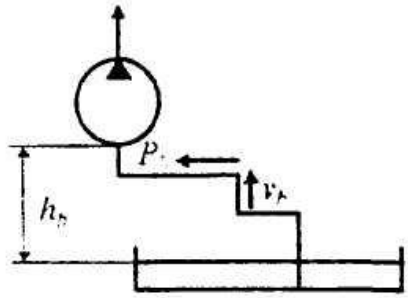


Рис.47

Формула для решения задачи:

$$P_в = P_0 \pm \rho g h - \rho \frac{v^2}{2}\left(1 + \xi b + \frac{\lambda l}{d}\right).$$

где P_o =101325 Па - атмосферное давление; p = 8600 Нс^2/м^4 - плотность жидкости; h = 0,5 м - высота всасывания; b - поправочный коэффициент (см. прил. 1); λ - коэффициент трения жидкости о стенки трубопровода; l - длина всасывающего трубопровода, м; d - диаметр всасывающего трубопровода, м; λ=75/Re – ламинарный режим; λ = 0,3164- Re$^{-0,25}$ - турбулентный режим; Re=vd/v - число Рейнольдса.

10.6. Определить площадь сечения игольчатого дросселя (рис. 48) при известных перепаде давления $\Delta P_{др}$ на нем, расходе жидкости $Q_{ор}$ и коэффициенте сопротивления дросселя ξ. Плотность жидкости $\rho = 9000\frac{Нс^2}{м^4}$.

Формула для решения задачи:

$$S_{др} = \frac{\rho Q_{ор}^2}{2\xi^2 \Delta P_{ор}}.$$

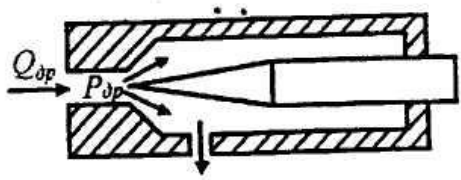


Рис.48

10.7. Определить гидравлический к.п.д. гидропривода (рис. 49), если плотность жидкости р = 880 кг/м^3. Номинальное давление $P_{ном}$, длина и диаметр трубопровода l и d; коэффициент местных сопротивлений ξ; скорость потока v и вязкость жидкости v заданы.

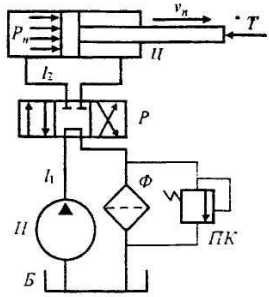


Рис.49

Формулы для решения задачи:

$$\eta_0 = \frac{\Delta P_{ном} - \sum \Delta P}{\Delta P_{ном}};$$

$$\sum \Delta P = \Delta P_{п} + \Delta P_{м};$$

$$\Delta P_{п} = \lambda \rho \frac{l}{d} \frac{v^2}{2};$$

$$\Delta P_{м} = \xi b \rho \frac{v^2}{2}.$$

Для Re < 2300 λ=75/ Re; для Re ≥ 2300 λ=0,3164Re^{0,25}; Re = *vd/V* - число Рейнольдса; *b*- поправочный коэффициент, определяется по графику Re-*b* (см. прил. 1).

10.8. Определить скорость опускания груза при дросселировании рабочей жидкости через дроссель с обратным клапаном (рис. 50), если коэффициент сопротивления дросселя ξ = 0,75, а плотность жидкости p = 890 кг/м^3. Остальные параметры $S_{ор}$, $P_{ном}$, D заданы.

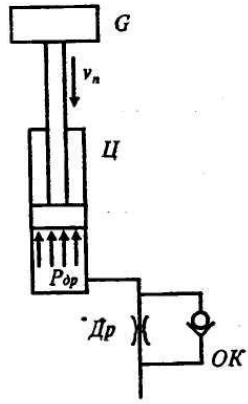


Рис.50

Формулы для решения задачи:

$$Q_{др} = \frac{\xi S_{др}}{\sqrt{\frac{\rho}{2\Delta P_{др}}}}; \nu = \frac{4Q_{др}}{\pi D^2}.$$

10.9. Определить температуру рабочей жидкости в гидроприводе самоходной машины через один час после включения ее в работу. Параметры гидропривода $Q_{гп}$, $k_{гп}$, $F_{гп}$, $m_{гп}$, $c_{гп}$,заданы. Температура окружающей среды равна 20° С.

