

М. А. Жарский

Гидравлика и гидропривод

Рекомендовано
учебно-методическим объединением высших
учебных заведений Республики Беларусь по
образованию в области сельского хозяйства в
качестве пособия для студентов высших учебных
заведений, обучающихся по специальностям
направления образования 74 06 «Агроинженерия»

2-е издание

Минск «Экоперспектива» 2011

УДК 532.5+62-82(072

ББК 30.123я73

Ж34

Рекомендовано методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства 25.05.2010 (протокол №8) и научно-методическим советом 25.05.2010 (протокол № 9)

Рецензенты:

доктор физико-математических наук, профессор, зав. кафедрой технической механики УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы» *Т.С. Чикова*; кандидат технической механики и материаловедения УО «Гродненский государственный аграрный университет» *Е.В. Овчиников* ?

Жарский, М. А.

Ж34 Гидравлика и гидропривод : пособие. 2-е изд. / М. А. Жарский. – Минск : Экоперспектива, 2011. – 358 с. : табл.; рис.; прил.; библиогр.

ISBN 978-985-469-386-6.

Изложены законы равновесия и движения жидкостей. Приведены основные способы расчета напорных трубопроводов и открытых каналов. Рассмотрены устройство и рабочие процессы, характеристики динамических, объемных гидромашин, гидроприводов и гидропередач.

Для студентов, обучающихся специальностям по направлению 74 06 «Агроинженерия».

УДК 532.5 +62-82(072)

ББК 30.123я73

ISBN 978-985-469-386-6

© Жарский М.А., 2011

© Оформление. УП «Экоперспектива», 2011

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина изучает основы теории и методы расчета гидравлических процессов, конструктивное устройство, расчет основных параметров, правила эксплуатации гидравлических машин, оборудования и систем, применяемых в сельском хозяйстве.

Дисциплина базируется на знаниях соответствующих разделов высшей математики, физики, теоретической механики, сопротивления материалов, деталей машин.

Полученные знания используются студентами при изучении тракторов и автомобилей, сельскохозяйственных, подъемно-транспортных, строительных, мелиоративных машин, процессов механизации животноводства, электрификации и автоматизации в сельском хозяйстве, в курсовом и дипломном проектировании.

В результате изучения дисциплины студент должен знать: основы гидростатики, кинематики и динамики жидкости; конструктивное устройство, рабочие процессы гидравлических машин и гидрооборудования; основы теории и расчета эксплуатационных показателей гидромашин и гидросистем, направления их дальнейшего совершенствования.

Студент должен уметь: решать типовые задачи по гидростатике и гидродинамике; выполнять основные расчеты и анализировать работу гидравлических машин и систем; читать и составлять принципиальные гидравлические схемы; осваивать новую технику, выбирать оптимальные режимы ее работы, обеспечивать качество выполняемых технологических процессов.

В данном учебном пособии использованы стандарты, унифицирующие классификацию, технические условия, обозначения типоразмеров, номенклатуру гидромашин и гидроприводов.

Учебное пособие составлено с учетом развития самостоятельной работы студентов. В связи с весьма ограниченным изданием каталогов по гидрооборудованию, в приложениях представлены технические характеристики насосов, гидродвигателей, гидроаппаратов, кондиционеров, которые необходимы студентам при выполнении расчетно-графических работ.

ВВЕДЕНИЕ

Изучаемая дисциплина содержит три раздела: гидравлика, гидравлические машины, гидроприводы и гидропередачи. Материал каждого из этих разделов весьма обширный и на ряде специальностей представляет самостоятельную дисциплину. Поэтому потребовались, во-первых, лаконичность изложения, иногда без доказательства той или иной истины; во-вторых, логичность, так что каждый последующий раздел базируется на предыдущем.

Студентам следует обратить особое внимание на достаточное освоение гидравлики, являющейся базой для изучения остальных разделов.

Ниже приводится краткая характеристика основных объектов изучения в пределах данной дисциплины.

Гидравлика – наука, изучающая законы равновесия и движения жидкостей и разрабатывающая методы применения этих законов к решению различных технических задач.

Название «гидравлика» произошло от сочетания двух греческих слов: «хюдор» – вода, «аулос» – труба, желоб. Первоначально оно означало учение о движении воды по трубам, каналам. Со временем оно потеряло свой первородный смысл; гидравлика ныне рассматривает законы равновесия и движения любых жидкостей и решает гораздо более широкий круг проблем. Это прикладная инженерная наука, опирающаяся на законы физики и теоретической механики, широко использующая математический аппарат и экспериментальные данные. В свою очередь, она сама служит теоретической основой для расчетов в гидросооружениях, водоснабжении, канализации, гидротранспорте, в гидравлических машинах и гидроприводах, в промышленном рыболовстве, мелиорации, водном хозяйстве и т.д.

Как правило, гидравлику подразделяют на две части: гидростатику и гидродинамику. Первая изучает законы равновесия жидкостей, а вторая – законы их движения с учетом действующих сил.

При исследовании гидравлических явлений применяют аналитический и экспериментальный методы. В аналитическом методе используют уравнения механики и получают зависимости между кинематическими и динамическими характеристиками движущейся жидкости. Экспериментальные исследования позволяют в необходимых случаях уточнить результаты, полученные в аналитических расчетах.

Гидравлические машины – это устройства, предназначенные для создания или использования энергии потока жидкости. Они делятся на насосы и гидродвигатели.

Насос служит для преобразования механической энергии, подводимой к нему от двигателя, в кинетическую и потенциальную энергию потока жидкости.

Гидродвигатель преобразует подводимую к нему энергию потока жидкости в механическую энергию выходного звена (вращающегося вала или поступательно движущегося штока).

В зависимости от принципа взаимодействия рабочих органов с жидкостью гидравлические машины подразделяются на динамические и объемные.

В *динамических гидромашинах* передача энергии от рабочего органа к жидкости (в насосах) или от жидкости к рабочему органу (в гидродвигателях) производится гидродинамическими силами при неизменном объеме рабочих камер и непрерывном сообщении, входа жидкости с выходом ее. Основной и наиболее распространенной разновидностью этих машин являются лопастные, получившие свое название по виду рабочего органа, представляющего собой вращающееся колесо, снабженное лопастями. Лопастные гидродвигатели называются турбинами.

В зависимости от формы рабочего колеса, определяющей направление потока жидкости в нем относительно оси, лопастные гидромашины подразделяются на центробежные, осевые и диагональные.

Кроме этого, к динамическим гидромашинам относят группу *насосов трения и инерции*, в которых перемещение жидкости осуществляется силами трения или силами инерции. Сюда входят *вихревые насосы*, в которых рабочий орган – колесо с прямыми лопатками, расположенными по периферии, и *струйные насосы*, в которых жидкость перемещается под действием потока жидкости или газа.

В *объемных гидромашинах* энергия от рабочего органа к жидкости (в насосах) или от жидкости к рабочему органу (в гидродвигателях) передается с помощью сил гидростатического давления при изменяющемся объеме рабочих камер и переменном подключении их к входу или выходу. При этом перемещение жидкости через рабочие камеры обеспечивается вытеснителями, в качестве которых могут быть поршни, плунжеры, диафрагмы, пластины, шестерни, винты и прочее.

По принципу действия объемные насосы разделяются на поршневые, диафрагменные, роторно-поршневые, роторные, планетарные. В первых из них рабочий процесс создается в неподвижных цилиндрах с помощью поршней, движущихся возвратно-поступательно от кривошипно-шатунных механизмов или кулачков специального профиля. Во вторых роль поршня выполняет эластичная диафрагма. В третьих поршни или плунжеры расположены во вращающемся блоке цилиндров и кроме вращения вместе с ним совершают посредством определенного механизма возвратно-поступательное движение в цилиндрах. В четвертых рабочие камеры образуются внутренними поверхностями статоров и наружными поверхностями роторов различной формы. В пятых профили рабочих камер образованы циклоидальными кривыми и изменение объемов этих камер совершается с помощью планетарного механизма.

Насосный агрегат представляет собой насос и приводящий его двигатель, объединенные общей рамой или общим корпусом.

Насосная установка включает насосный агрегат, всасывающий и напорный трубопроводы, а также установленные на них краны, задвижки, контрольно-измерительные приборы и пр.

Насосная станция содержит здание и расположенные в нем несколько насосных установок, вспомогательное насосное, грузоподъемное, электрическое оборудование и пр.

Гидроприводом называется комплекс гидравлических устройств, предназначенный для передачи энергии от двигателя к исполнительному механизму и управление режимами его работы посредством жидкости.

Гидропередача – это насос и гидродвигатель, объединенные общим потоком жидкости и расположенные в общем корпусе. По типу применяемых гидромашин, гидропередачи и гидроприводы разделяются на объемные (ОГП) и динамические (ДГП). В ОГП применяются объемные гидромашины, в ДГП – динамические.

Гидросистема – представляет собой несколько гидроприводов, имеющих общие элементы и объединенных общей схемой.

Применительно к мобильным машинам иногда употребляется термин **гидротрансмиссия**. Здесь имеется в виду гидропривод или гидросистема, заменяющие полностью механическую трансмиссию хода мобильной машины.

В старой терминологии объемные гидромашины, гидропередачи, гидроприводы, гидротрансмиссии назывались гидростатическими.

Иногда эти названия применяются и сейчас, однако следует придерживаться современной стандартной терминологии, на языке которого ведется изложение материала в данной книге.

Широкое применение в различных машинах получили *объемные гидроприводы* рабочих органов, передвижения, поворота, автоматического регулирования пространственного положения, режимов работы машины и др. Большое распространение объемных гидроприводов обусловлено рядом преимуществ, которыми они обладают перед другими типами приводов и в особенности перед механическим. Основными из них являются: удобство и безопасность передачи потоков мощности потребителям, удаленным на сравнительно большие расстояния от источников энергии и имеющим самую разнообразную пространственную ориентацию; простота преобразования вращательного движения в поступательное, реверсирования хода, получения больших передаточных чисел; возможность бесступенчатого регулирования скоростей и усилий в широком диапазоне; способность к быстродействию и развитию больших ускорений; предохранение рабочих органов и двигателя от перегрузки; высокая компактность и малая удельная металлоемкость; сравнительная легкость стандартизации и унификации элементов и схем гидропривода; широкая возможность для автоматизации технологических процессов; улучшение условий труда механизатора. В связи с этим комплексная гидрофикация машин определилась как одно из основных направлений их совершенствования и развития.

В настоящее время объемными гидросистемами для подъема, опускания и привода рабочих органов машин-орудий оснащаются тракторы всех типов и назначений; мощность этих систем доведена до 50 и более % от мощности двигателя. Гидравлические усилители рулевого управления применяются на тракторах, начиная от класса 9 кН и выше; сервоприводы механизмов поворота и муфт сцепления — на гусеничных тракторах класса 40 кН и выше.

Промышленностью выпускается ряд полноповоротных гидравлических экскаваторов с ковшами емкостью от 0,4 до 4,0 м³. Почти 100% бульдозерного оборудования работает на объемном гидроприводе. Развитые и сложные объемные гидроприводы применены в самоходных комбайнах, в ряде специализированных мелиоративных машин.

Динамические гидропередачи (гидромуфты и гидротрансформаторы) широко применяются в стационарных и мобильных машинах ввиду ряда присущих им достоинств: способность защищать двига-

тель и трансмиссию от вредного влияния пульсации нагрузки и перегрузки; автоматическое регулирование скорости выходного вала в зависимости от нагрузки на нем (по принципу: нагрузка возрастает – скорость уменьшается); плавные трогание с места машины и переход с одного режима на другой; достаточно высокая надежность в эксплуатации и др.

Раздел 1. ГИДРАВЛИКА

1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ

1.1. Общие сведения о жидкостях

В природе различают 4 агрегатных состояния вещества: твердое, жидкое, газообразное, плазменное. По молекулярному строению жидкости занимают промежуточное положение между твердыми телами и газами. При низкой температуре и высоком давлении свойства жидкостей ближе к свойствам твердых тел, а при высокой температуре и низком давлении – к свойствам газов.

Жидкость – это физическое тело, обладающее легкой подвижностью частиц, текучестью и способное изменять свою форму под воздействием внешней силы. Различают жидкости капельные и газообразные.

Капельные жидкости характеризуются большим сопротивлением сжатию (очень незначительной сжимаемостью), малым сопротивлением растягивающим и касательным усилиям и незначительной температурной расширяемостью. К ним относятся вода, бензин, керосин, минеральное масло, нефть, ртуть и др.

Газообразные жидкости (все газы при обычных условиях) характеризуются большой сжимаемостью и полным отсутствием сопротивления растягивающим усилиям. Это объясняется тем, что расстояния между смежными молекулами в газах во много раз больше, чем в жидкостях.

В гидравлике изучаются макроскопические движения жидкостей и газов, а также силовое взаимодействие этих сред с твердыми телами. Как правило, размеры рассматриваемых сред оказываются несопоставимо большими по сравнению с размерами молекул и межмолекулярными расстояниями. Поэтому жидкость или газ представляется как сплошная материальная среда (континуум – лат.), масса которой непрерывно распределена по объему. Это деформируемая система материальных («жидких») частиц, непрерывно заполняющих пространство, в котором она движется или находится в состоянии покоя. Такая идеализация упрощает реальную систему и позволяет достоверно описывать ее математически.

10. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

10.1. Поршневые насосы

Рабочий цикл в каждой камере поршневого насоса состоит из такта всасывания и такта нагнетания. При всасывании объем рабочей камеры увеличивается, при нагнетании – уменьшается.

По числу рабочих циклов за один оборот приводного вала различают насосы одно-, двух- и многократного действия.

По числу поршней (плунжеров) насосы бывают одно-, двух-, и многопоршневые.

Поршневые кривошипные насосы. На рис. 10.1 представлена схема однопоршневого насоса однократного действия. В цилиндре 1 совершает возвратно-поступательное движение поршень 2, соеди-

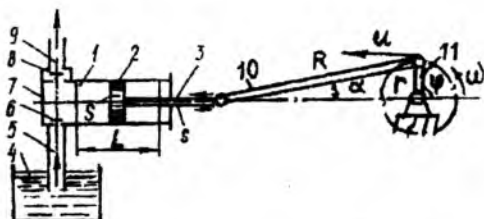


Рис. 10.1. Схема однопоршневого насоса одно-кратного действия.

ненный посредством штока 3, шатуна 10, кривошипа 11 с приводным валом. К цилиндру 1 присоединена клапанная коробка 7, в которой находятся всасывающий клапан 6 и нагнетательный клапан 8. Пространство между клапанами и поршнем является рабочей камерой насоса. К клапанной коробке снизу присоединен всасывающий 5, а сверху – нагнетательный 9 трубопроводы.

В современных поршневых насосах наибольшее распространение получили клапаны, нагруженные пружинами (последние на схеме не показаны). Конструктивное исполнение их может быть разнообразным.

В однопоршневом насосе двукратного действия (рис. 10.2, а) для подачи жидкости используются обе полости насоса: при движении поршня влево – бесштоковая полость, а при движении вправо – штоковая. Для совершения рабочего процесса в каждой полости необходимы по два клапана. Объем жидкости, подаваемый за один цикл штоковой полостью, меньше, чем бесштоковой, на величину объема, занимаемого в цилиндре штоком.

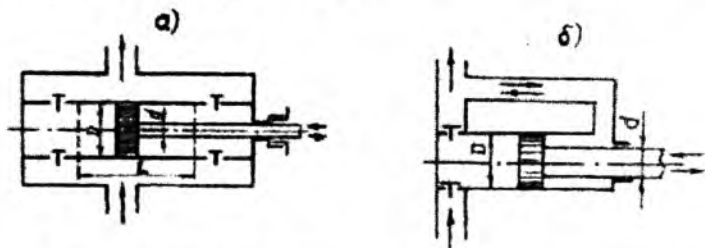


Рис. 10.2. Схемы однопоршневых насосов двукратного действия: а) четырехклапанный; б) дифференциальный

Схема однопоршневого дифференциального насоса (рис. 10.2, б) отличается тем, что при подаче жидкости бесштоковой полостью (движением поршня влево) одна часть жидкости после нагнетательного клапана направляется в напорный трубопровод, а вторая часть ее по отдельной гидролинии в штоковую полость цилиндра. При движении поршня вправо жидкость через всасывающий клапан заполняет бесштоковую полость, а из штоковой вытесняется поршнем в напорный трубопровод. Таким образом, в данной схеме для обеспечения рабочего процесса достаточно иметь только два клапана, что значительно упрощает конструкцию. Чтобы обе полости за один цикл подавали одинаковые объемы жидкости, необходимо соблюдение следующего условия: $S = 2s$ или соответственно $d = D/\sqrt{2}$, где S, D – площадь и диаметр поперечного сечения штока.

Характерным параметром любого объемного насоса является его рабочий объем q , т.е. объем рабочих камер, описываемый вытеснителями, или иначе объем жидкости, вытекающей из насоса при свободном изливе (без давления в напорном патрубке) за один оборот приводного вала. Для насосов однократного действия и насосов двукратного действия по дифференциальной схеме $q = Slz_n$; для насосов двукратного действия по схеме рис. 10.2, а $q = (2S - s)Lz_n$, где z_n – число поршней.

Осредненная во времени подача насоса

$$Q = Q_t \eta_0 = qn\eta_0, \quad (10.1)$$

где Q – теоретическая подача, n – частота вращения вала.

Поршень, приводимый в движение кривошипно-шатунным механизмом, как известно, имеет на протяжении хода L переменную скорость v_p как по величине, так и по направлению. Отсюда действительная подача $Q_{\text{дв}}$ во времени является также переменной. При значительных для таких конструкций насосов отношениях длины шатуна и кривошипа ($L/r \gg 4$, [15]) можно полагать скорость поршня v равной проекции окружной скорости u на ось x , т.е.

$$v_p = u \sin \varphi = \omega r \sin \varphi, \quad (10.2)$$

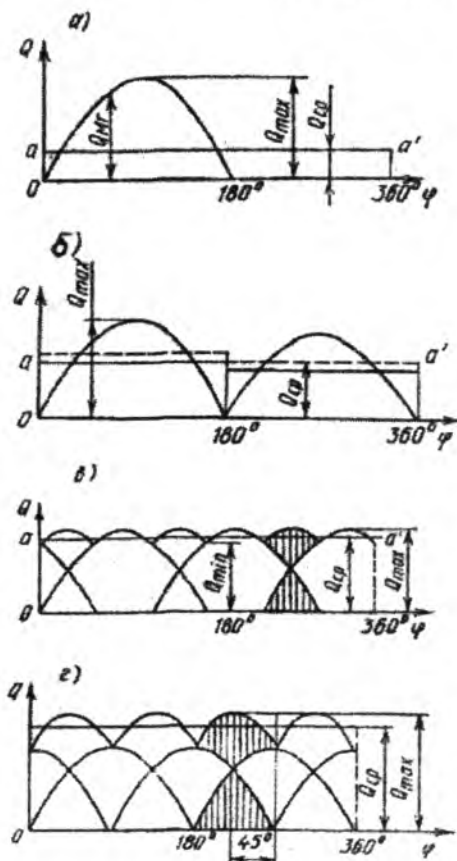
где φ , ω – угол поворота и угловая скорость кривошипа.

Тогда мгновенная теоретическая подача одноцилиндрового насоса однократного действия выразится следующей формулой:

$$Q'_T = Sv_n = Swrsin\varphi. \quad (10.3)$$

Для насоса двукратного действия эта формула справедлива только при движении поршня влево, а при движении поршня вправо

$$Q'_T = (S - s)\omega r \sin\varphi. \quad (10.4)$$



Полученные формулы показывают, что мгновенная подача поршневого кривошипного насоса изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа по закону синусоиды. На рис. 10.3 представлены графики подачи насосов: а) — однопоршневого однократного действия; б) — однопоршневого двукратного действия; в) — трехпоршневого однократного действия со смещением фаз их рабочих циклов на угол 120° ; г) — четырехпоршневого однократного действия со смещением фаз на 90° . Смещение фаз в многопоршневых насосах обеспечивается соответственным расположением шатунных шеек коленчатого вала.

Рис. 10.3. Графики подачи поршневых насосов.

Как видно из графиков, наибольшей неравномерностью подачи обладают однопоршневые насосы однократного действия, наименьшей — трехпоршневые насосы. Степень неравномерности подачи оценивается коэффициентом неравномерности

$$\sigma_Q = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (10.5)$$

Неравномерность подачи поршневого насоса резко снижается при установке нагнетательного воздушного колпака (гидропневмоаккумулятора) 2 (рис. 10.4). При такте нагнетания жидкость поступает частично в колпак, сжимая воздух. При снижении мгновенной подачи $Q_{\text{нг}}$ жидкость под давлением воздуха поступает в напорный трубопровод, выравнивая таким образом расход в нем. При длинной всасывающей линии для более равномерного режима всасывания также применяют всасывающий воздушный колпак 1.

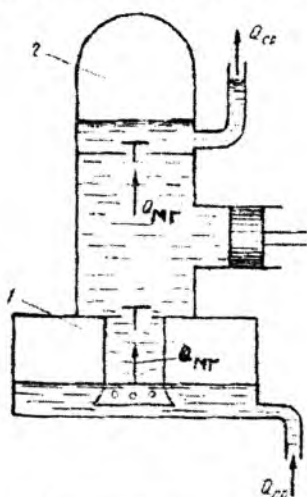


Рис. 10.4. Воздушные колпаки поршневого насоса.

Объемы воздушных колпаков насоса зависят от числа поршней и кратности действия. В табл. 10.1 приведены рекомендуемые отношения объемов нагнетательного (W'_n) и всасывающего ($W'_в$) колпаков к рабочему объему цилиндра ($W_u = SL$).

Таблица 10.1. Рекомендуемые относительные объемы воздушных колпаков поршневого насоса.

Тип насоса	$W_H/W_{\text{н}}$	$W_B/W_{\text{н}}$
Одноцилиндровый однократного действия	14 – 28	5 – 10
Двухцилиндровый однократного и одноцилиндровый двукратного действия	5 – 11	2 – 4
Трехцилиндровый однократного действия	0,2 – 0,5	0,1 – 0,2
Четырехцилиндровый однократного или двухцилиндровый двукратного действия	1,0 – 2,1	0,4 – 0,7

Изложенные выше положения о высоте всасывания центробежного насоса относятся и к поршневым насосам. Различие состоит лишь в наличии неустановившегося движения жидкости, что приводит к возникновению дополнительного (инерционного) сопротивления. Хотя при установке воздушного колпака на всасывающей линии это сопротивление резко снижается, однако частота вращения приводного вала поршневых насосов обычно не превышает 500 об/мин. Это во многих случаях вызывает необходимость применения редуктора в приводе насоса от электродвигателя, что значительно увеличивает металлоемкость насосного агрегата.

Поршневые (плунжерные) кулачковые насосы. В кулачковом насосе (рис. 10.5, а) поршень (плунжер) 3 пружиной или иными средствами прижимается к кулачку (эксцентрику) 4. Ось вращения кулачка (точка O_2) смещена относительно его геометрической оси (точка O_1) на величину эксцентриситета e . При вращении кулачка поршень совершает в цилиндре возвратно-поступательное движение на величину пути $L = 2e$, при этом через всасывающий клапан 1 происходит всасывание жидкости, а через напорный клапан 2 – нагнетание.

Подача этих насосов такая же, как и обычных поршневых насосов одностороннего действия с шатунно-кривошипным механизмом. Для выравнивания подачи применяются насосы многопоршневые с числом цилиндров $z = 3 - 11$ в одном ряду и со смещением фаз их рабочих циклов на угол $\varphi = 360 / z$.

Схема трехцилиндрового насоса приведена на рис. 10.5, б. Кулачки a расположены в ряд на приводном валу; поршни b прижимаются к кулачкам с помощью пружин (последние на схеме не показаны).

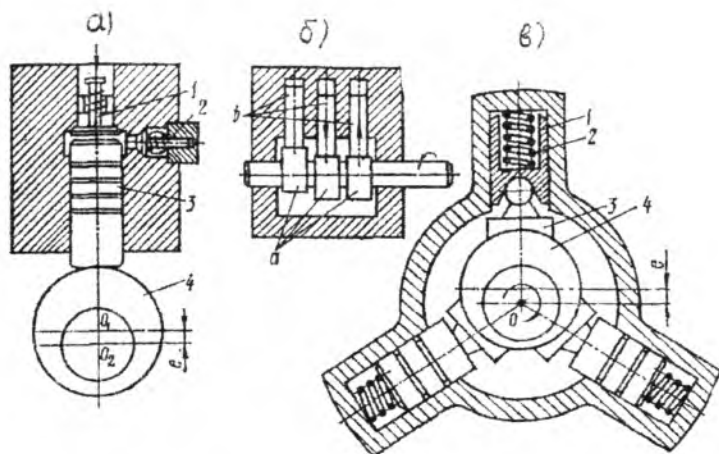


Рис. 10.5. Плунжерные (поршневые) кулачковые насосы.

Для достижения большей компактности насоса цилиндры часто располагают радиально с пересечением их осей в общем центре O (рис. 10.5, в). Поршни 1 в этих насосах также приводятся в движение кулачком 4 . Прижим поршней к кулачку осуществляется пружинами 2 . Центр O вращения кулачка и в данной схеме смещен относительно его геометрической оси на величину эксцентриситета e . Уменьшение контактного давления между поршнями и кулачком осуществляется с помощью «башмаков» 3 . Насосы изготовляют в одно- и многорядном исполнении. Распределение жидкости производится с помощью клапанов, которые на схеме не показаны.

Подача насоса определяется по формуле

$$Q = 2eS_z n \eta_0. \quad (10.6)$$

Кулачковые поршневые насосы способны создавать высокие давления. Они получили значительное распространение в строительных и дорожных машинах. Некоторые типы насосов используются для нагнетания жидкости в гидравлические прессы, а также в качестве топливных насосов дизелей.

10.2. Диафрагменные насосы

Рабочим органом диафрагменного насоса (рис. 10.6, а) является диафрагма 1, выполненная из эластичного материала (резина, ткань, пропитанная лаком), расположенная в рабочей камере 2, к которой примыкают всасывающий 4 и напорный 6 патрубки насоса, сообщаемые с рабочей камерой всасывающим 3 и нагнетательным 4 клапанами. Диафрагма соединена со штоком 7, совершающим возвратно-поступательное движение.

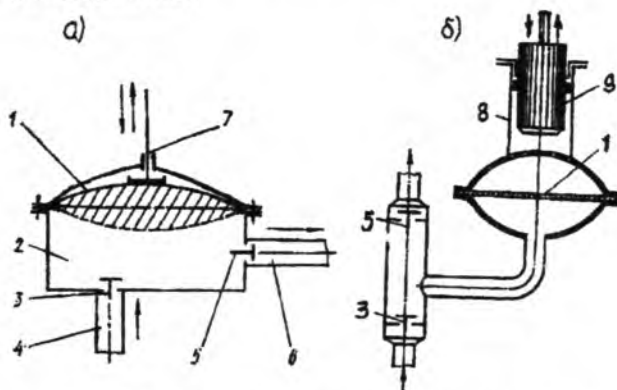


Рис. 10.6. Схемы диафрагменных насосов: а) с совмещенной клапанной коробкой; б) с вынесенной клапанной коробкой.

В диафрагменном насосе, приведенном на рис. 10.6, б клапанная коробка вынесена отдельно, а прогиб диафрагмы 1 осуществляется благодаря возвратно-поступательному движению плунжера 9 в цилиндре насоса 8, заполненном специальной жидкостью.

Диафрагменные насосы часто применяются для подачи жидкостей, сильно загрязненных различными примесями (песком, илом, абразивными материалами), а также химически активных жидкостей. При этом устанавливаются не тарельчатые, а шаровые клапаны. Диафрагменные насосы широко используются в качестве бензонасосов на автомобильных двигателях.

10.3. Роторно-поршневые гидромашины

Роторно-поршневая гидромашина имеет ротор (блок цилиндров) с расположенными в нем поршнями, статор, распределитель потоков жидкости. В зависимости от расположения цилиндров в роторе различают гидромашины радиальные и аксиальные. В радиально-поршневой машине цилиндры расположены радиально, в аксиально-поршневой – параллельно оси ротора или под небольшим углом к ней.

Радиально-поршневые гидромашины. Различают радиально-поршневые гидромашины одноходовые (рис. 10.7, а, б) и многоходовые (рис. 10.7, в, г), с внешней (рис. 10.7, а, в) и внутренней (рис. 10.7, б, г) направляющей движения поршней. Во всех случаях рабочие камеры выполнены в блоке цилиндров 1 и замыкаются поршнями 2, взаимодействующими с направляющей 3 либо непосредственно, либо посредством опорных роликов 5 или шатунов 6. Управление потоками жидкости в цилиндрах обеспечивается с помощью распределителей 4 цапфенного, торцового или золотникового типов.

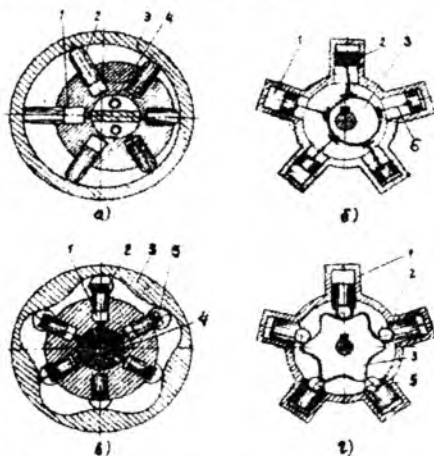


Рис. 10.7. Принципиальные схемы радиально-поршневых гидромашин.

Гидромашины этого типа преимущественно необратимы, т. е. выпускаются для работы только или в качестве насосов, или гидромоторов. Гидромоторы бывают низкомомментные и высокомомментные. В первом случае отношение крутящего момента (Н·м) к частоте вращения вала (об/мин) меньше 10, во втором – больше 10.

Радиально-поршневые насосы применяются в стационарных установках и мобильных машинах большой мощности. Они способны работать в широких пределах давлений (до 100 МПа) и частот ротора (до 6000 об/мин). Гидромоторы этого типа применяются в гидроприводах

водах мобильных машин. Объемный КПД их 0,9...0,98, общий КПД 0,7...0,9.

На рис. 10.8 представлена принципиальная схема регулируемого однорядного радиально-поршневого насоса однократного действия. Он состоит из статора 1, статорного кольца 2, ротора 6, в цилиндрах которого расположены поршни (плунжеры) 4, цапфенного распределителя 5. Последний представляет собой цапфу (неподвижную ось),

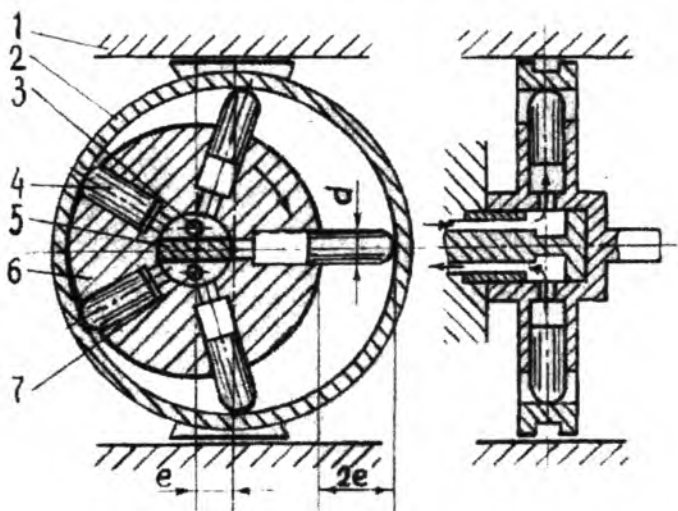


Рис. 10.8. Принципиальная схема регулируемого радиально-поршневого насоса.

на которой вращается ротор. В цапфе просверлены каналы 3 и 7 для подвода и отвода жидкости. Они сообщаются с распределительными окнами, образованными внутренней цилиндрической поверхностью ротора, вырезами и перемычкой цапфы.

Вместе с ротором поршни вращаются, при этом непрерывно прижимаются к статорному кольцу. Прижим обеспечивается центробежными силами, а в ряде конструкций – дополнительно давлением масла от вспомогательного насоса или специальными пружинами. Так как ось ротора смещена относительно оси статорного кольца на величину эксцентриситета e , то поршни совершают в цилиндрах возвратно-

поступательное движение. За один оборот ротора каждый поршень совершает ход всасывания и ход нагнетания, равный $2e$. При направлении вращения, указанном на рис. 10.8 стрелкой, в цилиндрах, расположенных на верхней половине ротора, идет всасывание, на нижней — нагнетание.

Рабочий объем насоса (объем, вытесняемый поршнями за один оборот ротора при разности давлений на выходе и входе, равной нулю)

$$q = 2eSz_n. \quad (10.7)$$

В регулируемом насосе рабочий объем и, соответственно, подача могут бесступенчато изменяться путем изменения величины эксцентриситета e , т. е. перемещения статорного кольца 2 в направляющих статора 1. Изменение направления подачи (реверсирование) обеспечивается изменением знака эксцентриситета.

Некоторые конструкции насосов имеют многорядное расположение поршней в роторах. Этим достигается не только большая подача, но и большая ее равномерность. Кроме того, для увеличения подачи применяются насосы многократного действия. В таком насосе внутренняя поверхность статорного кольца имеет специальный, волнистый профиль, перемещаясь по которому каждый поршень совершает за один оборот ротора несколько рабочих ходов. Центры статора и ротора совмещены, поэтому такой насос нерегулируемый.

Принцип многократности действия используется также в высокомоментных гидромоторах, предназначенных для получения больших крутящих моментов при сравнительно небольших частотах вращения вала ротора (до 150 об/мин). Они применяются для вращения ведущих колес мобильных машин.

На рис. 10.9 представлены принципиальная схема и общий вид высокомоментного гидромотора однократного действия с эксцентриковым валом. Такой гидромотор применяется для поворота платформы в экскаваторах. Эксцентриковый вал вращается в двух роликоподшипниках 9, один из которых установлен в корпусе 7 гидромотора, а второй — в крышке 10. С эксцентриком постоянно контактируют пять шатунов 4, соединенных шаровыми шарнирами с поршнями 6. Боковое смещение шатунов 4 ограничено пластинами 13, а отрыв их от поверхности эксцентрика предотвращается упорными кольцами 8. К корпусу 7 гидромотора прикреплен корпус 2 золотникового распределителя, предназначенного для направления рабочей жидкости в

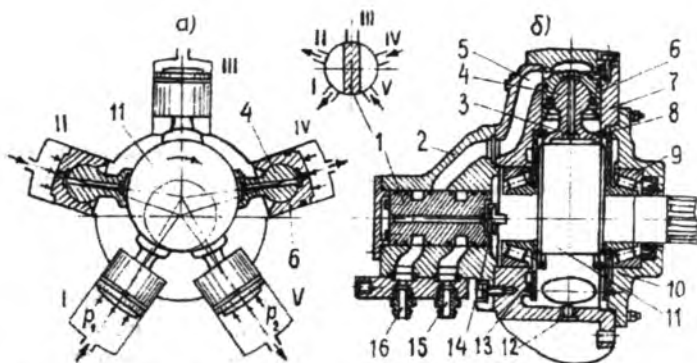


Рис. 10.9. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор с шатунами.

цилиндры и выпуска ее в сливную линию. Золотник 1 вращается от эксцентрикового вала 11 посредством муфты 14. Он имеет кольцевые канавки и окна для сообщения нагнетательного и сливного трубопроводов, присоединенных к корпусу 2, с рабочими полостями цилиндров. Золотник и поршни уплотнены в цилиндрах фторопластовыми кольцами.

Принцип работы гидромотора заключается в следующем. Из нагнетательного трубопровода жидкость под давлением поступает в канал 16 распределителя, оттуда в выточку и распределительные окна золотника 1, далее в каналы 5, по которым подводится в рабочие полости двух или трех цилиндров (в зависимости от положения окон золотника относительно отверстий корпуса 2 распределителя). Под давлением жидкости поршни в этих цилиндрах перемещаются к центру и через шатуны приводят во вращение эксцентриковый вал. В остальных цилиндрах поршни под действием эксцентрика совершают движение от центра и вытесняют жидкость через каналы 5, распределительные окна и выточку золотника в канал 15 и далее в сливной трубопровод. Например, в положении, представленном на принципиальной схеме (см. рис. 10.9, а) поршни цилиндров I и II совершают рабочий ход, поршень цилиндра III находится в мертвой точке, поршни цилиндров IV и V вытесняют жидкость в сливную линию.

При работе гидромотора небольшая часть жидкости продавливается через зазоры в сопряжениях и сливается во внутрен-

нюю полость корпуса 7; во избежание повышения давления в ней и повреждения каркасного уплотнения на валу она отводится через штуцер 12 и присоединенный к нему дренажный трубопровод в бак.

На рис. 10.10 представлен высокомоментный гидромотор типа МР с качающимися цилиндрами. В корпусе 7 гидромотора на двух подшипниках установлен вал 8 с эксцентриком. Поверхность эксцентрика путем напыления покрыта молибденом, что не только обеспечивает ее

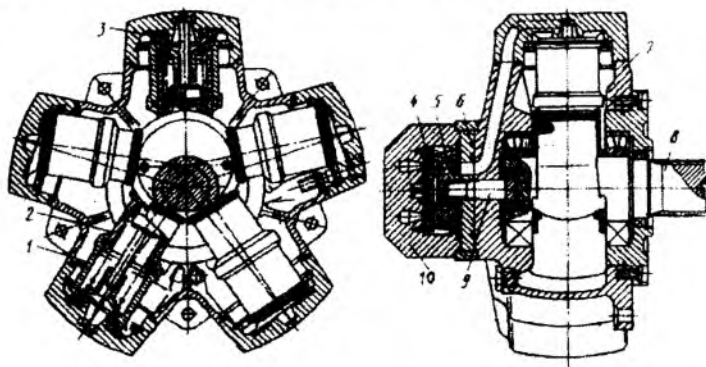


Рис. 10.10. Высокомоментный радиально-поршневой гидромотор с качающимися цилиндрами.

высокую твердость, но и создает микропористую структуру, улучшающую условия граничной смазки и повышающую износостойкость. На эксцентрик опираются пять полых поршней 2 со сферическими поверхностями. Поршни перемещаются в цилиндрах 1. Последние опираются на сферические опоры 3, позволяющие цилиндрам совершать угловые колебания. Для исключения перекоса поршня относительно цилиндра предусмотрен направляющий стержень. Предварительное прижатие каждого поршня к сферической поверхности эксцентрика и цилиндра к сферической поверхности опоры осуществляется с помощью пружины. Ось качающегося поршня всегда проходит через центр окружности эксцентрика.

Распределитель торцового типа состоит из вращающегося диска 5, прилегающего к реактивному диску 6, и опорного диска 4, расположенного в крышке 10, к отверстиям в которой присоединяются нагне-

тательный и сливной трубопроводы. Распределительный диск вращается от эксцентрикового вала посредством промежуточного вала 9.

Аксиально-поршневые гидромашины. Они широко применяются в объемных гидроприводах передвижных и стационарных машин, отличаются компактностью и низкой удельной металлоемкостью (3-10 кг/кВт), высоким КПД (объемным до 0,97...0,99 и общим до 0,96), пригодны для работы при высоких частотах вращения вала (до 4000 об/мин) и давлениях (преимущественно до 35 МПа и реже до 55 МПа), обладают сравнительно малой инерционностью.

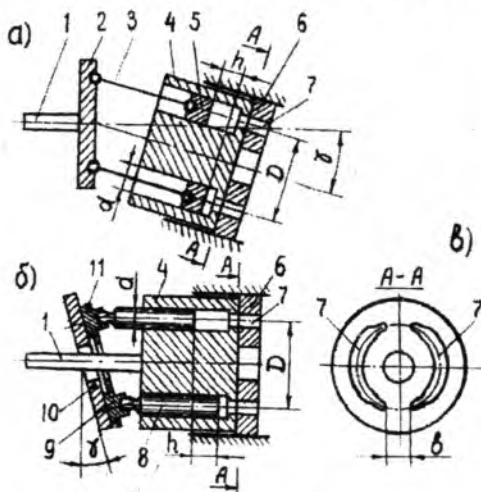


Рис. 10.11. Принципиальные схемы аксиально-поршневых гидромашин.

шаровыми шарнирами. Торцовая плоскость блока цилиндров плотно прижата к распределительному диску 6 с помощью пружины (на схеме не показана).

Распределительный диск имеет дугообразные окна 7 (рис. 10.11, в) через которые жидкость всасывается и нагнетается поршнями. Между окнами 7 сделаны перемычки шириной b , отделяющие полость всасывания от полости нагнетания. При вращении блока цилиндров, наклоненного под углом γ к оси приводного вала, каждый поршень в течение первой половины оборота блока совершает всасывание жидкости в цилиндр, и в течение второй половины оборота, при своем обратном

Различают гидромашины с наклонным блоком и с наклонным диском. Принципиальные схемы их представлены на рис. 10.11.

Насос с наклонным блоком (рис. 10.11, а) состоит из приводного вала 1, соединенного жестко с диском 2, блока цилиндров 4 с поршнями 5, штоков 3 и неподвижного распределительного диска 6. Ось блока цилиндров расположена под углом γ к оси приводного вала. Штоки 3 соединены с диском 2 и поршнями 5

ходе – нагнетание. Положение всасывания и нагнетания согласовано с размещением окон 7 в распределительном диске, направлением вращения приводного вала, знаком угла γ (+ или –). Если изменить направление вращения вала 1 или знак угла γ то всасывающее и нагнетательное распределительные окна поменяются местами.

В насосе с наклонным диском (рис. 10.11, б) блок цилиндров 4 вращается от приводного вала 1, расположенного соосно с ним. Плунжеры 8 опираются либо непосредственно (в малых насосах), либо посредством завальцованных на сферических головках их подпятников 9 на неподвижный наклонный диск 10. Поджим плунжеров с подпятниками к опорному наклонному диску и блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается пружинами (на схеме не показаны).

Вследствие наклона диска 10 под углом γ к оси приводного вала каждый плунжер за один оборот блока цилиндров совершает всасывание и нагнетание жидкости. Соответствующее направление потоков обеспечивается положением распределительных окон 7. Устройство распределителя аналогично описанному выше.

Рабочий объем аксиально-поршневого насоса определяется по формуле

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 z_n S = \frac{\pi}{4} d^2 z_n D \operatorname{tg} \gamma, \quad (10.8)$$

где d – диаметр поршня (плунжера), D – диаметр окружности осей цилиндров.