Формула для решения задачи:

$$t_{ж} = \frac{Q_{гп}}{k_{гп} F_{гп}} \left(1 - \frac{1}{\exp \frac{\tau k_{гп} F_{гп}}{m_{гп} c_{гп}}} \right) + t,$$

где $t_{ж}$ - температура жидкости, °С; $Q_{гп}$ - получаемое тепло в единицу времени, Вт; $k_{гп}$ - коэффициент теплоотдачи поверхности гидропривода, Вт/м^2 °С; $F_{гп}$ - суммарная площадь теплоизлучающих поверхностей, м^2; $c_{гп}$ - средняя теплоемкость материалов, из которых изготовлен гидропривод, Дж/кг °С; τ - расчетное время, с.

10.10. Определить площадь теплообменника с принудительным обдувом, если $\tau_{ж.max}$ = 60 °С; t_0 = 30 °С; k_T = 23 Вт/м^2 °С. Параметры гидропривода $Q_{гп}$, $F_{гп}$, $k_{гп}$ заданы.

Формула для решения задачи:

$$F_T = \frac{Q_{гп}}{(t_{ж\max} - t_0) k_T} - F_{гп} \frac{k_г}{k_T}.$$

10.11. Определить подачу и мощность насосов НШ-10, НШ-32, НШ-50, НШ-71 и НШ-100 при указанных оборотах приводного вала, объемного к.п.д., номинального давления.

Формулы для решения задачи:

- подача насоса $Q_H = n q_н \eta_{об}$;

где $q_н$ - рабочий объем насоса, м^3/об; n - обороты вала, об/с.

- мощность $N = Q_H P$,

где Q_H - подача насоса. м^3/с; P_H - номинальное давление, Па.

10.12. Определить количество теплоты, выделяемое гидроприводом бульдозера погрузчика и одноковшового экскаватора. При известных значениях общего к.п.д. и мощности привода.

Формула для решения задачи:

- теплота $Q_{гп}=(1-\eta_{общ})N\, k_d\, k$,

где k_d - коэффициент использования номинального давления; κ_n - коэффициент продолжительности работы под нагрузкой. Значения этих коэффициентов приведены в прил. 1.

10.13. Определить усилие на штоке гидроцилиндра, если известны его геометрические параметры и давление в поршневой и штоковой полости - D_n, $d_ш$, $P_н$,$P_{сл}$, $F_п$, $F_Ш$, $\eta_{гмц}$.

Формула для решения задачи:

$$T = \left(P_н \frac{\pi D^2}{4} - P_{сл} \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} \right) \eta_{гмц}$$

10.14. Определить крутящий момент и угловую скорость вала моментного гидроцилиндра, параметры которого $P_н$, $P_{сл}$, R, r, $Q_н$, В заданы.

Формулы для решения задачи:

$$M_{кр} = \frac{B}{2}\left(P_н - P_{сл}\right)\left(R^2 - r^2\right); \omega_в = \frac{2Q_н}{B\left(R^2 - r^2\right)}.$$

10.15. Определить площадь теплоотдачи гидробака, если известна его вместимость $V_б$, л.

Формула для решения задачи: $F_б = 6{,}53\sqrt[3]{V_б^2}$.

10.16. Определить требуемое давление насоса $P_н$, который подает поток жидкости в поршневую полость гидроцилиндра грузоподъемного механизма (рис. 51).

Масса груза $m_{гр}$, балки $m_б$ и гидроцилиндра $m_ц$, угол наклона гидроцилиндра к горизонтали а, его диаметр D и расстояния b и a заданы. Трением в гидроцилиндре и шарнирных опорах пренебречь.