Как видно из формулы, конструктивным параметром, позволяющим осуществить бесступенчатое регулирование рабочего объема и соответственно подачи насоса, является угол γ наклона блока цилиндров или опорного диска плунжеров к оси приводного вала. Промышленностью выпускаются насосы с постоянным углом γ , т. е. с постоянной подачей (их называют нерегулируемыми) и с бесступенчато изменяющимся углом γ (регулируемые насосы). Регулирование подачи в насосах малой мощности может осуществляться вручную с помощью несложных механизмов; в более мощных насосах предусмотрены для этой цели гидравлические или электрогидравлические усилители, управляемые вручную или автоматически.

Нерегулируемые насосы являются обратимыми гидромашинами, т.е. они без каких-либо изменений могут применяться в качестве гидромоторов. Регулируемые насосы необратимы. Наряду с ними в нашей стране и за рубежом выпускаются регулируемые гидромоторы,

которые позволяют при постоянном расходе питающей жидкости обеспечивать бесступенчатое регулирование скорости вращения вала путем изменения рабочего объема (посредством изменения угла γ).

В строительных, мелиоративных и других машинах, в особенности в гидравлических экскаваторах, широко применяются нерегулируемые и регулируемые гидромашины серии 200. Это гидромашины бескарданного типа с наклонным блоком, качающие узлы их унифицированы. Они рассчитаны на давление номинальное 16 или 20 МПа максимальное кратковременное 32 МПа. С целью повышения технического ресурса 1,5 – 2 раза, номинального давления до 32 МПа, максимального до 40 МПа разработан на основе серии 200 и выпускается типоразмерный ряд, унифицированных гидромашин серии 300 с рабочими объемами от 12,6 до 250 см³/об. Современная маркировка их включает номер модели (210, 310, 410 – нерегулируемые насосы и гидромоторы; 207, 313 – регулируемые насосы, 303, 312 – регулируемые гидромоторы), особенности конструкции подшипникового узла вала (2 – шариковые радиально-упорные, 3 – роликовые конические), рабочий объем в см³/об, особенности устройства монтажного фланца, исполнение вала (шлицевое, шпоночное) и другие конструктивные особенности. Примеры сокращенной маркировки: 310.2.28; 310.3.56; 313.3.112; 303.3.160.

На рис. 10.12, а представлен общий вид нерегулируемого насоса-гидромотора типа 210. Приводной вал 3 опирается на три шарикоподшипника: два радиально-упорные 9 и один радиальный 8.

В передней крышке на втулке 2 установлено манжетное уплотнение 4. В сферические гнезда фланца вала 3 входят 7 шатунов 11, которые вместе с центральным шипом 18 прижаты к фланцу штампованной пластиной 21. Блок цилиндров 13 зафиксирован на шипе 18 с помощью штифта 19. Сферическая торцовая поверхность блока цилиндров 13 опирается на распределительный диск 14. Опорами центрального шипа 18 служат слева сферическая поверхность фланца вала 3, справа – бронзовая втулка 17, запрессованная в распределительный диск 14. Поршни 12 блока цилиндров завальцованы на шатунах 11.

Таким образом, каждый шатун шарнирно соединяется с фланцем приводного вала и с поршнем. Предварительное прижатие блока цилиндров к распределительному диску обеспечивается тарельчатыми пружинами 20.

На рис. 10.12, б представлен нерегулируемый насос типа 310, вал которого вращается в роликовых конических подшипниках; в остальном устройство этого насоса аналогично представленному на рис. 10.12, а.

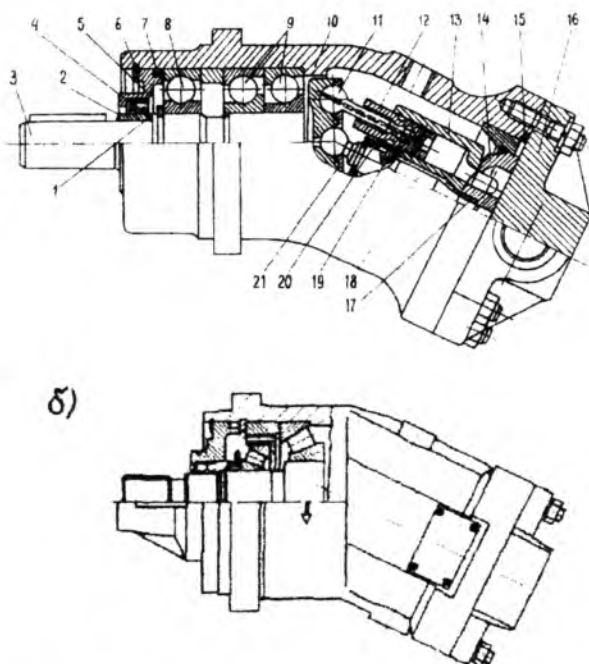


Рис. 10.12. Нерегулируемые аксиально-поршневые насосы с наклонным блоком типов 210, 310: а) с шариковыми радиально-упорными подшипниками, б) с роликовыми коническими подшипниками

Регулируемый насос типа 207 (рис. 10.13) имея качающий узел, унифицированный с вышеописанным нерегулируемым насосом 210, отличается тем, что в нем создана возможность бесступенчатого изменения угла наклона блока в процессе работы. Подвижный корпус 14, в котором расположен блок цилиндров 11 с распределителем 12, с помощью усилия, приложенного к цапфе 9, может быть повернут в двух

подшипниках 6 вокруг вертикальной оси относительно неподвижного корпуса 3 на угол от 0 до $\pm 25^\circ$.

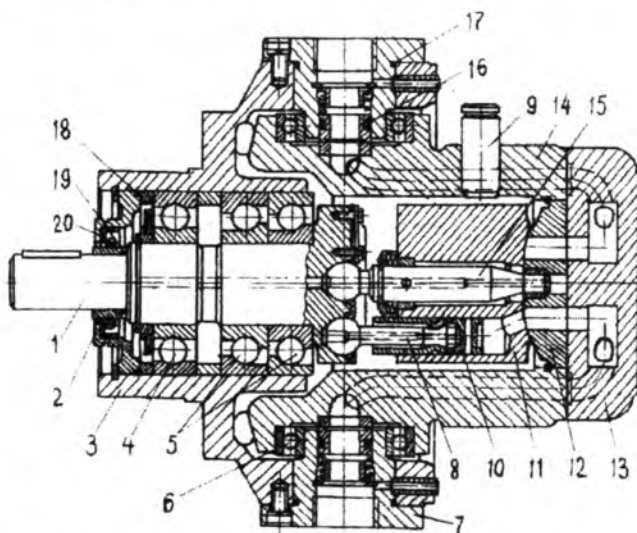


Рис. 10.13. Регулируемый аксиально-поршневой насос типа 207.

При постоянной частоте вращения приводного вала 1 подача жидкости при этом изменяется пропорционально углу наклона блока цилиндров. Насосы типа 207 выпускаются в различных конструктивных исполнениях. В одном из них (реверсивном) предусмотрен поворот корпуса 14 (путем воздействия на цапфу 9) в обе стороны от нейтрального положения с помощью гидроусилителя и возможность работы такого насоса в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока, для чего к насосу присоединяется клапанная коробка, в которой размещены два обратных, два предохранительных, один подпорный клапаны и автоматический челночный золотник (назначение их будет описано ниже). В других исполнениях для поворота корпуса 14 с целью регулирования подачи по давлению в линии нагнетания применяется так называемый регулятор мощности, описание которого дано ниже.

Регулируемый насос типа 313, и регулируемые гидромоторы типа 312, (рис. 10.14) имеют принципиально иную конструкцию поворотного устройства блока цилиндров. Изменение угла наклона блока /

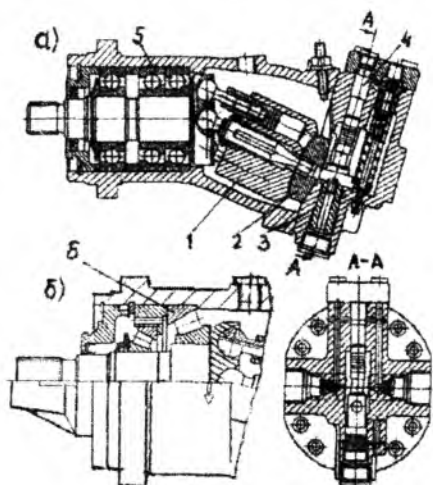


Рис. 10.14. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор типов 312, 303.

цилиндров осуществляет гидроусилитель 4, перемещающий установленный в проточке его корпуса 3 распределитель 2. Распределитель со стороны, прилегающей к корпусу, имеет цилиндрическую поверхность, ограниченную четырьмя гранями. Со стороны, прилегающей к блоку цилиндров, распределитель имеет сферическую поверхность, по которой центрируется блок цилиндров. При перемещении распределителя в нужную сторону поворачивается блок цилиндров. Максимальный угол поворота блока цилиндров составляет 25° , минимальный — 7° .

В качестве опор вала в этих гидромашинах применяются как шариковые радиально-упорные (рис. 10.14, а), так и конические роликоподшипники (рис. 10.14, б).

При одинаковых рабочих объемах масса гидромашин данного типа приблизительно на 40% меньше массы гидромашин типа 207.

На рис. 10.15 представлена нерегулируемая гидромашина с наклонным диском. Приводной вал 17 вращается в роликовых конических подшипниках 15 и 7, установленных соответственно в корпусе 9 и

крышке 6. На валу 17 посажен соединяемый с ним эвольвентными шлицами блок цилиндров 11.

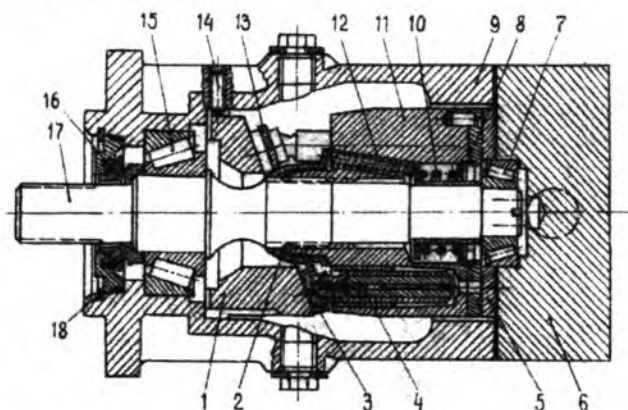


Рис. 10.15. Нерегулируемая аксиально-поршневая гидромашина с наклонным диском.

В корпусе 9 установлен неподвижно с помощью штифта 14 наклонный диск 1, в который упираются латунные подпятники 3, завальцованные на сферических головках плунжеров 4. Гидравлическая разгрузка подпятников осуществляется подводом рабочей жидкости из камер нагнетания к их опорным поверхностям. Пружины 12 через сферическую опору 2 и прижимной диск 13 постоянно поджимают плунжеры с подпятниками к наклонному диску 1, обеспечивая безотрывное ведение их по указанному диску при ходе всасывания; при ходе нагнетания плунжеры с подпятниками надежно прижимаются к диску 1 силами давления рабочей жидкости.

К блоку цилиндров 11 плотно прилегает и вращается вместе с ним посредством штифта роторный диск 8, изготовленный из специальной многокомпонентной латуни. Он воспринимает нагрузку от блока и передает ее на неподвижный распределительный диск 5, который упирается в крышку 6. Сопряженные поверхности блока, роторного и распределительного дисков, крышки притерты и прижимаются одна к другой пружиной 10 и силами давления рабочей жидкости. При хорошем их состоянии это обеспечивает незначительные утечки рабочей жидкости через распределительный узел и высокий объемный КПД гидромашины в течение большого срока работы.

Соединение приводного вала 17 с блоком цилиндров 11 эвольвентными шлицами дает возможность некоторой самоустановки сопряженных поверхностей распределительного узла в случае неперпендикулярности их к оси вращения вала. В крышке 6 имеются отверстия (на рис. 10.15 не показаны) для подвода к распределителю и отвода от него рабочей жидкости. Конструкция крышки предусматривает установку на нее клапанной коробки, необходимой для работы машины в качестве реверсивного гидромотора в гидроприводе с замкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

В регулируемом насосе с наклонным диском качающий узел выполнен аналогично вышеописанному качающему узлу нерегулируемой гидромашины. Однако наклонный диск, в который упираются подпятники плунжеров, установлен не фиксировано, а в специальной опорной плите, вместе с которой имеет возможность поворачиваться с помощью гидроусилителя на угол до $\pm 18^\circ$ относительно оси приводного вала, чем обеспечивается бесступенчатое регулирование подачи насоса. Насос снабжен кроме гидроусилителя системой подпитки, которая необходима при работе его в гидроприводе с замкнутой циркуляцией жидкости.

С целью автоматического управления подачей в зависимости от нагрузки рабочего органа многие насосы с наклонным диском и наклонным блоком снабжаются регуляторами мощности.

Регулятор мощности поддерживает автоматически приблизительно постоянную мощность потока жидкости на выходе из насоса при изменении давления в заданных пределах. Это позволяет использовать приводной двигатель в оптимальном или близких к нему режимах при изменении нагрузки на рабочем органе машины.

Регулятор мощности прямого действия (рис. 16, а) насоса типа 207 состоит из корпуса 7, тяги 8 с плунжером 6, пакета пружин 9, крышек 2 и 10, в которых находятся ограничители 1 и 11 соответственно максимальной и минимальной подачи насоса. Тяга 5 посредством втулки 12 соединяется с цапфой 9 (см. рис. 10.13) подвижного корпуса насоса. Рабочая полость 5 гидроцилиндра сообщается через дроссель и каналы в корпусе регулятора (на рис. 10.16 не показаны) с нагнетательной линией насоса. Таким образом, на плунжер справа действует сила давления жидкости, подведенной из нагнетательной линии насоса, а слева — сила двух пружин, имеющих неодинаковые длину в исходном положении и жесткость. При возрастании нагрузки на рабочем органе машины возрастает давление в нагнетательной линии насоса и,

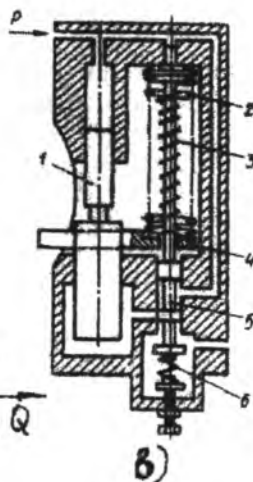
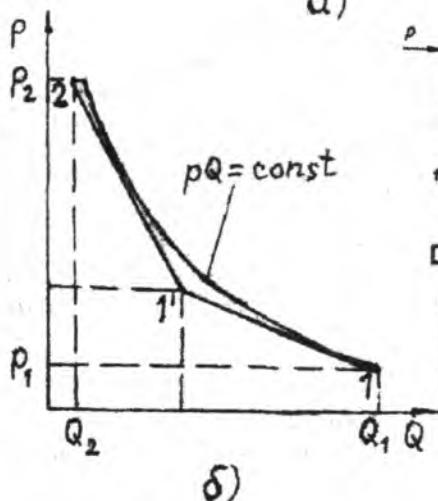
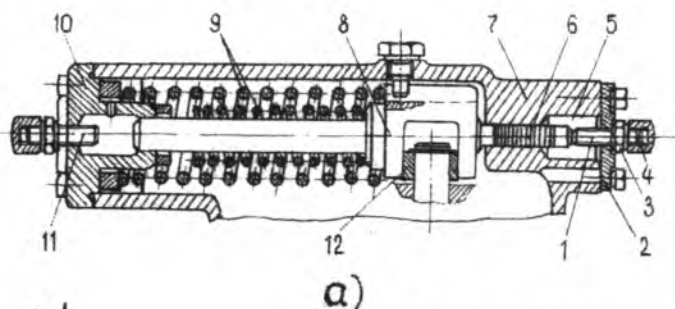


Рис. 10.16. Регулятор мощности.

соответственно, в рабочей полости 5 гидроцилиндра регулятора мощности. Возрастающая сила давления действует на плунжер 6 тяги 8, которая, перемещаясь влево, поворачивает подвижный корпус насоса в сторону уменьшения подачи, сжимая при этом вначале одну пружину 9 (большую), а затем при дальнейшем ходе — обе пружины. Такая конструкция пружин дает возможность сравнительно несложным путем обеспечить изменение подачи в зависимости от давления по ломаной линии 1-1'-2 (рис. 10.6, б), приближенной к гиперболической, которая, как известно, определяет постоянство мощности (произведения давления на подачу) потока. Величина минимальной подачи ограничивается упором 11.

При уменьшении давления пакет пружин, действуя на тягу, перемещает ее и вместе с ней подвижный корпус насоса в сторону увеличения угла поворота, тем самым увеличивается подача насоса. Величина максимальной подачи ограничивается упором 1, который стопорится в установленном положении гайкой 3 и закрывается колпачком 4.

Показанный на рис. 10.16, а ограничитель максимальной подачи называется нерегулируемым. При необходимости вместо него может устанавливаться взаимозаменяемый с ним регулируемый ограничитель механический или гидравлический.

В механическом регулируемом ограничителе с помощью рукоятки или маховика и механической связи вращается регулируемый винт, который, упираясь в плунжер 6, ограничивает величину максимальной подачи насоса.

В гидравлическом ограничителе имеется гидроцилиндр, который устанавливается вместо крышки 2. Регулируемое ограничение максимальной подачи насоса осуществляется с помощью управляющего давления 0-2,5 МПа (с отдельной магистрали) на поршень гидроцилиндра, шток которого упирается в плунжер 6 регулятора мощности.

Аналогично устроен регулятор мощности двохвального насоса типа 223. Поскольку имеются два насоса, гидроцилиндр регулятора выполнен по типу «тандем»: жидкость под давлением нагнетания от каждого насоса подводится к своей плунжерной полости.

В насосах типов 313, А7V, двохвальных 323 и строенных 333 применяется регулятор мощности непрямого действия (рис. 10.16, в), представляющий собой автоматический следящий гидропривод. Он значительно компактнее вышеописанного регулятора прямого действия и хорошо вписывается в конструкцию насоса.

Перемещение блока цилиндров насоса осуществляет гидродвигатель, содержащий поршень 1. К верхней поверхности поршня подводится жидкость под давлением p нагнетания насоса, стремящаяся опустить поршень вниз, что соответствует максимальному рабочему объему насоса. Гидродвигателем управляет распределитель с золотником 5, к верхней торцовой поверхности которого подводится жидкость из гидролинии нагнетания насоса. При давлении нагнетания p_1 золотник опускается вниз, преодолевая силу основной пружины 2 и настроечной пружины 6. Распределитель из гидролинии нагнетания подводит жидкость к нижней поверхности поршня большего диаметра, и он поднимается вверх. При этом цапфа 4 сжимает пружину 2, в результа-

те чего золотник 5 поднимается вверх, занимает нейтральное положение, и поршень останавливается. Увеличение давления приводит к дальнейшему перемещению поршня и его остановке. Таким образом, регулятор представляет собой следящую систему, входной координатой которой является давление жидкости, а выходной – перемещение поршня. При определенном положении поршня вступает в работу пружина 3. Это приводит к изменению коэффициента усиления следящей системы и к перелому прямой на рис. 10.16, б. При уменьшении давления золотник 5 под действием пружин поднимается вверх. Нижняя полость поршня сообщается со сливной линией, и поршень опускается вниз.

Регулируемые упоры, установленные в корпусе насоса, ограничивают углы поворота блока цилиндров. Пружина 6, затяжку которой изменяет регулировочный винт, обеспечивает начало перемещения поршня регулятора при заданном давлении p_1 .

10.4. Роторные гидромашины

В роторной гидромашине рабочие камеры образованы наружной поверхностью ротора (роторов), внутренней поверхностью статора и торцовыми уплотняющими деталями; рабочие камеры, наполненные жидкостью, непрерывно переносятся от входа к выходу потока; вытеснителями жидкости являются профилированные зубья или вставные пластины ротора; отпадает необходимость в клапанах и даже в распределителях (за редким исключением). Поэтому роторные гидромашины компактны, имеют низкую удельную металлоемкость, высокие надежность и КПД (до 0,85), что позволило им найти широкое применение в объемных гидроприводах и гидросистемах.

По конструкции роторов различают гидромашины пластинчатые, шестеренные, коловратные, винтовые. В мобильной сельскохозяйственной, строительной-дорожной, мелиоративной технике применяются гидромашины первых двух типов, поэтому на них акцентируется внимание в данной книге.

Пластинчатые гидромашины выпускаются для работы только или в качестве насосов или в качестве гидромоторов, т.е. они не обратимы. Из них наибольшее распространение получили насосы. Они применяются в гидроприводах металлорежущих станков, рулевых управлений некоторых автомобилей и т.д.

Пластинчатые насосы бывают однократного и двукратного действия. Насосы однократного действия могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Насосы двукратного действия – нерегулируемые.

На рис. 10.17, а приведена схема пластинчатого насоса однократного действия. В корпусе насоса – статоре 1, внутренняя поверхность которого цилиндрическая, с эксцентриситетом e расположен ротор 2, представляющий собой цилиндр с продольными радиальными прорезями (либо под небольшим углом α к радиусу). В прорези вставлены прямоугольные пластины-вытеснители 3, которые при вращении

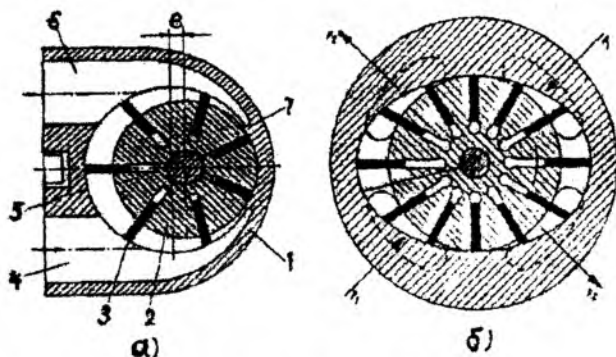


Рис. 10.17. Принципиальные схемы пластинчатых насосов однократного (а) и двукратного (б) действия.

ротора под действием центробежных сил или специальных устройств, прижимаются к внутренней поверхности статора, совершая каждая в своем пазу одно возвратно-поступательное движение за один оборот ротора. При вращении ротора по часовой стрелке объем камер на нижней половине оборота увеличивается и в них всасывается жидкость из подводящего канала 4. В это время объем камер на верхней половине оборота уменьшается и жидкость из них вытесняется в нагнетательный канал 6. Полость нагнетания отделена от полости всасывания с одной стороны уплотнительной перемычкой 5, а с другой уплотнительным выступом 7 в статоре. Уплотнение ротора и пластин с торцов осуществляется плавающим диском, который давлением жидкости прижимается к ротору.

Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta z_n}{\cos \alpha} \right] 2be, \quad (10.9)$$

где r – радиус внутренней поверхности статора; e – эксцентриситет; b – ширина пластин в осевом направлении; δ – толщина пластины; α – угол наклона пластин к радиусу ротора (обычно 0-15°); z_n – число пластин.

Из формулы (10.9) видно, что изменяя эксцентриситет ротора, можно регулировать подачу насоса или даже менять направление подачи. Следовательно, такой насос может быть регулируемым или реверсивным.

Недостаток насоса однократного действия состоит в том, что ротор испытывает радиальную нагрузку из-за разности давлений в нагнетательной и всасывающей полостях. Этого недостатка лишен насос двукратного действия (рис. 10.17, б), у которого полости всасывания и нагнетания расположены диаметрально противоположно. Внутренняя поверхность статора выполнена в виде сопряжения цилиндрических поверхностей, в сечении напоминающего эллипс. Таким образом за один оборот ротора в камерах дважды происходит процессы всасывания и нагнетания. Рабочий объем такого насоса определяется по формуле

$$q = 2b(r_2 - r_1) \left[\pi(r_1 + r_2) - \frac{\delta z_n}{\cos \alpha} \right], \quad (10.10)$$

где r_1 и r_2 – наименьший и наибольший радиусы внутренней поверхности статора.

Среди пластинчатых машин особенно распространены насосы двукратного действия типов Г12-2 (номинальное давление и частота соответственно 6,3 МПа и 960 об/мин) и БГ12-2 (до 16 МПа и 1500 об/мин). Промышленностью выпускаются также сдвоенные насосы (2 секции в общем корпусе и на одном валу с общей всасывающей и отдельными нагнетательными линиями).

Конструкция насоса Г12-2 представлена на рис. 10.18. В чугунном корпусе 12 и крышке 1 смонтировано закаленное кольцо-статор, имеющее внутри овальную профилированную поверхность, по которой скользят двенадцать пластин 14, свободно перемещающихся в радиальных пазах ротора. Ротор 4 посажен на шлицы вала 8, свободно вращающегося в шариковых подшипниках. К торцам статора 3 прижаты плоский диск и диск с шейкой. Плоский диск 2 расположен между

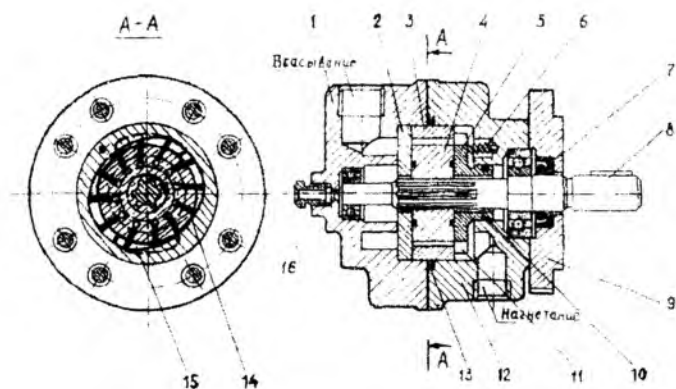


Рис. 10.18. Пластинчатый насос двукратного действия Г12-2.

крышкой 1 и статором 3, а диск с шейкой 5 плавающего типа в начале работы прижимается тремя пружинами 6, а в процессе работы – и давлением масла. В плоском диске имеются два окна 15 для всасывания масла, а в диске с шейкой – два окна 11 для нагнетания масла.

При вращении ротора 4 пластины 14 под действием центробежной силы и давления масла, подведенного под пластины, всегда прижаты к внутренней поверхности статора 3. Каждая пластина перемещается в пазах ротора 4 в радиальном направлении в соответствии с профилем кривой статора. Каждая из камер между двумя соседними пластинами, внутренней поверхностью статора и ротором во время соединения с окнами всасывания 15 увеличивает свой объем и заполняется маслом, а во время соединения с окнами нагнетания 11 уменьшает свой объем, вытесняя масло через окна нагнетания 11. За один оборот ротора 4 производится два полных цикла всасывания и нагнетания. Благодаря диаметрально противоположным подводам и отводам, нагрузка на ротор 4 от давления масла со стороны полостей нагнетания уравновешиваются и вал насоса передает только крутящий момент.

Для предотвращения утечек по валу 8 насоса во фланец 9 установлена манжета 7 из маслостойкой резины.

Стык между корпусом 12 и крышкой 1 уплотняется круглым кольцом 13 из маслостойкой резины. Уплотнение зазора между диском с

шейкой и корпусом производится круглым кольцом из маслостойкой резины.

Насосы БГ12-2 по принципиальному устройству отличаются от насосов Г12-2 следующим. В каждом радиальном пазу ротора установлено по две пластины, прилегающие одна к другой и свободно перемещающиеся. Плоский диск имеет два основных всасывающих окна для всасывания рабочей жидкости в камеры между пластинами и два вспомогательных окна для всасывания рабочей жидкости в камеры, под пластинами.

Плавающий диск имеет, кроме всасывающих окон, еще основные окна для нагнетания рабочей жидкости из камер между пластинами и вспомогательные окна – для нагнетания рабочей жидкости из-под пластин. Ввиду того, что в полости всасывания пространство под пластинами не соединяется с линией нагнетания, а соединяется с линией всасывания, обеспечивается разгрузка пластин от гидравлического усилия, прижимающего пластины к статору. Прижим пластин к статору в полости всасывания осуществляется только центробежными силами. Наличие такого распределения потоков масла позволило значительно повысить давление в насосах БГ12-2 (до 16 МПа) по сравнению с насосами Г12-2.

Шестеренные гидромашины высокого давления, применяемые в объемных гидроприводах тракторов, сельскохозяйственных, строительных, мелиоративных и других машин, преимущественно не обратимы и не реверсивны, поэтому выпускаются как насосы или гидромоторы правого или левого вращения.

Шестеренные насосы НШ в зависимости от назначения, класса и мощности изготавливаются одно-, двух-, трехсекционными (рис. 10.19) с рабочими объемами одной секции от 4 до 250 см³/об, номинальными давлениями от 14 до 25 МПа, максимальными частотами вращения вала до 4000 об/мин.

Шестеренные гидромашины выпускаются с давних пор. Маркировка их со временем претерпевала определенные изменения, описывать которые здесь не представляет существенной необходимости. Современная маркировка односекционных насосов включает после букв НШ цифры, обозначающие рабочий объем (4, 6, 8, 10...250 см³/об), далее буквенное обозначение, учитывающее форму, материал корпуса и подшипников скольжения (А – круглый корпус, УК, УКФ, Г, Н, М – продолговатый корпус), затем группу по давлению (2, 3, 4, 5, что соответственно обозначает номинальное давление 14, 16, 20, 25 МПа).

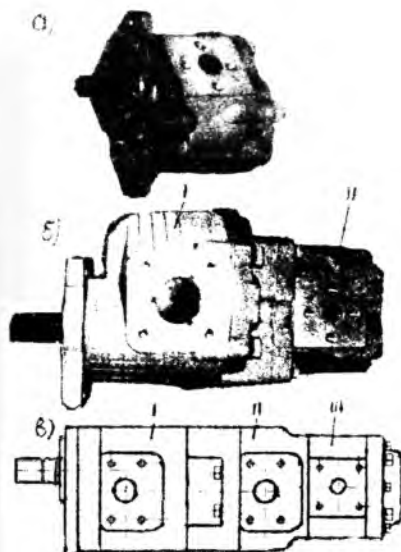


Рис. 10.19. Шестеренные насосы высокого давления: а) одно-, б) двух-, в) трехсекционный.

направление вращения вала (L – левое, R – правое; в ранее применяемой маркировке левое вращение обозначалось буквой Л, правое не обозначалось буквой); последующие буквы и цифры обозначают климатическое исполнение (U – умеренный, T – тропический климат) исполнение вала и монтажного фланца. Примеры сокращенных обозначений односекционных насосов: НШ32А-3L; НШ10УК – 3R; НШ100Г-4R и т.д. Примеры обозначений двух- и трехсекционных насосов: НШ50Г+32Г-3R; НШ63М+63М+32М-4R.

Принципиальная схема, продольный разрез и детали односекционного шестеренного насоса в продолговатом корпусе представлены на рис. 10.20. В корпусе 1 из алюминиевого сплава расположены ведущая 2 и ведомая 3 шестерни. При вращении их в направлениях, указанных стрелками (рис. 10.20, а) жидкость, заключенная во впадинах, переносится из полости всасывания в полость нагнетания и затем выдавливается зубьями шестерен, вступающими в зацепление. В полости всасывания зубья выходят из зацепления и освобожденный объем снова заполняется жидкостью.

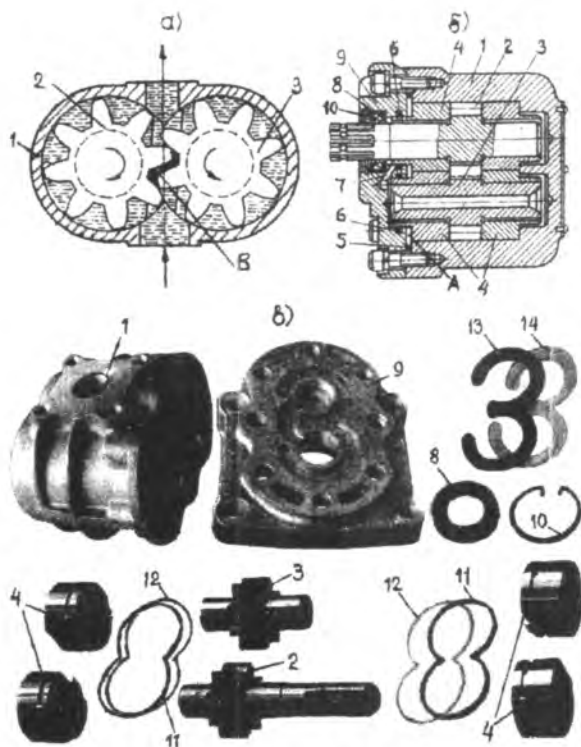


Рис. 10.20. Одно-секционный шестеренный насос в продолговатом корпусе:
а) принципиальная схема;
б) продольный разрез насоса НШ 32У,
в) детали насоса НШ32УК

Стальные шестерни 2 и 3 изготовлены за одно целое с цапфами. Цапфы вращаются в антифрикционных втулках 4, вставленных с небольшим зазором в корпус насоса. От проворачивания втулки удерживаются соприкасающимися стыковыми плоскостями.

Резиновое кольцо 5, которое зажато между корпусом 1 и крышкой 9, привернутой к нему болтами, служит уплотнением от вытекания масла наружу через стыковые поверхности этих деталей. Выходной конец цапфы ведущей шестерни 2 уплотнен самоподжимной манжетой 8, закрепленной в корпусе стопорным кольцом 10.

В шестеренных насосах внутренняя утечка масла из нагнетательной полости обратно во всасывающую происходит главным образом через торцовый зазор между вращающимися шестернями и неподвижными деталями. С увеличением износа торцовых поверхностей утечка

быстро возрастает, а подача насоса резко снижается. Для предупреждения таких утечек торцовый зазор выбирается постоянным автоматическим поджимом втулок 4 к торцам шестерен. Поджим происходит под давлением масла, поступающего из нагнетательной полости в кольцевую камеру А. Чтобы при этом не разрушалась смазывающая пленка, имеющаяся между торцами шестерен и втулок, силе поджима противодействует давление масла на втулки со стороны впадин между шестернями. Чтобы масло не перетекало из камеры А во всасывающую полость, в корпусе насоса уложен металлический вкладыш и установлено специальное резиновое уплотнение, а также имеются резиновые кольца 6.

Во время работы насоса масло, остающееся во впадинах В между зубьями шестерен, может оказывать повышенное давление на шестерни и их втулки. Поэтому на втулках 4 выполнены пазы, через которые масло из запертого объема выводится во всасывающую полость насоса. Туда же по сверлению 7 и внутреннему отверстию в ведомой шестерне отводится масло, просочившееся к манжете 8. Особенности конструкции деталей насосов типа НШ...УК видны на рис. 10.20, в. Втулки 4 имеют более упрощенную форму. Установленные по наружным диаметрам их восьмеркообразные манжеты 11 ограничивают зону высокого давления, что снижает нагрузки на корпус. Манжеты 11 защищены от разрушения пластинами 12 из полиамида. Ребра жесткости на корпусе 1 насоса повышают прочность его и стабилизируют температурный режим. В крышке 9 насоса выполнена специальная канавка, в которую установлена 3-образная манжета 13 с защитной пластиной 14, осуществляющие поджим подшипниковых узлов.

На заводе-изготовителе собирают насосы НШ только для правого (по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода) или только для левого (против часовой стрелки) вращения. Однако, если необходимо, насос правого вращения можно переоборудовать в насос левого вращения, и наоборот. Для этого нужно снять крышку, вынуть из корпуса передние втулки, шестерни и задние втулки. Не разнимая задних втулок по стыку, повернуть их на половину оборота и снова вставить в гнезда. Ведущую и ведомую шестерни поменять местами, т. е. цапфу каждой шестерни вставить в свою прежнюю втулку. Переставить передние втулки аналогично задним. После этого поставить крышку, предварительно повернув ее на половину оборота.

Насосы НШ путем небольших переделок могут быть превращены в гидромоторы. Для этого необходимо в торце корпуса выполнить дре-

нажное отверстие, ввернуть в него штуцер, с помощью которого подсоединить трубопровод, по которому масло, просочившееся к самоподжимной манжете 8, будет отводиться непосредственно в бак. Сливная линия (в режиме насоса она является всасывающей) должна быть изолирована с помощью специально изготовленных уплотнений от дренажной линии; давление в последней не должно превышать 0,05 МПа. Конец трубопровода, входящий в бак, должен быть опущен ниже уровня жидкости.

Промышленностью выпускаются обратимые, реверсивные насосы-гидромоторы МНШ-У (мотор-насосы), которые без каких-либо переделок могут работать как насосы правого или левого вращения и как гидромоторы.

В насосах НШ, исполненных в круглом корпусе (рис. 10.21), применено наряду с торцовым уплотнением шестерен их радиальное уплотнение. Насос состоит из корпуса 1, крышки 13, поджимной 2 и под-

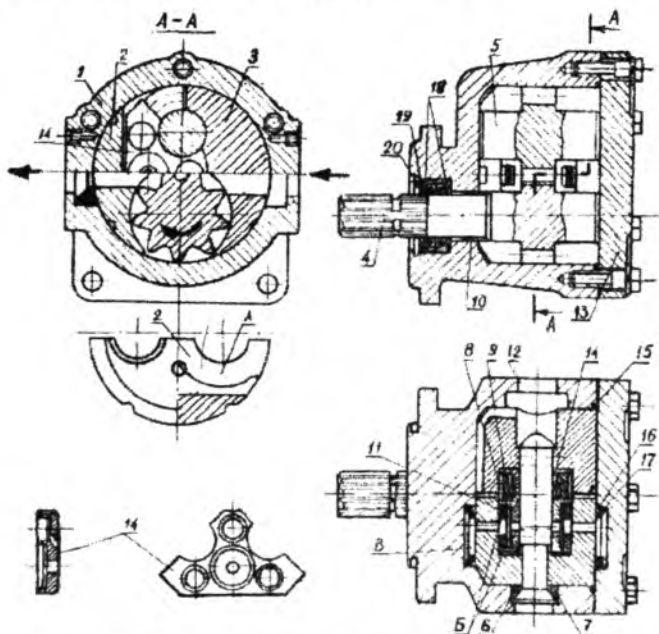


Рис. 10.21. Односекционный шестеренный насос в круглом корпусе.

шипниковой 3 обойм, ведущей 4 и ведомой 5 шестерен (они выполнены заодно с цапфами), центрирующей втулки 10, а также уплотняющих и крепежных деталей.

Корпус и крышка насоса изготовлены из алюминия, а обоймы шестерни – из специального алюминиевого сплава – алькусина. Эти обоймы сделаны в виде полуцилиндров и в сборе образуют четыре подшипниковых гнезда для цапф шестерен. Стальная центрирующая втулка 10 препятствует проворачиванию обойм за время работы насоса. шестерен и служит для радиального уплотнения нагнетательной полости насоса. Уплотнение достигается двумя сегментами А в средней части обоймы. Сегменты имеют точно обработанную внутреннюю поверхность, охватывающую вокруг каждой шестерни дугу, равную примерно 1,5 шага зубьев. Они прилегают к вершинам зубьев и не пропускают масло из нагнетательной полости в полость всасывания.

Подвижная обойма 2 опирается своими полугнездами на цапфы. Поджим обоймы осуществляется резиновой манжетой радиального уплотнения 7 через стальную опорную пластину 6. По мере износа опорных поверхностей уплотняющей обоймы упругая манжета 7 компенсирует радиальный зазор между сегментами А и вершинами зубьев шестерен.

Уплотнение торцов шестерен гидравлическое. Оно достигается с помощью двух бронзовых платиков 14, форма которых показана на рисунке. В четыре цилиндрических расточки каждого платика вставлены резиновые диски: три малого и один большого диаметра. Масло, поступающее из нагнетательной полости насоса в камеры Б, ограниченные малыми дисками и большими 11, прижимает пластики к торцам шестерен. Усилие создается давлением масла, которое заполняет камеры В, ограниченные круглыми манжетами 17, расположенными в корпусе и крышке насоса. Это усилие уравнивает усилия, передаваемые из камер 5 через диски платиков на подвижную обойму 2.

Утечка масла из корпуса насоса наружу предупреждается резиновым уплотнительным кольцом 15 и двумя последовательно расположенными самоподжимными сальниками 18.

Рабочий объем шестеренной гидромашины можно вычислить по формуле

$$q = k2\pi m^2 z_1 b, \quad (10.11)$$

где m – модуль зуба, z_1 – число зубьев одной (ведущей) шестерни, b – ширина шестерни, k – коэффициент (1,04 – 1,11).

Для практических расчетов величину модуля можно принять равной половине высоты зуба.

Кроме вышеописанных шестеренных насосов с внешним эвольвентным зацеплением шестерен выпускаются также насосы с внутренним эвольвентным или круговым зацеплением шестерен. Последние имеют ограниченное применение, поэтому в данной работе не рассматриваются.

10.5. Планетарные гидромашины

Планетарные насосы и гидромоторы относятся к гидромашинам многократного действия, поэтому они предельно компактны. Они применяются при давлениях до 20 МПа, имеют сравнительно высокий КПД (до 0,86), способны работать при низких и средних частотах вращения приводного вала (9-780 об/мин). Планетарные насосы нашли применение в качестве насосов-дозаторов в объемных гидроприводах рулевых управлений мобильных машин. Планетарные гидромоторы при небольших габаритах и компактной конструкции развивают сравнительно большой крутящий момент. Они предназначены для вращения рабочих органов, имеющих небольшие угловые скорости.

Профили рабочих камер планетарных машин образуются циклоидальными кривыми при внутреннем зацеплении шестерен. Часто для упрощения изготовления и механической обработки зубьям наружной шестерни придают круговой профиль, в качестве зубьев используются поверхности цилиндрических роликов, вставляемых в гнезда обоймы (рис. 10.22).

Обойма 1 с вставными роликами 2 крепится болтами 3, пропущенными через ролики, к корпусу насоса.

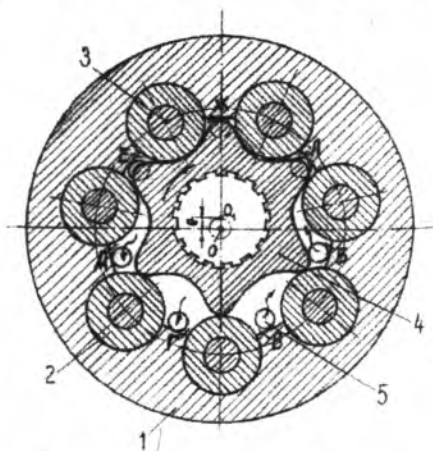


Рис. 10.22. Профиль рабочих камер планетарной гидромашины.

Она зажата болтами между плоским опорным диском и крышкой. Толщина роликов 2 и ротора 4 несколько меньше толщины обоймы 1. Это позволяет им свободно вращаться при минимально допустимых торцевых зазорах, необходимых для создания торцевых уплотнений.

Наиболее широкое применение получили две кинематические схемы планетарных гидромашин. В первой из них роль сателлита (облегчающей шестерни) выполняет ротор 4, центр которого O_1 непрерывно меняет свое положение, вращаясь вокруг центра O статора 1 по некоторой окружности, радиус которой равен эксцентриситету e . В этом случае для соединения ротора с приводным валом применяется упрощенная карданная передача.