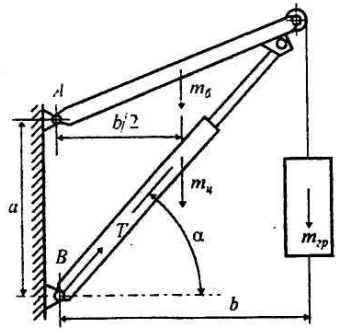


Рис.51

Формулы для решения задачи:

$$\sum M_A = 0; m_б \frac{b}{2} + m_ц \frac{b}{2} + m_{гр} b - T \cdot a \cdot \cos\alpha = 0;$$

$$T = \frac{\pi D^2}{4} P.$$

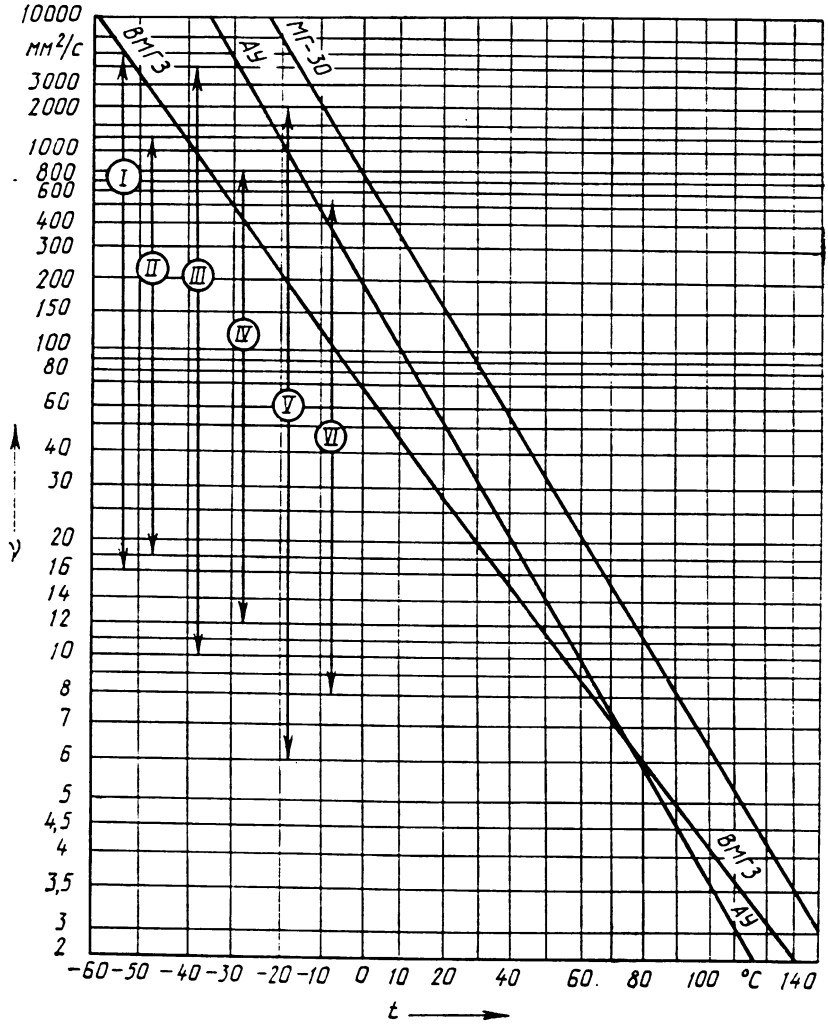
Приложение 1. Техническая характеристика рабочих жидкостей

Марка масла	Вязкость 10^{-6}, $м^2/с$		Плотность при 50 ° Кг/$м^3$	Температ ура застывания °С не выше	Температурные пределы прим. по уровню вязкости		Температура вспышки в открытом тигле, °С
	50 °С	0° С			кратковременный режим эксплуатации	длительный режим	
ВМГ3	10	66	860	-60	От-50 До +60	-35+5	135
Заменитель АМГ – 10	10	42	890	-70	-60+50	-50+45	92
МГ-30	30	760	980	-35	-15+80	0+75	190