Во второй схеме центр ротора занимает постоянное положение; ротор вращается в подшипниках качения, а роль сателлита выполняет кольцевая промежуточная (между статором и ротором) шестерня, внутри которой имеются зубья профиля рабочих камер, замыкаемых зубьями ротора, а снаружи – зубья эвольвентного профиля, находящиеся в зацеплении с внутренними зубьями статорного кольца.

Обязательным условием планетарных машин является то, что разность чисел зубьев статора и ротора равна единице. Так, на рис. 10.22 статорная обойма имеет семь, а ротор – шесть зубьев. В любом положении ротор всеми своими зубьями контактирует с зубьями статора. Вследствие этого образуется семь замкнутых рабочих камер, ограниченных зубьями обоймы и ротора, торцевыми поверхностями опорного плоского диска и крышки. При вращении ротора объемы этих камер непрерывно изменяются, что обеспечивает всасывание и нагнетание рабочей жидкости. В положении ротора, показанном на рис. 10.21, при правом его вращении в камерах А, Б, В осуществляется всасывание, а в камерах Г, Д, Е – нагнетание.

Полный цикл (всасывания и нагнетания) в одной рабочей камере осуществляется за $1/7$ оборота ротора. Таким образом, за один оборот ротора все его шесть зубьев вытесняют объем жидкости, равный 42 объемам рабочих камер. Без учета утечек это и есть рабочий объем насоса.

В планетарных гидромашинах полости высокого и низкого давления разделяются всего лишь очень узкими контактными площадками зубьев ротора и статора, поэтому требуется высокая точность изготовления контактирующих профилей, чтобы внутренние утечки жидкости были малыми. Несмотря на это, планетарные машины при массовом производстве сравнительно дешевы и долговечны.

На рис. 10.23 представлена реверсивная обратимая планетарная гидромашина, выполненная по первой кинематической схеме и именуемая как насос-дозатор рулевого управления колесной машины.

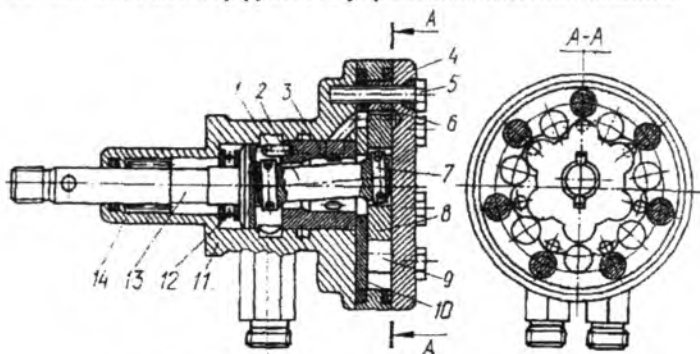


Рис. 10.23. Насос-дозатор рулевого управления.

В корпусе 11 установлен вал 13, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом машины. Вал, вращающийся в игольчатом 14 и упорном 12 подшипниках связан при помощи штифтов 1 с вращающимся золотником 3. Основные рабочие элементы насоса: обойма (статор) 6 с роликами 9, сателлит (ротор) 8, пластина 10, крышка 4. Приводной вал связан с ротором при помощи карданного вала 2 и штифтов 7. Золотник 3 имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентрического канала.

При рабочем процессе управляемой машины насос-дозатор запитывается от дополнительного шестеренного насоса и выполняет функцию гидромотора, облегчающего поворот рулевого колеса и дозирующего подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально углу поворота и скорости вращения рулевого колеса. При неработающем двигателе машины и необходимости ее движения (например при буксировке) данная гидромашина выполняет функцию насоса, вал которого, соединенный с рулевым колесом, приводится во вращение вручную водителем; при этом усилие на рулевом колесе многократно возрастает.

Рабочий объем такой планетарной гидромашины определяется по формуле

$$q = \frac{2e\pi D_d b z_2}{z_1}, \quad (10.12)$$

где e — эксцентриситет, D_d — диаметр делительной окружности зубьев статора, b — ширина ротора, z_1, z_2 — соответственно число зубьев ротора и статора

На рис. 10.24 представлена конструкция гидромотора серий ПМЛ, ПМС, выполненная по второй кинематической схеме планетарных гидромашин.

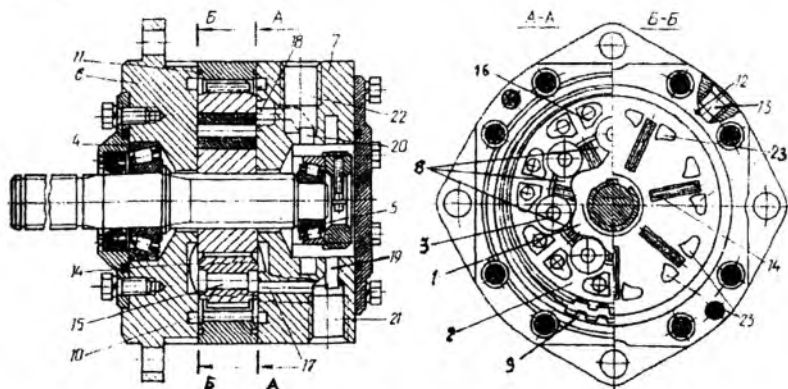


Рис. 10.24. Планетарный гидромотор ПМС.

Качающий узел состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 1 с эпитрохонидным профилем зубьев и кольцевой шестерни 2 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 3. Эти подшипники установлены соответственно в передней 6 и задней 7 крышках, являющихся одновременно торцовыми замыкателями рабочих камер 8. Кольцевая шестерня 2 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным зубчатым кольцом 9, благодаря чему совершает планетарное движение, обегая своими внутренними зубьями зубчатый венец ротора.

При этом ось кольцевой шестерни вращается вокруг оси ротора по окружности, радиус которой равен эксцентриситету e . Для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 10 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 11.

Управление потоками жидкости обеспечивается торцовым распределителем, расположенным в крышках. Поэтому положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 12. В задней 7 и в передней 6 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 2 выполнены семь прямоугольных каналов 14 и фигурные окна 16, 23 для подачи и отвода рабочей жидкости. Последняя направляется в одну из магистралей 21 или 22 и далее по кольцевой камере 19 или 20 через каналы 17 или 18 и 15 попадает в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие чего он совершает вращение. Из камер, расположенных с противоположной стороны от плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив.

Утечки жидкости из внутренней полости корпуса отводятся через дренажный канал 13 и присоединенный к нему трубопровод в бак.

Реверсирование гидромотора достигается изменением направления потока рабочей жидкости.

10.6. Объемные гидродвигатели

В объемных гидродвигателях энергия потока подводимой жидкости преобразуется в рабочих камерах изменяющегося объема с помощью сил гидростатического давления в механическую энергию движущегося выходного звена (поступательно движущегося штока, плунжера или вращающегося вала). В зависимости от назначения и принципа действия различают следующие виды объемных гидродвигателей: гидроцилиндры, диафрагменные гидродвигатели, вибраторы, поворотные гидродвигатели, гидромоторы.

Гидроцилиндры. Гидроцилиндром называется поршневой гидродвигатель с возвратно-поступательным движением выходного звена (штока или плунжера).

В гидроцилиндре одностороннего действия (рис. 10.25, а, б, в) движение выходного звена под давлением рабочей жидкости возможно только в одном направлении, а возврат его в исходное положение производится под действием сжатой пружины или силы тяжести рабочего органа. При небольших усилиях F_n (до 10 кН) применяются плунжерные гидроцилиндры (рис. 10.25, б), при более значительных – поршневые (рис. 10.25, а).

Телескопический гидроцилиндр (рис. 10.25, в) применяется при необходимости подъема рабочего органа на большую высоту. При подаче рабочей жидкости в подпоршневое пространство происходит последовательное выдвижение поршней: сначала самого большого диаметра, затем каждого последующего по величине.

В гидроцилиндре двухстороннего действия (рис. 10.25, г, д) движение выходного звена (штока) под давлением рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях. В гидроцилиндре с односторонним штоком (рис. 10.25, г) различают две полости: штоковую, в которой перемещается шток, и бесштоковую, в которой шток отсутствует. Так как площадь живого сечения потока жидкости в штоковой полости значительно меньше, чем в бесштоковой, то при одном и том же расходе скорость штока при втягивании будет соответствен-

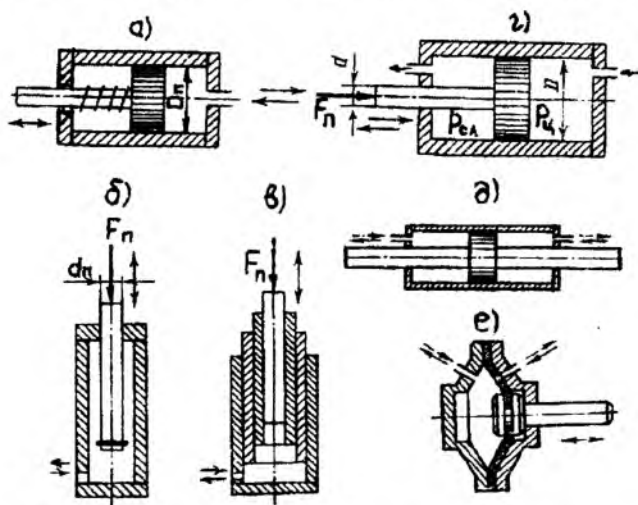


Рис. 10.25. Гидродвигатели возвратно-поступательного движения.

но больше, чем при выдвижении. В гидроцилиндре с двухсторонним одинаковым штоком (рис. 10.25, д) скорости движения штока влево и вправо при одном и том же расходе одинаковы.

На рис. 10.25, е представлена конструктивная схема диафрагменного гидроцилиндра двухстороннего действия, в котором роль

поршня играет эластичная диафрагма, обеспечивающая поступательное движение штока на нужную величину за счет прогиба под давлением жидкости.

Промышленностью выпускается весьма многообразная номенклатура гидроцилиндров, различающихся назначением, конструктивным исполнением, диаметром D поршня, диаметром d и ходом L штока, используемым давлением p рабочей жидкости. В качестве примера на рис. 10.26 представлена конструкция гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком. Основной его деталью является корпус 5 с внутренней поверхностью, обработанной под $\nabla 9$. Внутри корпуса перемещается шток 4 из закаленной стали марки 35 или 45 с твердостью не менее HRC 25–30. Наружная поверхность штока обычно хромируется. На внутренний конец штока посажен поршень 7 с манжетами 6 из маслостойкой резины. Поршень закреплен на штоке стопорным кольцом 8 и гайкой. На второй конец штока обычно навинчивается проушина, которая соединяется с рабочим органом. Направление перемещению штока создает передняя крышка 3. В этой же крышке помещены уплотнение 2 и маслосъемная манжета 1. На второй конец корпуса посажена крышка 9 с проушиной для крепления гидроцилиндра. В крышке имеется отверстие для подвода и отвода рабочей жидкости.

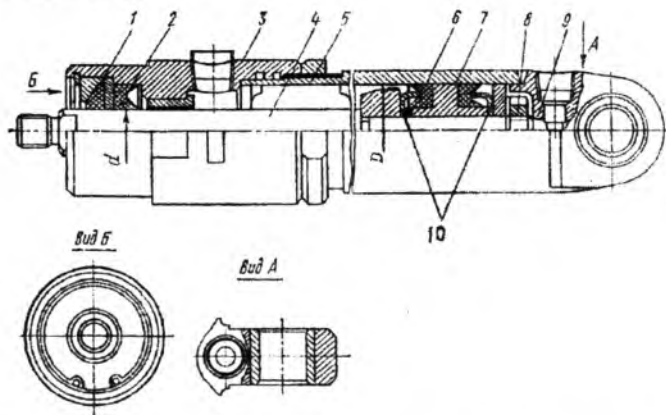


Рис. 10.26. Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком.

Важными элементами гидроцилиндра являются уплотнения подвижных частей (поршня, штока), утечки жидкости через которые, в особенности наружу из гидроцилиндра, не допускается. Поэтому объемный КПД гидроцилиндров равен или очень близок к 1,0. В качестве уплотнений применяются резиновые кольца 1 и манжеты 2 (рис. 10.27). Чаше всего применяются кольца круглого сечения. Размеры канавок для них выбираются из следующих соотношений: ширина $b = (1,3...1,5)$ высота $h = 0,8d$ внутренний диаметр кольца $D_k = D_1 - 0,1d$

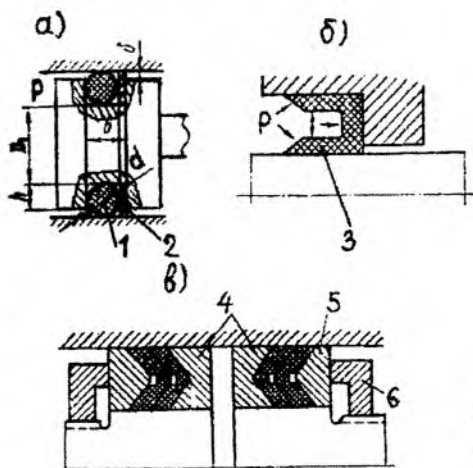


Рис. 10.27. Уплотнения подвижных соединений гидроцилиндров.

Для того чтобы при движении поршня резиновые кольца не втягивались в зазор и не разрушались, величина зазора δ должна быть 0,1 мм при давлении рабочей жидкости $p < 10$ МПа и 0,06 мм — при > 10 МПа. При $p > 20$ МПа дополнительно со стороны, противоположной рабочей полости, устанавливается рядом с кольцом 1 предохранительная шайба 2 (рис. 10.27, а); в гидроцилиндре двухстороннего действия такие шайбы устанавливаются по обеим сторонам резинового кольца. Шайбы изготавливаются из твердой синтетической резины (твердость по Шору 95) или из фторопласта толщиной 1 — 2 мм.

Манжета 3 (рис. 10.27, б) представляет собой упругое фигурное кольцо, которое прижимается давлением рабочей жидкости к соответствующим деталям и оказывает надежное уплотняющее действие.

Формы сечения манжет разнообразны, но наиболее распространенными являются U-образные (рис. 10.27, б) и V-образные (шеvronные) манжеты (рис. 10.27, в). Эти типы манжет широко применяются для герметизации узлов с прямолинейным и вращательным движением при давлении рабочей жидкости до 35 МПа.

Манжета обычно обеспечивает одностороннее уплотнение, поэтому в гидроцилиндрах двухстороннего действия применяются две манжеты, которые устанавливаются на поршне так, как показано на рис. 10.26. При этом для улучшения начального контакта манжеты с уплотняемыми поверхностями и удобства монтажа уплотнительного узла применяются манжетодержатели 10. С этой же целью в шевронных уплотнениях (см. рис. 10.27, в) используются опорные 4 и распорные 5 кольца, затяжка которых производится гайкой 6.

Для выбора необходимого гидроцилиндра используют параметры, обусловленные технологией выполняемой работы и приведенные к штоку: усилие $F_{\text{ш}}$, скорость движения $v_{\text{ш}}$ и ход штока $L_{\text{ш}}$.

При расчете задаются рабочим давлением $p_{\text{ц}}$ в цилиндре, равным примерно 0,8 номинального давления предполагаемого насоса. Учитывая номенклатуру выпускаемых насосов, можно рекомендовать следующие давления в зависимости от нагрузки на штоке:

$F_{\text{ш}}$, кН	12 – 30	30 – 100	100 – 200	200 – 600
$p_{\text{ц}}$, МПа	10	13	16	20

В процессе расчета определяются внутренний диаметр цилиндра D , диаметр штока d , расход жидкости $Q_{\text{ц}}$, мощность полезная $N_{\text{пол ц}}$ и потребляемая $N_{\text{ц}}$, КПД $\eta_{\text{ц}}$.

В качестве рабочей полости гидроцилиндра преимущественно и выгоднее всего используется бесштоковая (рис. 10.25, г). При этом на поршень со штоком действуют следующие силы:

$F_p = p_{\text{ц}} \pi D^2 / 4$ – сила давления в бесштоковой полости;

$F_{\text{сл}} = p_{\text{сл}} \pi (D^2 - d^2) / 4$ – сила противодействия в штоковой полости, где $p_{\text{сл}}$ – противодействие сливной линии;

$T_{\text{п}} + T_{\text{ш}} = F_p (1 - \eta_{\text{м.ц}})$ – сумма сил трения, действующих в уплотнениях поршня и штока, где $\eta_{\text{м.ц}}$ – механический КПД гидроцилиндра;

$F_{\text{п}}$ – сила сопротивления, передаваемая от рабочего органа.

Уравнение этих сил при установившемся движении поршня имеет следующий вид:

$$p_{\text{ц}}\pi D^2/4 - p_{\text{сл}}\pi(D^2 - d^2)/4 - p_{\text{ц}}\pi D^2(1 - \eta_{\text{м.ц}})/4 - F_{\text{п}} = 0. \quad (10.13)$$

Практика конструирования и использования гидроцилиндров показала, что отношение $d / D = k_{\text{ш}} \approx 0,5 \dots 0,7$; $p_{\text{сл}} = 0,2 \dots 0,3$ МПа; $\eta_{\text{м.ц}} = 0,95 \dots 0,98$. С учетом этого, диаметр цилиндра, выраженный из уравнения (10.13), определится по следующей формуле

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{p_{\text{ц}}\eta_{\text{м.ц}} - (1 - k_{\text{ш}}^2)p_{\text{сл}}}}. \quad (10.14)$$

Иногда необходимость заставляет использовать в качестве рабочей штоковую полость. В таком случае задача решается аналогично с учетом изменившегося приложения сил и диаметр цилиндра равен

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{p_{\text{ц}}(1 - k_{\text{ш}}^2)\eta_{\text{м.ц}} - p_{\text{сл}}}}. \quad (10.15)$$

Из сравнения формул (10.14) и (10.15) видно, что во втором случае при одной и той же силе $F_{\text{п}}$ металлоемкость гидроцилиндра больше.

Гидроцилиндр с двухсторонним штоком (рис. 10.25, д) дает возможность получить одинаковые скорости и нагрузки в обоих направлениях. Диаметр цилиндра в этом случае можно определить по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{(p_{\text{ц}}\eta_{\text{м.ц}} - p_{\text{сл}})(1 - k_{\text{ш}}^2)}}. \quad (10.16)$$

Для гидроцилиндра одностороннего действия (рис. 10.25, а) диаметр поршня или плунжера определяется по формуле:

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_{\text{п}}}{p_{\text{ц}}\eta_{\text{м.ц}}}}. \quad (10.17)$$

Полученное значение диаметра цилиндра в любом случае округляется до ближайшего стандартного, мм: ...40, 50, 63, 80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200... Далее из соответствующей формулы

(10.14...10.17) выражается и уточняется рабочее давление в цилиндре при принятом стандартном диаметре.

Проверяется условие сохранения продольной устойчивости гидроцилиндра при полностью выдвинутом штоке и расчетной нагрузке F_n на его конце: $L_n / D \leq 12$. Если оно не выполняется, нужно назначить больший диаметр и уточнить рабочее давление $p_{ц}$.

Подходящий гидроцилиндр выбирается по трем параметрам: давлению $p_{ц}$, диаметру цилиндра D , ходу штока (поршня) L_n .

Расход жидкости в гидроцилиндре:

а) в бесштоковой полости

$$Q_{ц} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v_n \frac{1}{\eta_{о.ц}}; \quad (10.18)$$

б) в штоковой полости

$$Q_{ц} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_n \frac{1}{\eta_{о.ц}}. \quad (10.19)$$

Полезная и потребляемая мощность в гидроцилиндре

$$N_{пол} = F_n v_n; \quad (10.20)$$

$$N_{ц} = p_{ц} Q_{ц} - p_{сл} Q_{сл}, \quad (10.21)$$

где $Q_{сл}$ – расход в полости, которая соединена со сливной линией.

Общий КПД гидроцилиндра

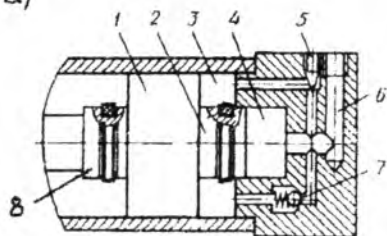
$$\eta_{сл} = \frac{N_{пол}}{N_{ц}}. \quad (10.22)$$

Ход поршня ограничен крышками гидроцилиндра. Жесткий удар поршня о крышку предотвращается с помощью тормозного устройства (демпфера). Демпферы применяются в гидроцилиндрах, имеющих скорость поршня $v_n > 0,3$ м/с и большую массу связанного с поршнем рабочего оборудования. Принцип действия демпфера заключается в том, что в конце хода поршня отсекается определенный объем жидко-

сти и пропускается через дроссельное отверстие малого сечения. При этом поглощается кинетическая энергия движущихся масс, и поршень плавно останавливается. Одна из конструкций демпферов представлена на рис. 10.28, а. В крышке гидроцилиндра выполнено углубление 4, в которое входит выступ 2 поршня 1 в конце его хода. При этом объем 3 жидкости между поршнем и крышкой медленно вытесняется через регулируемый дроссель 5 в канал 6 выхода в сливной трубопровод.

Создаваемое при этом противодействие тормозит движение поршня. В начале обратного хода поршня жидкость в гидроцилиндр поступает из канала 6 через обратный клапан 7, а затем при выходе выступа из углубления – через отверстие в центре крышки.

а)



б)

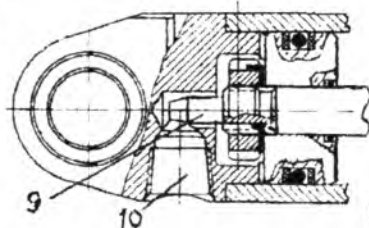


Рис. 10.28. Демпферы гидроцилиндров.

Аналогичный демпфер устроен во второй крышке гидроцилиндра, для работы которого используется выступ 8 на штоке.

В демпфере, изображенном на рис. 10.28, б, отсеченный выступом 9 объем жидкости между поршнем и крышкой медленно выдавливается через кольцевую щель в сливной канал 10. при этом сопротивление

перетеканию жидкости тормозит поршень и плавно снижает его скорость.

Гидравлические вибраторы применяются для создания колебаний наклонной стенки в бункерах зерноуборочных комбайнов с целью облегчения выгрузки влажного зерна. Одна из конструктивных схем вибраторов представлена на рис. 10.29.

Вибратор состоит из корпуса 1 с крышками, поршня 2 со штоком 3 и золотника 6. Шток присоединен к специальной плите, параллельной дну бункера, прикрепленной к нему упругими резиновыми стойками и передает ей от вибратора колебания с частотой 20 – 25 периодов в секунду и амплитудой 2,3 – 2,8 мм. К корпусу вибратора присоединены нагнетательный 14 и сливной 12 трубопроводы. Вибратор включают в работу отдельным золотником гидрораспределителя.

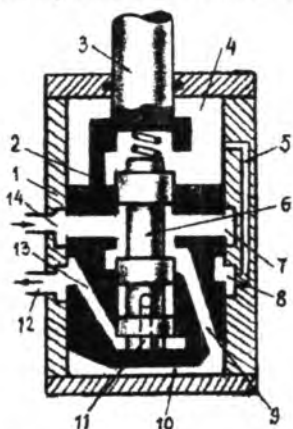


Рис. 10.29. Конструктивная схема гидравлического вибратора.

На рис. 10.29 поршень 2 занимает крайнее нижнее положение. Жидкость под давлением из нагнетательного трубопровода поступает в кольцевой канал 7 и далее по наклонному каналу 9 в поршневую полость 10. Под давлением жидкости поршень вместе с золотником перемещается вверх, при этом жидкость из штоковой полости 4 вытесняется по каналу 5 в сливную линию 12. Когда поршень перекрывает кольцевой канал 8, он останавливается, так как прекращается слив жидкости из штоковой полости 4. В это время кольцевой выточкой поршня 2 канал 7 соединяется с наклонным каналом 13 и жидкость под давлением поступает под золотник и перемещает его вверх, при этом пружина сжимается. Золотник верхним пояском открывает доступ жидкости из нагнетательной линии 14 в штоковую полость 4, а средний пояс золотника открывает выход жидкости из поршневой полости 10 по каналам 9 – 8 – 11 – 13 в сливную линию 12. Поршень с золотником перемещается вниз, золотник перекрывает выход жидкости из поршневой полости, поршень останавливается. Золотник под действием пружины возвращается в исходное положение, далее рабочий цикл повторяется. Аналогичный принцип действия

имеют короткоходовые гидродвигатели для привода ножей режущих аппаратов (частота 4,7 – 11,7 циклов/с, давление 125 МПа, КПД 0,7 – 0,75).

Поворотные гидродвигатели применяются для возвратно-поворотных движений рабочих органов на угол, меньший 360°. Применение их в гидроприводах упрощает кинематику передающих звеньев машины и механизмов по сравнению с гидроприводами, в которых для этих целей применяются гидроцилиндры.

Различают однолопастные и двухлопастные поворотные гидродвигатели. Однолопастный гидродвигатель (рис. 10.30, а) имеет следующие основные части: вал 1, ротор с лопастью 2, корпус 3 с крышками, подшипниками, уплотнениями вала и лопасти, перегородку 4, которая разделяет рабочий цилиндр корпуса на две камеры. При подсоединении этих камер к нагнетательной и сливной линиям насоса возникает разность давлений $\Delta p_n = p_n - p_{сн}$ и соответственно крутящий момент M на валу 1 для преодоления момента сопротивления рабочего органа.

При наличии в рабочем цилиндре двух лопастей (рис. 10.30, б) крутящий момент соответственно удваивается, а угол поворота вала в два раза уменьшается.

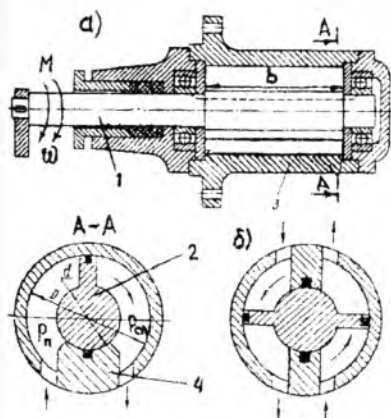


Рис. 10.30. Схемы поворотных гидродвигателей.

Поворотный гидродвигатель выбирается по необходимым значениям крутящего момента M и угловой скорости ω , затем по известным параметрам его рабочих камер определяются рабочий перепад давления и расход жидкости.

$$\Delta p_n = \frac{8M}{bz_n(D^2 - d^2)\eta_{мн}}; \quad (10.23)$$

$$Q_n = \frac{1}{8} \omega (D^2 - d^2) bz_n \frac{1}{\eta_{ол}}, \quad (10.24)$$

где b – длина лопастей, z_n – число лопастей, D – внутренний диаметр цилиндра, d – диаметр ротора; $\eta_{мн}$, $\eta_{ол}$ – соответственно механический и объемный КПД гидродвигателя.

Применение поворотных гидродвигателей ограничивается сложностью обеспечения надежной герметизации рабочих камер, особенно при высоких давлениях.

Гидромоторы – это гидродвигатели непрерывного вращательного движения. Ранее было показано, что многие гидромашины с бесклапанным распределением потоков обратимы, т.е. могут работать как в качестве насосов, так и в качестве гидромоторов, поэтому конструктивно не отличаются или имеют незначительное отличие. Ряд машин выпускается для работы только в качестве гидромоторов.

По соотношению крутящего момента M_m (Нм) и частоты вращения вала n_m (об/мин) различают гидромоторы низкомоментные ($M_m/n_m < 10$) и высокомоментные ($M_m/n_m > 10$).

Принцип создания крутящего момента покажем на примере шестеренного гидромотора (рис. 10.31). При подаче жидкости под давлением на вход гидромотора (по направлению стрелки) возникают силы гидростатического давления на боковые поверхности зубьев шестерен, действующие на радиусах делительной окружности. Они небольшие в зоне выхода зубьев из зацепления и наименьшие – в зоне входа в зацепление. Это создает рабочий перепад давления в гидромоторе Δp_m , пропорциональный крутящему моменту вала.

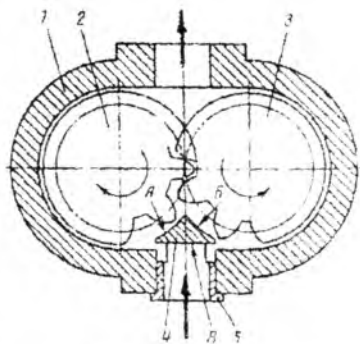


Рис. 10.31. Схема рабочей полости шестеренного гидромотора.

Величина пускового момента (на трогание вала с места) составляет в планетарных гидромоторах 70%, в шестеренных МНШ-46У – 65% от номинального момента. Для снижения пускового момента в гидромоторах ГМШ применяется специальный уплотнительный элемент 4 (рис. 10.31), имеющий поверхности А и Б, которые охватывают часть зубьев шестерен 2 и 3, выходящих из зацепления по окружности выступов, а также поверхность В, являющуюся продолжением касательных к делительным окружностям шестерен.

В момент пуска гидромотора площадь воздействия давления рабочей жидкости на шестерни 2 и 3 уменьшается на величину охвата их зубьев поверхностями А и Б уплотнительного элемента. При этом давление рабочей жидкости перераспределяется и действует на шестерни 2 и 3 и на поверхность В.

Благодаря этому, во-первых, достигается частичная разгрузка опор скольжения от радиальных усилий, вызывающих трение в них в момент пуска до подачи смазки в опоры скольжения, во-вторых, уменьшается усилие прижима шестерен 2 и 3 к поверхностям расточки корпуса 1 и, в-третьих, увеличивается пусковой момент за счет ослабления противодействующего ему крутящего момента от усилий воздействия рабочей жидкости на зубья шестерен в зоне их зацепления.

Кроме того, в момент пуска гидромотора поток рабочей жидкости, проходящей через втулку 5, направляется поверхностью В непосредственно по касательным к делительным окружностям шестерен 2 и 3, что позволяет эффективно использовать динамическое воздействие потока рабочей жидкости на зубья шестерен. Все это позволило существенно снизить пусковой момент, который в гидромоторах ГМШ составляет 30% от номинального момента.

Установим взаимосвязь рабочих параметров гидромотора. Различают теоретический и действительный расходы жидкости в гидромоторе: $Q_{т.м} = q_m n_m$; $Q_m = Q_{т.м} / \eta_{о.м} = q_m n_m / \eta_{о.м}$; где $\eta_{о.м}$ – объемный КПД гидромотора.

Полезная мощность гидромотора – это мощность на валу его $N_{пол.м} = M_m \omega_m = M_m 2\pi n_m$, а потребляемая мощность – это мощность потока жидкости на входе в гидромотор $N_m = \Delta p_m Q_m$.

Общий КПД гидромотора $\eta_m = N_{пол.м} / N_m = \eta_{т.м} \eta_{м.м}$, где $\eta_{т.м}$ – механический КПД.

Крутящий момент на валу гидромотора можно выразить формулой

$$M_m = \frac{N_{\text{пол.м}}}{2\pi n} = \frac{\Delta p_m Q_m \eta_{\text{о.м}} \eta_{\text{м.м}}}{2\pi n_m} = \frac{\Delta p_m q_m}{2\pi} \eta_{\text{м.м}} \quad (10.25)$$

Входящая в формулу (10.25) величина $\Delta p_m q_m / 2\pi$ есть теоретический крутящий момент вала гидромотора, величина которого определяется произведением рабочего перепада давления на рабочий объем гидромотора.

Необходимый гидромотор выбирается по известным значениям крутящего момента M и частоты вращения n , которые он должен сообщать рабочему органу машины. В каталоге выбирают такой гидромотор, в котором эти параметры наиболее близки к номинальным, но без перегрузки (недогрузка допускается до 30%). Если не удается выполнить это условие, то применяют согласующую механическую передачу между валами гидромотора и рабочего органа.

После выбора соответствующего типоразмера гидромотора уточняются его рабочий перепад давления и расход:

$$\Delta p_m = \frac{2\pi M}{q_m \eta_{\text{м.м}}} \quad (10.26)$$

$$Q_m = \frac{q_m n}{\eta_{\text{о.м}}} \quad (10.27)$$

Как видно из формулы (10.27) частоту вращения вала гидромотора можно при необходимости регулировать тремя способами: изменяя расход питания Q_m ; изменяя рабочий объем q_m ; изменяя и то и другое.

10.7. Испытания и эксплуатация объемных гидромашин.

По содержанию выполняемых работ объемные гидромашинны проходят те же виды испытаний, что и динамические гидромашинны (описание дано в п. 9.4).

Параметрические испытания проводятся на специальном стенде, оборудованном необходимыми приборами и аппаратурой для изменения и измерения параметров с целью построения внешних характеристик исследуемой гидромашинны.

Измеренные величины подставляются в соответствующие формулы, приведенные выше, и по полученным результатам строятся графические зависимости: для насоса – подачи, объемного и общего КПД от давления (рис. 10.32); для гидромотора – крутящего момента, объемного и общего КПД от рабочего перепада давления (рис. 10.33) при постоянной частоте вращения вала.

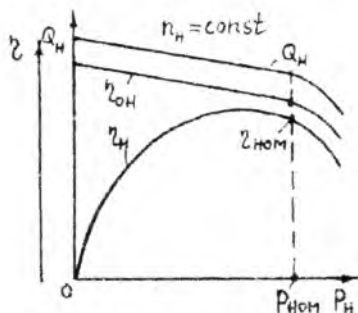


Рис. 10.32. Внешние характеристики насоса.

При давлении насоса равном нулю подача его весьма близка к теоретической $Q_{т.т.}$, а объемный КПД $\eta_{он} \approx 1,0$. По мере возрастания давления подача и соответственно объемный КПД уменьшаются сначала по линейной, а затем по криволинейной зависимости.

В объемных насосах, в отличие от лопастных, номинальный режим находится значительно правее режима максимального КПД. Это дает возможность использовать на рабочих режимах насоса более высокое давление.

В пределах давления $(0,5 \dots 1,0) p_{ном}$ КПД насоса изменяется незначительно, поэтому в расчетах можно принимать $\eta_n = \eta_{ном}$, приводимому в справочных материалах.

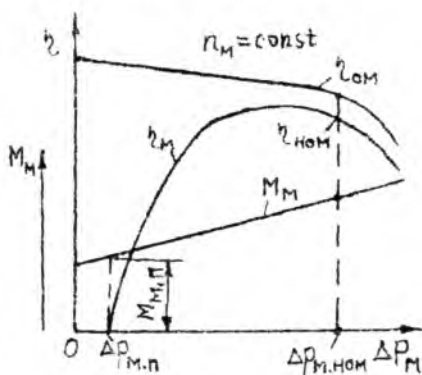


Рис. 10.33. Внешние характеристики гидромотора.

На внешних характеристиках гидромотора наблюдается линейная зависимость крутящего момента вала от рабочего перепада давления. Для трогания вала с места необходимо создать некоторый перепад давления Δp_m , соответствующий пусковому моменту $M_{пл}$.

Кривая объемного КПД гидромотора протекает аналогично кривой объемного КПД насоса. Общий КПД имеет максимум левее номинального режима.

При эксплуатации объемных гидромашин необходимо следить за уровнем и качеством масла в баке, герметичностью всех соединений трубопроводов, так как подсос воздуха ведет к пенообразованию.

Заливка в гидросистему жидкостей, не обладающих смазывающей способностью, недопустима.

Вышедшие из строя резиновые уплотнения заменяются новыми. Для их замены снимают крышку, отвернув крепежные винты. Манжету приводного вала выпрессовывают после снятия стопорного и упорного колец. Поверхность новой манжеты перед запрессовкой смазывают маслом. При сборке гидромашин уплотняющую поверхность манжеты предохраняют оправкой от повреждений шлицами ведущей шестерни. Маслоснимающая кромка манжеты должна быть направлена внутрь корпуса машины, а все винты крышки затянуты до отказа. Вал гидромашин должен проворачиваться от руки.

Разборка и сборка гидромашин выполняется только в закрытом чистом помещении персоналом соответствующей квалификации.

Краткая историческая справка

Простейшие водоподъемные устройства (водяное колесо, замкнутая цепь с ковшами, «архимедов винт» и т.д.) с использованием мускульной силы людей или животных появились несколько тысячелетий тому назад на заре развития поливного земледелия ранних цивилизаций человечества в Египте, Вавилоне, Индии, Китае.

Развитие городов и в связи с этим водоснабжения ускорило совершенствование гидравлических машин. Первый поршневой насос с присущими ему элементами (клапанами, воздушными колпаками, коромыслом ручного привода) был построен в 140 г. до н.э. Ктесибием (Греция) для тушения пожаров.

В сочинениях средневековых механиков описаны схемы водоподъемников – прообразов лопастного насоса: в 1657 г. – насос Бланкино в виде двух вращающихся на общей раме наклонных трубок, нижние концы которых опущены в воду, а верхние расположены над круговым корытом, куда стекала

вода: в 1670 – 1680 гг. Вальтер применил вместо трубок конусообразный расширяющийся сверху сосуд; в 1695 г. французский физик Л. Папен создал лопастный насос на базе известной тогда четырехлопастной воздуходувки, применив впервые спиральный отвод.

Л. Эйлер разработал начала теории и эскиз лопастной турбины. Полученное им в 1754 г. уравнение, связывающее напор с кинематическими параметрами гидродвигателя, впоследствии стало основным уравнением лопастных гидромашин.

Значительное развитие в конце XVIII и начале XIX вв. получили поршневые насосы в различных модификациях в связи с изобретением паровых машин (Полунова, Ньюкомена). В 1840 г. Вортингтоном (США) был внедрен в практику прямодействующий паровой насос, поршень которого был напрямую соединен общим штоком с поршнем паровой машины.

В 1818 г. Андреас (США) создал центробежный насос с рабочим колесом открытого типа (крыльчатка) с двухсторонним входом и спиральным отводом.

В 1828 г. Бюрден (Франция) создал технический проект лопастной турбины, который получил практическое применение в 1834 г. Немногом позже, в 1837 г. уральский механик Д. Сафонов построил и пустил в работу такую же турбину, имевшую высокий КПД и большую мощность.

В 1838 г. центробежный насос с двухсторонним входом и спиральным отводом построил в России инженер Саблуков и внедрил его на Чагирском руднике (Алтай). Производственный образец насоса с двухсторонним входом создал в 1848 г. Аппольд (Англия). В 1846 г. Джонсон (США) предложил многоступенчатый насос, который с 1860 г. стал поставляться на рынок фирмой Джона Гвинна (Англия). С 1853 г. эта же фирма стала выпускать многоступенчатый секционный насос, который в 1875 г. был улучшен О. Рейнольдсом, получившим патент на направляющий аппарат многоступенчатых насосов. Однако широкое применение их в производстве сдерживалось отсутствием высокооборотных двигателей.

Изобретение в 1888 г. русским инженером М.О. Доливо-Добровольским трехфазного асинхронного электродвигателя и возможность соединения его напрямую с лопастным насосом дало мощный толчок к внедрению электронасосных агрегатов во многие отрасли промышленности и сельского хозяйства. Создание двигателей внутреннего сгорания также способствовало дальнейшему развитию насосостроения.

В первой четверти XX в. назрела необходимость расчетов крупных гидравлических машин (турбин и насосов). К этому времени были достигнуты большие успехи в гидродинамике, благодаря научным разработкам О. Рейнольдса, Л. Прандтля, Н.Е. Жуковского и др. На базе их были разработаны новые методы в теории и расчетах гидромашин, изложенные в трудах И.Н. Проскуры, А.А. Ломакина, С.С. Руднева и др.

Хотя прообразы пластинчатых, шестеренных, роторно-поршневых насосов известны давно, однако широкое производство таких гидромашин развернуто

со середины XX в. в связи с большой потребностью применения их в объемных гидроприводах во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. Этому во многом способствовали крупные успехи в технологии точного машиностроения. Основными направлениями развития объемных гидромашин являлись: постепенное повышение давления, так как этим достигается улучшение компактности и уменьшение удельной металлоемкости не только гидромашин, но и гидроприводов в целом; увеличение срока службы (ресурса) – в настоящее время известны конструкции, работающие без ремонта до 20 000 часов.

Раздел 3. ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

11. ОБЪЕМНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ И ГИДРОПЕРЕДАЧИ

11.1. Элементы объемного гидропривода и их символика

Общие сведения. Объемный гидропривод в его наиболее развитом виде состоит из следующих групп элементов: насоса, гидродвигателей, гидроаппаратов управления и регулирования потоков (распределителей, клапанов, регуляторов, делителей и сумматоров потоков, гидроаккумуляторов), кондиционеров рабочей жидкости (фильтров, теплообменников, гидробаков), гидролиний и их элементов (трубопроводов и соединительной арматуры), вспомогательного гидрооборудования (вентилей, кранов, фильтров-сапунов, измерительных приборов и др.).

Насос преобразует механическую энергию, получаемую от первичного двигателя, в потенциальную и кинетическую энергию потока рабочей жидкости. По трубопроводам рабочая жидкость подается насосом к гидродвигателю. Гидродвигатель преобразует энергию потока жидкости в механическую энергию выходного звена гидропривода (вращающегося вала или возвратно-поступательно движущегося штока), приводящего в действие рабочий орган.

Гидроаппаратура служит для регулирования направления потоков, расхода и давления рабочей жидкости. С помощью ее обеспечивается управление режимами работы исполнительных механизмов, а также защита двигателя, рабочих органов и передаточных устройств машины от перегрузки. С помощью кондиционеров обеспечиваются необходимая очистка рабочей жидкости от загрязнений и температурный режим ее.

Различают гидроприводы с разомкнутой и замкнутой циркуляцией потока. В гидроприводе с разомкнутой циркуляцией жидкость после срабатывания в гидродвигателе поступает в бак, где давление ее близко к атмосферному. В гидроприводе замкнутой циркуляции (ГЗЦ) жидкость после гидродвигателя поступает в насос, она не сообщается с атмосферой. Гидропривод может быть регулируемым, и не-

регулируемым. Регулируемый гидропривод обеспечивает изменение скорости выходного звена; в нерегулируемом гидроприводе она приблизительно постоянна и лишь небольшие изменения ею возможны вследствие влияния утечек жидкости.

В комплект технической документации на объемный гидропривод входит его принципиальная схема, определяющая полный состав элементов и связей между ними. Она дает детальное представление о принципах работы гидропривода.

Схемы составляются в условных (символических) обозначениях гидроаппаратов и элементов. Достоинством их является универсальность и простота исполнения, так как символы образуются из простых контуров (прямоугольников, окружностей и пр.).

Условные графические обозначения элементов объемного гидропривода выполняются по Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) в соответствии с действующими Государственными стандартами. ГОСТ 2.701-76 подразделяет все схемы и дает условные обозначения по видам (электрическая – Э, гидравлическая – Г, пневматическая – П, кинематическая – К, комбинированная – С) и типам (структурная – 1, функциональная – 2, принципиальная – 3, соединений – 4, подключения – 5, общая – 6, расположения – 7), а также устанавливает общие требования к выполнению схем. Схемам, входящим в состав конструкторской документации, присваиваются соответствующие шифры, состоящие из букв (шифр вида схемы) и цифр (шифр типа схемы). Например, схема гидравлическая принципиальная – ГЗ, схема пневматическая структурная – П 1 и т. д. ГОСТ 2.704-76 определяет правила выполнения гидравлических и пневматических схем всех типов.