Приложение 2. Соотношения некоторых параметров силовых гидроцилиндров

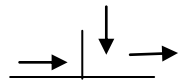
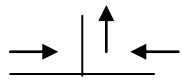
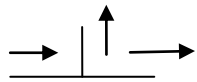
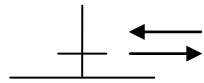
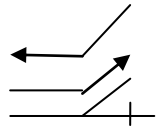
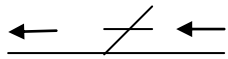
Усилие на штоке, кг/ $м^2$.	До 1	1,2-3,0	3,0-6,0	6,0-10,0	Св 10
Давление в гидроцилиндре, кгс/см²	До 50 (5)	60-70 (6-7)	8-100 (8-10)	120-150 (12-15)	160-200 (16-20)

Приложение 3. Зависимость вязкости гидравлических масел от температуры



Стрелками указаны пределы применения рабочих жидкостей для насосов шестеренных типа НШ (I), пластинчатых (III) и аксиально-поршневых (V) при кратковременной эксплуатации и для этих же насосов— соответственно II, IV и VI — при длительной эксплуатации.

Приложение 4. Значения коэффициентов местных сопротивлений

Наименование гидравлического сопротивления	Коэффициент местных сопротивлений
Распределитель золотниковый	3,0-5,0
Обратный и предохранительный клапаны	2,0-3,0
Дроссель	2,0-2,2
Самозапирающаяся муфта	1,0-1,5
Редукционный клапан	3,0-5,0
Фильтр	2,0-3,0
Внезапное расширение (вход в гидробак и т.д.)	0,8-0,9
Внезапное сужение (выход из гидробака и т.д.)	0,5-0,7
Штуцер, переходник	0,1-0,15
Закругленное колено	0,14-0,3
Прямое колено	1,3-1,5
Тройник прямой:	
поток складывается 	0,5-0,6
	1,0-2,5
поток расходится 	0,9-1,2
поток проходящий 	0,1
тройник косой 	0,5
	0,15

Приложение 5. Номинальные давления для гидроприводов гидростатических, и смазочных систем (по ГОСТ 12445-80)

МПа	0,63	2,5	6,3	10	(12,5)	14	16	(20)	25	32	(40)	50
кг·с/см^2	6,3	25	63	100	(125)	140	160	(200)	250	320	(400)	500

Приложение 6. Номинальные потоки жидкости для гидравлических и смазочных систем (по ГОСТ 13825-80)

л/мин	дм^3/с	л/мин	дм^3/с	л/мин	дм^3/с
1	2	3	4	5	6
1,0	0,016	10	0,16	100	1,6
-	-	12,5	0,20	125	2,0
1,6	0,025	16	0,25	160	2,5
-	-	20	0,32	200	3,2
2,5	0,040	25	0,40	250	4,0
3,2	0,050	32	0,50	320	5,0
4,0	0,63	40	0,63	400	6,3
5,0	0,080	50	0,80	500	8,0
6,3	0,1	63	1	630	10,0
8,0	0,125	80	1,25	800	12,5

Приложение 7. Ряд рабочих объемов насосов и гидромоторов (по ГОСТ 13824-80), $g_п$, см^3

4	-	5	-	6,3	-	8	9	10	(11,2)
12,5	(14)	16	(18)	20	(22,4)	25	(28)	32	(36)
40	(45)	50	(56)	63	(71)	80	(90)	100	(112)
125	(140)	160	(180)	200	(224)	250	(280)	1000	(1120)

Приложение 8. Номинальные числа оборотов для приводов гидростатических и смазочных систем (по ГОСТ 12446-80)

мин$^{-1}$	с$^{-1}$	мин$^{-1}$	с$^{-1}$	мин$^{-1}$	с$^{-1}$
0,96	0,016	60	1,0	600	10
-	-	75	1,25	750	12,5
9,6	0,16	96	1,6	960	16
-	-	120	2,0	1200	20
-	-	150	2,05	1500	25
-	-	192	3,2	1920	32
24	0,4	240	4,0	2400	40
-	-	300	5,0	3000	50
37,5	0,63	378	6,3	3780	63
-	-	480	8,0	4800	80

Библиографический список

1. Бутаев Д.А. и др. Сборник задач по машиностроительной гидравлике.-М.: Машиностроение, 1972.-472 с.
2. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод: Учебник для вузов.-3-е изд., перераб. И доп.-М.: Недра, 1991.-331 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: объемные гидро- и пневмомашины и передачи/Под.ред. В.В. Гуськова. – Минск: Вышейш. шк., 1987. – 290 с.
4. Каверзин С.В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин: Учеб. пособие.-Красноярск: ПИК «Офсет», 1997.-84 с.
5. Каверзин С.В. Сборник задач по гидравлике и гидравлическому приводу.-Красноярск: КГТУ, 1999.-35 с.
6. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах.-Красноярск: ПИК «Офсет», 1998.-240 с.
7. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу.-Киев: Высш. шк., 1983.-144 с.

Содержание

Введение……. 3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОБЪЕМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИНАХ……..... 4
1.1. Общие положения…… 4
1.2. Классификация объемных гидро и пневмомашин…… 8
1.3. Рабочие жидкости в объемных гидропередачах…… 14
2. ПОРШНЕВЫЕ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ…… 18
2.1. Принципы устройства и работы…… 18
2.2. Особенности работы клапанной системы распределения жидкости…… 24
2.3. Гидравлические преобразователи и насосы сверхвысоких давлений…….. 26
2.4. Область использования возвратно-поступательных насосов……. 29
3. РОТОРНЫЕ РАДИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ…….. 30
3.1. Общие сведения……... 30
3.2. Типовые конструкции радиально-поршневых гидромашин……. 34
4. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ…… 38
4.1. Классификация, особенности кинематики……... 38
4.2. Направления совершенствования аксиально-поршневых гидромашин…… 42
5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ГИДРОМАШИНЫ……... 44
5.1. Классификация, принцип действия…….. 44
5.2. Потери мощности и неравномерность подачи пластинчатого насоса……... 46
5.3. Способы разгрузки пластин……... 48
6. ШЕСТЕРЕННЫЕ ГИДРОМАШИНЫ…….. 50
7. ГЕРОТОРНЫЕ (БИРОТОРНЫЕ) И ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ. 52
7.1. Героторные гидромашины……... 52
7.2. Планетарно-роторные гидромашины…… 53
7.3. Распределение рабочей жидкости……. 54
8. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ…… 55
8.1. Назначение и основные свойства объемных гидропередач…… 55
9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА…… 59
9.1. Основные положения проектирования гидропривода строительно-дорожных подъемно-транспортных машин……... 59
9.2. Разработка принципиальной гидравлической схемы……. 60
9.3. Выбор и расчет основных параметров и исходных данных……... 62
9.3.1. Выбор номинального давления……. 63
9.3.2. Выбор рабочих жидкостей…….. 63
9.4. Расчет мощности и подачи насосов……. 65
9.5. Выбор насосов……. 66
9.6. Выбор и расчет гидроцилиндров……... 67
9.7. Выбор гидромоторов…….. 70
9.8. Выбор направляющей и регулирующей гидроаппаратуры…… 71
9.9. Выбор фильтров……. 71
9.10. Выбор трубопроводов……... 72
9.11. Расчет потерь давления в гидросистеме……. 72
9.12. Поверочный расчет гидропривода…….. 74
9.13. Определение мощности и КПД гидропривода……... 76
9.14. Тепловой расчет гидропривода…… 77
10. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ГИДРАВЛИЧЕСКОМУ ПРИВОДУ……. 78
Приложения…… 86
Библиографический список…….. 90

Речкин Сергей Васильевич
Матяш Сергей Петрович

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Подписано к печати 30 мая 2017 г. Формат $40\times64^{1/14}$
Объем 1,5 уч.-изд. л. Изд. №__ Заказ №__
Тираж 50 экз.

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института Новосибирский ГАУ
630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147