Ряд стандартов устанавливают условные графические обозначения элементов гидравлических сетей (насосов и гидродвигателей, распределительной и регулирующей аппаратуры, трубопроводов, теплообменников, фильтров и пр.).

Схемная символика легко запоминается и читается. Она «сама говорит» о принципе действия, но для этого нужно знать устройство и принцип действия элементов и агрегатов гидропривода. Она предусматривает обозначения простых элементов. Гидравлические аппараты, состоящие из нескольких простых элементов, изображают группой символов, которые заключаются в общую рамку, очерченную штрихпунктирными линиями; это означает что все эти элементы размещаются в одном общем корпусе.

Условные обозначения выполняются без соблюдения масштаба. При составлении схемы пространственное расположение гидроагрегатов на машине либо не принимается во внимание вообще, либо учитывается приближенно.

Насосы и гидромоторы. Конструктивное устройство, принцип действия их достаточно описаны в разделе 2. Поэтому здесь представим только их условные обозначения в принципиальных схемах.

Насосы и гидромоторы (рис. 11.1) изображаются в виде окружностей. Направление потока рабочей жидкости показывается острием жирной стрелки, помещенной внутри окружности. В обозначении насоса стрелка направлена острием наружу контура, гидромотора — внутрь. Реверсивная гидромашина изображается окружностью с двумя жирными стрелками, направленными диаметрально противоположно. Регулируемость подачи (в насосах) и расхода (в гидромоторах) обозначается длинной тонкой стрелкой, расположенной наклонно и пересекающей общий контур, (рис. 11.1.в, г).

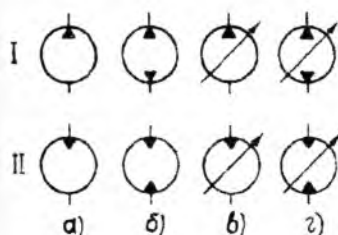


Рис. 11.1. Условные обозначения объемных гидромашин в принципиальных схемах: I — насосы, II — гидромоторы а) нерегулируемый нереверсивный, б) нерегулируемый реверсивный, в) регулируемый нереверсивный, г) регулируемый реверсивный

Гидроцилиндры являются объемными гидродвигателями возвратно-поступательного движения. Условные обозначения различных типов их представлены на рис. 11.2.

Клапаны регулирования давления. К ним относятся предохранительные, редельные (напорные) и редукционные клапаны.

По конструкции запирающие элементы клапанов могут быть шариковыми, коническими, тарельчатыми, плунжерными и золотниковыми. По воздействию потока жидкости на запирающий элемент подразделяют клапаны прямого и непрямого действия.

Предохранительный клапан служит для автоматического ограничения давления в гидросистеме. Принцип его действия основан на уравнивании сил давления жидкости, действующих на запорный

орган 2, силой давления пружины 3, действующей на тот же запорный орган с другой стороны.

Силу давления пружины можно регулировать винтом 4, настраивая клапан на то или иное давление. Он открывается при достижении давления в системе, на которую настроена пружина. Предохранительные клапаны регулируют на давление, превышающее рабочее давление на-

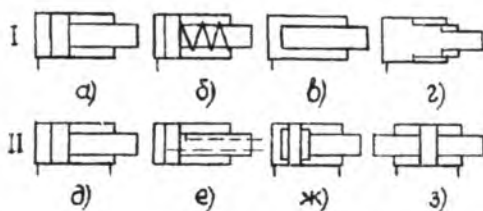


Рис. 11.2. Условные обозначения гидроцилиндров: I – одностороннего действия; II – двустороннего действия: а) поршневой; б) с возвратом штока пружиной; в) плунжерный; г) телескопический; д) с односторонним штоком; е) с подводом жидкости через шток; ж) с двусторонним торможением поршня в конце хода; з) с двусторонним штоком

соса на 8 – 30%. Это зависит от мощности насоса и степени колебания давления.

Наиболее простые по конструкции – шариковые клапаны (рис. 11.3). Они мало чувствительны к загрязнениям и не требуют

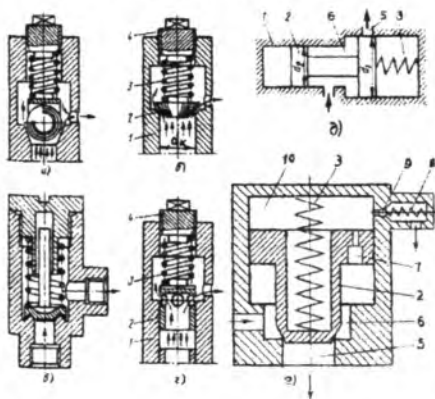


Рис. 11.3. Предохранительные клапаны: а) шариковый; б) конический; в) тарельчатый; г) золотниковый; д) дифференциальный; е) двухступенчатый (с серводействием).

точной подгонки к седлу, однако часто выходят из строя. Их применяют при малых давлениях и расходах в системах с частыми и длительными перегрузками.

Конические клапаны (рис. 11.3, б) более надежны, чем шариковые. Однако при их эксплуатации необходимо притирать запорный орган к седлу, соблюдать соосность цилиндрической и конусной части клапана.

Переливной клапан служит для поддержания постоянного давления в гидросистеме путем непрерывного отвода части жидкости в бак. По конструкции они одинаковы с предохранительными клапанами, но отличаются от последних регулировкой и непрерывной работой. Регулируется переливной клапан на величину рабочего давления насоса. С точки зрения надежности в гидроприводах с тяжелыми режимами эксплуатации предпочтение отдается плунжерным или золотниковым переливным клапанам, которые по долговечности превосходят все остальные.

Ориентировочный расчет предохранительного или переливного клапана можно выполнить в следующем порядке.

Клапан, защищающий от перегрузки насос, должен при полностью открытом состоянии пропустить расход Q , равный подаче насоса. Задавшись скоростью v_k движения жидкости в подводящем канале (для давлений свыше 1,2 МПа рекомендуется принимать $v_k = 12$ м/с) определяют из уравнения расхода диаметр этого канала

$$d_k = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_k}}. \quad (11.1)$$

Вычисляют начальное усилие открытия клапана

$$F_1 = \frac{p_k \pi d_k^2}{4}, \quad (11.2)$$

где p_k — давление настройки клапана $p_k = (1,08 \dots 1,65) p_n$

Если клапан шариковый, то диаметр шарика обычно принимают равным $\approx 1,5 d_k$.

Начальная деформация пружины клапана

$$x_0 = \frac{F_1}{c}, \quad (11.3)$$

где c – жесткость пружины.

Пружина должна удовлетворять требованию

$$n(t - d_{\text{пр}}) > x_0, \quad (11.4)$$

где n – число рабочих витков; t – шаг пружины; $d_{\text{пр}}$ – диаметр проволоки.

Площадь проходного сечения клапана

$$S_k = \frac{Q}{\mu_k \sqrt{\frac{2\Delta p_k}{\rho}}}. \quad (11.5)$$

где $\mu_k = 0,6 \dots 0,7$ – коэффициент расхода клапана; Δp_k – перепад давления на клапане

Высоту подъема конического клапана можно определить по формуле

$$h_k = \frac{S_k}{\pi d_k \sin \alpha_k / 2}. \quad (11.6)$$

где α_k – угол конусности запорного элемента клапана; во избежание заклинивания должен быть не менее 20° .

Обычно высота подъема клапана равна $h_k = (0,25 \dots 0,15)d_k$.

Предохранительные клапаны, представленные на рис. 11.3, а, б, в, г, называются клапанами прямого действия, так как жидкость из напорной линии непосредственно воздействует на запорный орган. Конструктивное применение таких клапанов ограничивается диаметром запорного элемента примерно 25 мм. При больших диаметрах, обеспечивающих соответственно большие давления и расходы, в этих клапанах должны быть мощные пружины, но при этом увеличиваются их габариты и масса. В таких случаях целесообразно применять

клапаны непрямого действия: дифференциальные и двухступенчатые (с серводействием).

В корпусе 1 дифференциального клапана (рис. 11.3, д) расположен двухступенчатый поршень 2 с диаметрами ступеней d_2 и d_1 . Пружина 3 стремится переместить поршень влево, перекрывая канал 5. При давлении рабочей жидкости p_1 превышающем расчетное, на которое отрегулирован клапан, поршень, преодолевая сопротивление пружины, передвигается вправо и открывает вход в канал 5. В камере 6 жидкость давит на кольцевые площадки поршня в противоположные стороны. Суммарная сила давления равна разности сил давления на эти площадки:

$$F = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2)p_1. \quad (11.7)$$

При небольшой разности диаметров d_1 и d_2 суммарная сила давления будет незначительной, что дает возможность применять пружины малого размера.

В двухступенчатом клапане (рис. 11.3, е) полость 6 сообщена с нагнетательной, а полость 5 – со сливной магистралью. Дроссельное отверстие 7 сообщает полость 6 с надклапанной полостью 10. При давлении, в гидроприводе ниже допускаемого, в полостях 6 и 10 давление одинаково и клапан 2 прижат к седлу, так как площадь клапана в полости 10 больше, чем в полости 6, и, кроме того, клапан прижат пружиной 3. При повышении давления в гидроприводе выше допустимого вспомогательный шариковый клапан 9, преодолевая усилие пружины 8, отжимается, в результате чего часть рабочей жидкости из полости 10 отводится в сливную магистраль. Дроссельное отверстие 7 не позволяет быстро восстановить давление в полости 10, поэтому давление под клапаном в полости 6 становится больше и он поднимается, пропуская рабочую жидкость в полость 5, сообщенную с баком.

Закрытие предохранительного клапана произойдет тогда, когда закроется клапан 9, давление в полостях 6 и 10 сравняется и клапан 2 опустится на седло, перекрывая слив жидкости в полость 5.

На рис. 11.4, представлены условные обозначения предохранительных и переливных клапанов в принципиальных схемах.

Запорный элемент или регулирующий орган клапана, независимо от его конструктивного исполнения (шариковый, конусный,

плунжерный), изображается в виде прямоугольника со стрелкой внутри. К прямоугольнику подводятся линии связи. Клапан нормально открыт, когда стрелка совпадает с входной и выходной линиями (рис. 11.4, б), и нормально закрыт, когда стрелка смещена относительно их (рис. 11.4, а).

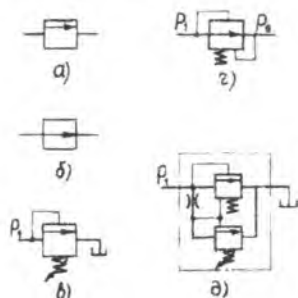


Рис. 11.4. Условные обозначения предохранительных и переливного клапанов:

а, б) запорный орган клапана нормально закрытый и нормально открытый, в) предохранительный клапан прямого действия, г) переливной клапан постоянного перепада давления, д) двухступенчатый клапан (непрямого действия).

На рис. 11.4, в представлено обозначение предохранительного клапана прямого действия, ограничивающего максимальное входное давление p_1 . Запорный орган его – нормально закрытый.

Сигнальным (управляющим) давлением в этом клапане является давление p_1 , на что указывает тонкая линия, подведенная от входа к верхней стороне прямоугольника. Этому давлению противодействует пружина, примыкающая к противоположной (нижней) стороне прямоугольника. Если усилие пружины (а следовательно, и давление открытия клапана) имеет бесступенчатую регулировку, то изображение пружины наклонно пересекает стрелка.

В отличие от предохранительного регулирующей орган переливного клапана изображается нормально открытым (рис. 11.4, г). Этот клапан поддерживает постоянный перепад входного и выходного давлений ($p_1 - p_2$).

Условное обозначение двухступенчатого предохранительного клапана (рис. 11.4, д) по структуре и взаимодействию элементов в сущности повторяет в простых изображениях вышеописанную конструктивную схему (рис. 11.3, е).

Редукционный клапан предназначен для поддержания постоянного давления p_2 на выходе независимо от изменяющегося входного давления p_1 при условии $p_2 < p_1$. В простейшем редукционном клапане (рис. 11.5, а) плунжер 3 отжимается пружиной 4 в крайнее нижнее по-

ложение. Усилие пружины уравнивается силами давления p_2 , действующими на плунжер 3 снизу в камерах 2 и 9. При этом открыто движение жидкости из канала 1 в канал 7, в котором давление p_2

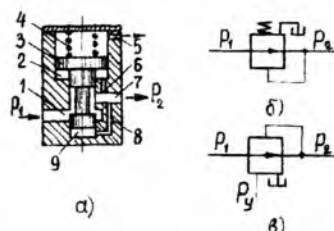


Рис. 11.5. Конструктивная схема (а) и условные обозначения (б, в) редукционно-го клапана.

меньше, чем давление p_1 входном канале 1, за счет сопротивления, оказываемого потоку жидкости в проходном сечении клапана. Если давление p_1 во входном канале 1 по какой-либо причине возрастет, то увеличится также давление в канале 7 и соответственно в камерах 2 и 9; поэтому клапан переместится вверх, проходное сечение его уменьшится, в результате чего в канале 7 восстановится заданное давление p_2 . Величина открытия клапана 3 и соответственно давления p_2 зависит от затяжки пружины 4. Таким образом, управляющим давлением в этом редукционном клапане является давление на выходе (редуцированное давление) p_2 , определяемое усилием пружины, что и отражено в условном обозначении его (рис. 11.5, б). В клапане, условное обозначение которого представлено на рис. 11.5, в, величина выходного давления определяется управляющим давлением p_y от отдельной магистрали.

Обратные клапаны предназначены для пропуска рабочей жидкости в одном направлении и перекрытия ее движения в обратном направлении. Применяют обратные клапаны с шариковыми и коническими запойными элементами. По конструкции они аналогичны предохранительным клапанам, но пружины у них значительно слабее. На корпусе обратного клапана имеется стрелка, указывающая направление потока. Различают неуправляемые и управляемые обратные клапаны.

На рис. 11.6, а представлен неуправляемый обратный клапан, пропускающий поток из линии 1 в линию 2 и запирающий его в обратном направлении.

В обратном клапане с логической функцией «или» (рис. 11.6, б) поток жидкости в линию 2 может поступать только из линии 3, при

этом противоположное направление перекрывается свободно перемещающимся шариком.

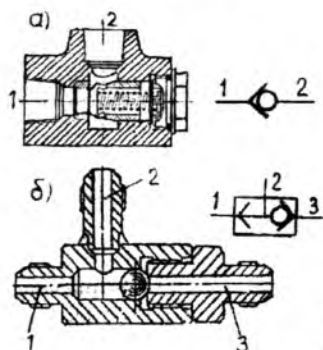


Рис. 11.6. Обратные клапаны и их условные обозначения: а) неуправляемый; б) с логической функцией «или».

Управляемые обратные клапаны называют *гидрозамками*. Они применяются в тех случаях, когда необходима точная фиксация рабочего органа в промежуточном положении путем остановки его обратного движения под нагрузкой. Односторонний гидрозамок (рис. 11.7, а) имеет внутри свободный поршень с толкателем, который при подводе жидкости под давлением к присоединению 2 пропускает поток из линии 1 в линию 3. Двухсторонний гидрозамок (рис. 11.7, б), имея поршень с двумя толкателями, обеспечивает пропуск потока из линии 1 в присоединение 2 при подводе жидкости под давлением к присоединению 3 и пропуск из линии 4 в присоединение 2 при подводе жидкости под давлением в присоединение 3.

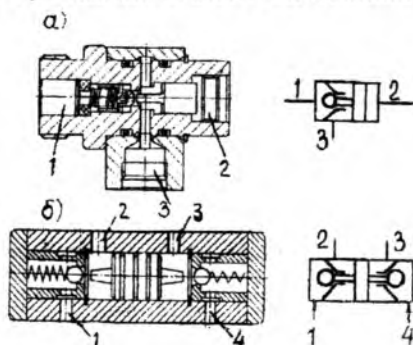


Рис. 11.7. Гидрозамки и их условные обозначения: а) односторонний; б) двухсторонний.

Аппараты регулирования потока (расхода). Элементами аппаратов регулирования потока являются нерегулируемые или регулируемые гидравлические сопротивления, называемые дросселями. По форме рабочих элементов различают дроссели (рис. 11.8): а) игольчатые; б) винтовые; в) канавочные; г) щелевые; д) пластинчатые.

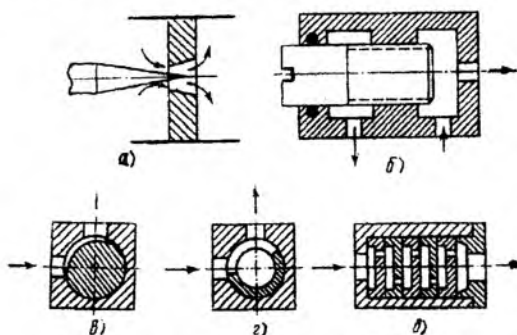


Рис. 11.8. Дроссели:
а) игольчатый; б) винтовой;
в) канавочный; г) щелевой;
д) пластинчатый.

В игольчатом дросселе проходное сечение изменяют, перемещая иглу вдоль оси.

В винтовом дросселе на боковой поверхности или плунжера выполнена винтовая нарезка. Сопротивление винтового дросселя зависит от длины нарезки, поэтому сопротивление дросселей этого типа меняют, ввертывая или вывертывая плунжер.

В канавочных и щелевых дросселях на боковой поверхности плунжера сделаны треугольные или прямоугольные канавки. Поворачивая плунжер относительно корпуса, можно регулировать проходное сечение дросселя.

Примером дросселя постоянного сечения может служить пластинчатый дроссель (рис. 11.8, д), состоящий из набора пластин с отверстиями, разделенными тонкими металлическими кольцами. Сопротивление его зависит от размера и количества отверстий в пластинах и общей длины набора пластин. В пластинчатом дросселе можно применять большое отверстие, что уменьшает возможность забиваемости его при работе.

Условные обозначения нерегулируемых дросселей представлены на рис. 11.9, а, б, а регулируемого – на рис. 11.9, в. При этом для дросселей, сопротивление которых зависит от вязкости жидкости, применяется обозначение а; для дросселей, сопротивление которых не зависит от вязкости жидкости – обозначение б.

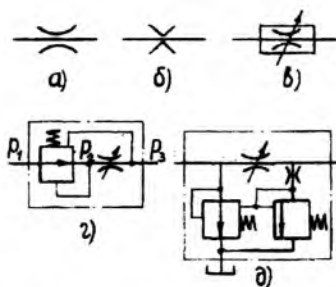


Рис. 11.9. Условные обозначения аппаратов регулирования потока (расхода): а, б) регулируемые дроссели, в) регулируемый дроссель, г) дроссель с регулятором давления; д) дроссель с регулятором давления и предохранительным клапаном.

Расход жидкости через дроссель пропорционален перепаду давления на нем, а так как перепад давления зависит от нагрузки, преодолеваемой гидродвигателем, то при переменной нагрузке изменяется и скорость выходного звена гидродвигателя.

Для стабилизации расхода при колебаниях нагрузки гидродвигателя применяются аппараты, состоящие из редукционного клапана и дросселя, соединенных между собой последовательно (рис. 11.9, г) или параллельно (рис. 11.9, д). Их называют регуляторами потока (расхода). Редукционный клапан автоматически поддерживает независимо от входного давления p_1 постоянное (редуцированное) давление p_2 перед дросселем. Это обеспечивает при постоянном выходном давлении p_3 постоянный перепад давления на дросселе; ($p_2 - p_3 = \text{const}$) для компенсации влияния возможного изменения выходного давления p_3 выходной канал регулятора (рис. 11.9, г) соединен с верхней (пружинной) камерой редукционного клапана. Регулятор обеспечивает постоянный расход, заданный регулировкой дросселя, независимо от изменений в практических пределах входного p_1 и выходного p_3 давлений.

В регуляторе расхода, условное обозначение которого представлено на рис. 11.9, д, помимо регулируемого дросселя и редукционного клапана, соединенных между собой параллельно, включен также предохранительный клапан. Для обеспечения плавного срабатывания аппарат снабжен нерегулируемым дросселем.

К регуляторам расхода можно отнести также делители и сумматоры потока, поддерживающие заданное соотношение расходов в параллельных потоках с разными давлениями при питании гидродвигателей от одного насоса. Различают дроссельные и объемные делители потока.

В дроссельном делителе потока имеется автоматический регулятор, который поддерживает равные расходы жидкости в параллельных потоках двух одинаковых гидродвигателей, работающих при разных нагрузках и запитываемых от одного насоса.

Жидкость от насоса поступает в делитель через канал 2 (рис. 11.10, а) и затем через дроссели 1 и 3 по каналам 5 и 6 проходят к потребителям, обтекая плавающий поршень 4. Если оба потребителя нагружены одинаково, давление в их подводящих магистралях равно и через каналы 5 и 6 протекают равные количества жидкости. При неодинаковой нагрузке потребителей давление в одной из камер дели-

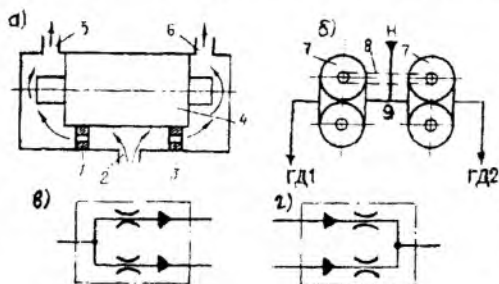


Рис. 11.10. Делители потока и их условные обозначения:

а) дроссельный делитель, б) объемный делитель, в) условное обозначение делителя потока г) условное обозначение сумматора потока.

теля, например левой, возрастает, а следовательно, уменьшается перепад давления на дросселе 1. В результате этого большая часть жидкости стремится пройти через дроссель 3. Однако благодаря возросшему давлению в левой камере поршень 4 передвигается вправо и частично перекрывает канал 5. В этом положении поршень 4 будет находиться до тех пор, пока давление в камерах не уравнивается, а количество жидкости, поступающей к потребителям, не станет одинаковым.

Недостаток дроссельных делителей потока — неизбежные потери напора в дросселях, а также то, что они рассчитаны на обслуживание не более двух потребителей. В этой связи их применяют лишь в передачах с относительно небольшими расходами жидкости.

Объемный делитель потока (рис. 11.10, б) представляет собой два или более гидромоторов 7, чаще всего шестеренных, собранных в один блок, так, что их ведущие шестерни жестко укреплены на одном общем валу 8, а ведомые шестерни свободно вращаются на общей оси. Рабочая жидкость из насоса 4 подается к тройнику 9, откуда она поступает к гидромоторам 7, приводя их во вращение, и далее к гидродвигателям ГД1 и ГД2.

Благодаря жесткой кинематической связи все шестерни вращаются с одинаковой частотой, поэтому в каждый из гидродвигателей поступает одинаковое количество жидкости, независимо от распределения нагрузки между ними.

КПД объемных делителей потока значительно выше, чем у дроссельных, поэтому их применяют в более мощных гидроприводах.

ОАО «Гидросила» (г. Кировоград) выпускает шестеренные делители потока, состоящие из набора универсальных шестеренных модулей, соединенных жесткой кинематической связью. Число модулей в одном делителе потока и, соответственно, число потоков на выходе из делителя – от 2 до 6.

Имеются две типоразмерные группы: первая (МШД1) собирается из модулей с рабочими объемами 6,3; 10; 12,5; 16 и 20 см³/об; вторая (МШД2) – 25; 32; 40; 50 и 63 см³/об в любом сочетании. При одинаковых диаметрах шестерен различные рабочие объемы модулей получаются за счет изменения ширины шестерни.

На рис. 11.11 представлен делитель потока МШД24, делящий поток от насоса, поступающий на вход 1, на четыре независимых потока 2, 3, 4, 5, питающих соответствующие гидродвигатели.

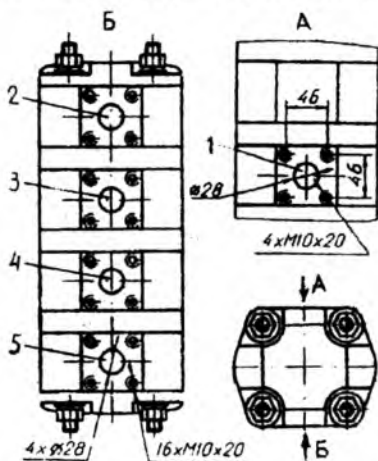


Рис. 11.11. Шестеренный делитель потока МШД-24.

Комбинированные гидроаппараты применяются в линиях реверсивных гидродвигателей и могут выполнять две различные функции.

К ним можно отнести обратно-предохранительные клапаны и дроссели с обратными клапанами.

Обратно-предохранительный клапан (рис. 11.12, а) защищает гидрелинию и гидродвигатель от превышения давления при движении потока в одном направлении (от 1 к 2) действуя как предохранительный клапан, и свободно пропускает жидкость в обратном направлении (от 2 к 1), действуя как обратный клапан. Запорный элемент в случае предохранительного клапана нагружен большой пружиной 3, в случае обратного клапана – малой пружиной 4.

Дроссель с обратным клапаном (рис. 11.12, б) предназначен для ограничения потока (соответственно замедления скорости гидродвигателя) в одном направлении (от 1 к 2) и свободного пропускания жидкости в обратном направлении (от 2 к 1). В первом случае поток проходит через регулируемое сечение 5 дросселя, а во втором – свободно через обратный клапан 6.

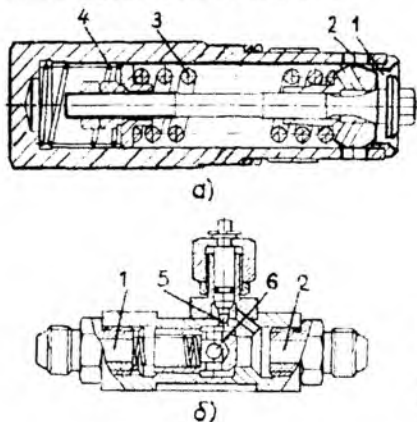


Рис. 11.12. Комбинированные гидроаппараты: а) обратно-предохранительный, б) регулируемый дроссель с обратным клапаном

Гидрораспределители. Гидрораспределитель предназначен для управления потоками жидкости. С помощью его гидродвигатель может совершать движение выходного звена в прямом и обратном направлении, надежно удерживать исполнительный механизм в остановленном положении, при этом насос переводится на холостой ход.

По конструктивному исполнению рабочего элемента гидрораспределители бывают трех видов:

- золотниковые, в которых управление потоками осуществляется возвратно-поступательным перемещением золотников;
- клапанные, в которых управление потоками производится открытием и закрытием специальных клапанов;
- крановые, в которых управление потоками осуществляется поворотом кранов пробкового типа.

По числу подсоединенных каналов различают гидрораспределители двух-, трех-, четырехходовые.

Двухходовой распределитель служит для пропуска или перекрытия потока жидкости (открыт, закрыт). Трехходовой распределитель имеет три канала (напор, слив, рабочий отвод) и служит для управления гидроцилиндром одностороннего действия. Четырехходовой распределитель с четырьмя и более каналами (напор, слив, два рабочих отвода), используется для управления гидродвигателем двухстороннего действия.

По числу рабочих позиций (положений) распределители подразделяются на двухпозиционные, трехпозиционные, четырехпозиционные.

Двухпозиционные распределители имеют всего лишь два фиксированных положения. У трехпозиционных распределителей три фиксированных положения, например, два рабочих и одно нейтральное. Четырехпозиционные распределители имеют четыре фиксированных положения, например, два рабочих, одно нейтральное и одно плавающее положение. В плавающем положении золотника напорная линия и обе полости гидроцилиндра двухстороннего действия соединяются со сливной линией. При этом гидроцилиндр не воздействует на рабочее орудие, присоединенное к трактору (поршень его «плавает»), что обеспечивает равномерную глубину обработки почвы.

Управление рабочими элементами в гидрораспределителях может быть механическое (ручное или педальное), гидравлическое (с помощью вспомогательного или, так называемого, пилотного распределителя), электрическое (электромагнитами), электрогидравлическое (основной рабочий элемент управляется пилотным распределителем, а последний – электромагнитами).

Наибольшее распространение получили золотниковые распределители, имеющие ряд преимуществ по сравнению с другими типами: небольшие сопротивления перемещению золотника, многопозиционность, большой срок службы, простота изготовления.

Золотниковые распределители в основном различаются: по исполнению корпуса (секционные, моноблочные); по схеме соединения зо-

лотников (параллельная, последовательная, индивидуальная); по схеме разгрузки насоса при нейтральном положении всех золотников (проточная, клапанная).

Секционные распределители (рис. 11.13, а) состоят из нескольких секций. Конструктивное исполнение секции также может быть различным. Это значительно расширяет область применения распределителей при использовании небольшой номенклатуры унифицированных секций разных типов (рабочих, напорных, сливных, промежуточных). Таким образом, обеспечивается возможность организации специализированного крупносерийного производства их. Секционные распределители удобны в эксплуатации, изношенную секцию можно легко заменить и отремонтировать. Недостатками их являются увеличенные габариты и масса, наличие уплотняемых поверхностей на стыках секций.

Моноблочные распределители (рис. 11.13, б) с одним или несколькими золотниками выполняют в одном корпусе (блоке). Их габаритные размеры и масса значительно меньше, чем секционных, что весьма важно для размещения на машине. Определенное количество золотников и клапанов в моноблочном распределителе ограничивает его применение только конкретным типом машин. При большой серийности выпуска машин целесообразно применять моноблочные распределители.

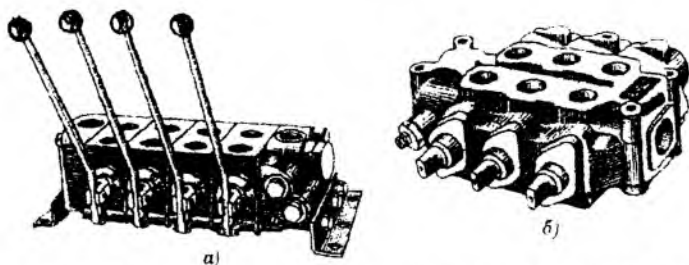


Рис. 11.13. Гидрораспределители (внешний вид): а) секционный. б) моноблочный.

В распределителях с проточной схемой (рис. 11.14, а) напорная магистраль В соединена со сливной Б специальным проточным каналом А. Применение такой схемы позволяет плавно включать движения механизмов и устранять повышение давления в гидросистеме во время включения и выключения золотников. Однако в распределителях с не-

сколькими золотниками достаточно велики потери давления при проходе жидкости через проточный канал, имеющий сложную конфигурацию.

В распределителях с клапанной схемой (рис. 11.14, б) напорная магистраль Г соединена со сливной А через специальный клапан В, линия управления Б которым соединена со сливной магистралью. В нейтральной позиции (а в четырехпозиционных распределителях и в плавающей) линия управления Б открыта, поэтому под действием разности давлений в полости Г и в полости пружины запорный элемент

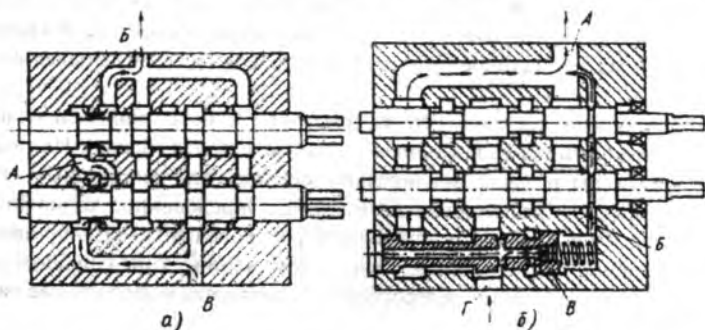


Рис. 11.14. Конструктивные схемы гидрораспределителей: а) с проточной разгрузкой насоса; б) с клапанной разгрузкой насоса.

клапана смещается вправо, открывая жидкости путь на слив. В рабочих позициях линия Б перекрыта золотником распределителя, поэтому запорный элемент клапана смещается влево, закрывая путь жидкости на слив. Таким образом, разгрузка насоса производится при определенном малом давлении, независимо от количества золотников в распределителе. Недостатком такой схемы является возникновение пиков давления при резком выключении золотника.

Вследствие огромного разнообразия условий применения и принципиальных схем функционирования, единого типажа гидрораспределителей не существует. Однако в каждой отрасли машиностроения имеются свои типажи, включающие определенное количество характерных схем исполнения. Нет единого подхода и в маркировке этих гидроаппаратов.

На рис. 11.15 представлен моноблочный, трехзолотниковый с параллельным соединением золотников, трехпозиционный гидрораспределитель с клапанной разгрузкой насоса. Такие распределители применяются в гидросистемах тракторов, навесных экскаваторов, самоходных подъемных кранов и других машин.

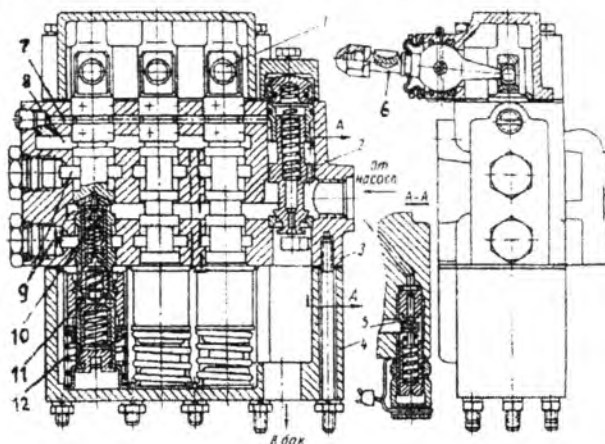


Рис. 11.15. Моноблочный трехзолотниковый трехпозиционный распределитель с клапанной разгрузкой насоса.

В корпусе 3 с крышкой 4 размещены три золотника 1, позволяющие управлять независимо один от другого тремя гидродвигателями, клапанное устройство 2, обеспечивающее разгрузку насоса в нейтральной позиции золотников и предохранение гидросистемы от перегрузки. Перемещение золотников в нужную позицию производится с помощью рукояток, присоединенных к рычагам 6.

В нейтральной позиции золотники фиксируются пружинами 10. При этом гидрочиния 9, соединяемые с гидродвигателями, перекрыты, а линия управления 7 сообщается со сливной линией 8, поэтому клапан 2 открыт и через него основной поток жидкости проходит свободно на слив в бак.

В каждой из рабочих позиций золотник соответствующим буртиком перекрывает линию управления, поэтому клапан 2 закрыт. Поток жидкости от насоса поступает в одну из полостей гидродвигателя, а из

второй полости его направляется в распределитель, откуда сливается в бак.

В рабочей позиции золотник удерживается шариковым фиксатором 11. Возврат золотника в нейтральную позицию может осуществляться вручную или с помощью автоматического устройства 10. В конце хода поршня гидроцилиндра, когда он упирается в крышку (или специальный упор на штоке закрывает клапан, останавливающий движение жидкости в гидроцилиндр), давление в напорной магистрали повышается и автомат 10 освобождает фиксатор 11, после чего под действием пружины 12 золотник возвращается в нейтральную позицию.

Клапанное устройство 2 выполняет также функцию защиты гидросистемы от перегрузки. Оно представляет собой двухступенчатый предохранительный клапан. Первая ступень – шариковый клапан 5, настраиваемый регулировочным винтом на давление в 1,2 – 1,5 раза большее, чем номинальное давление насоса. При достижении этого давления клапан 5 открывается, вследствие чего понижается давление в полости пружины клапана 2, последний также открывается, пропуская поток жидкости от насоса на слив в бак. Таким образом, обе ступени работают синхронно. Двухступенчатые клапаны способны пропускать большие расходы, виброустойчивы, обладают хорошими демпфирующими качествами.

Тракторные гидрораспределители вышеуказанной конструкции выпускаются с четырьмя типами золотников, что соответственно отражается в их маркировке. Например, Р-80-2-1-44 означает: Р – распределитель; 80 – номинальный расход, л/мин; 2 – исполнение по давлению (номинальное 14 МПа с настройкой предохранительного клапана на 17,5 МПа); 1 – исполнение по конструкции; 44 – два золотника четвертого типа (без плавающей позиции и без фиксации золотников в рабочих позициях). Золотники первого, второго, третьего типов имеют 4 позиции, при этом плавающая позиция с фиксацией и возвратом в нейтральную позицию вручную.

На рис. 11.16 представлен секционный гидрораспределитель с клапанной разгрузкой насоса. Такие распределители применяются на самоходных подъемных кранах.

Распределитель состоит из клапанной, рабочей и сливной секций, соединенных шпильками. Для уплотнений стыков секций применены стальные пластины 10 с отверстиями, в которые заложены резиновые кольца круглого сечения.

В клапанную секцию 8 встроен двухступенчатый предохранительный клапан, состоящий из клапана 5 (первая ступень) и переливного золотника 9 (вторая ступень).

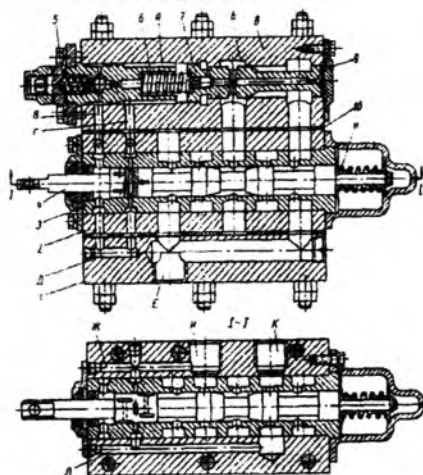


Рис. 11.16. Секционный гидрораспределитель

Рабочая секция 2 состоит из корпуса, запрессованной в него гильзы 3 и золотника 4. Возврат золотника в нейтральное положение осуществляется пружиной 11. Для глубокого регулирования рабочих скоростей на золотнике выполнены конусные фаски с углом 3° . Ход золотника в одну сторону равен 16 мм.

Сливная секция 1 служит для отвода жидкости на слив и в дренаж.

Этот распределитель, предназначенный главным образом для гидрориводов кранов, не только осуществляет реверсирование движения потока жидкости, регулирование рабочих скоростей в широком диапазоне и предохранение гидросистемы от перегрузок, но и управляет тормозами механизмов.

От насоса жидкость нагнетается в полость Б. В нейтральном положении золотника 4 полость А соединена посредством канала Г с дренажем Д. В результате перепада давления на демпфере 7, на переливном золотник действует усилие, превышающее усилие пружины 6 и он, перемещаясь влево, соединяет полость Б со сливной полостью Е. В отличие от описанных выше распределителей, где линия управления переливным золотником связана со сливной магистралью, в этом распределителе она соединена с дренажем. При разгрузке насоса это дает

выигрыш в мощности, потребляемой насосом, так как давление в сливной магистрали распределителя определяется суммарным сопротивлением трубопроводов, фильтра, охладителя и т. п., а также пружины переливного золотника, тогда как в дренаже оно не превышает 0,05 МПа. Таким образом, давление на насосе определяется пружиной 6, либо (если сопротивление слива больше давления, создаваемого пружиной) равно сопротивлению слива. В последнем случае давления не суммируются.

При включении золотника в рабочее положение линия Г управления переливным золотником соединяется каналами Ж и Л, выполненными в корпусе, гильзе и золотнике, с напорной полостью И или К гидродвигателя, а противоположная полость соединяется со сливом. При этом на переливной золотник 9 со стороны полости А действует усилие, равное сумме усилий от давления в напорной магистрали гидродвигателя и пружины 6.

Следовательно, для перемещения переливного золотника влево, давление на него со стороны полости Б должно быть выше, чем давление в напорной магистрали (И или К) гидродвигателя, на 0,4–0,5 МПа, соответственно усилию пружины 6. Это обеспечивается перепадом давления при дросселировании на регулирующем конусе золотника 4.

Таким образом, независимо от величины внешней нагрузки обеспечивается минимальный (0,4–0,5 МПа) перепад давления на регулирующем конусе золотника, в результате чего достигается регулирование скоростей в широком диапазоне.

Управление тормозом, например, механизма поворота крана, осуществляется с помощью жидкости, отводимой из канала Г. При включении золотника жидкость поступает в гидроцилиндр тормоза под рабочим давлением через демпфер 7 и тормоз размыкается. В нейтральном положении золотника 4 канал Г, а следовательно, и гидроцилиндр тормоза соединены с дренажем и тормоз замкнут.

Золотник больше, чем у описанных распределителей, разгружен от защемления при высоких давлениях в системе, благодаря наличию на нем трех продольных канавок, соединенных между собой поперечными отверстиями.

В гидросистемах экскаваторов и кранов применяются все типы описанных распределителей, однако опыт эксплуатации машин показывает, что для получения наилучших показателей работы гидроприводов различных машин наиболее целесообразно использовать лишь

определенный тип распределителей, наиболее полно отвечающий предъявляемым гребованиям. Так, например, для кранов, где необходимо иметь хорошие регулировочные характеристики рабочих движений и где перемещение золотников производится, в основном, плавно, наиболее целесообразно использовать распределители со встроенным регулятором скорости и клапанной разгрузкой насоса.

В гидроприводах экскаваторов, где не требуется регулирование скоростей в широком диапазоне, но производится резкое включение и выключение золотников предпочтительным является установка проточных распределителей. Такие распределители не дают забросов давлений при резком включении золотников и имеют удовлетворительные регулировочные характеристики.

В экскаваторах применяются секционные прямооточные распределители РС 20.16, РС 25.16, РС 32.16, где первая цифра обозначает диаметр условного прохода в мм (диаметр круга равного площади проходного сечения золотника при его полном открытии), вторая – номинальное давление в МПа.

Распределитель РС набирается из напорной, нескольких золотниковых (до 8) и сливной секций. При необходимости между золотниковыми может быть вставлена промежуточная секция, обратные клапаны и каналы которой обеспечивают последовательное соединение гидродвигателей при совмещении операций.

В напорной секции установлены предохранительный и обратный клапаны. Первый защищает систему от перегрузки, второй предотвращает опускание рабочего оборудования и защищает насос от пиковых давлений при включении золотников.

Для нового поколения тракторов МТЗ, сельскохозяйственных, дорожных и других мобильных машин Гомельский завод "Гидропривод" выпускает проточные секционные распределители типа РП-70 трех- и четырехпозиционные с фиксацией в любой из них. Номинальные расход и давление соответственно равны 70 л/мин и 16 МПа.

Выбор исполнения распределителя (моноблочное или секционное) определяется давлением в гидросистеме, условиями компоновки на машине и серийностью выпускаемых машин.

Размеры золотника и его ход в основном определяются расходом и скоростью жидкости, протекающей через распределитель, и существенно влияют на габаритные размеры и массу распределителя.

Радиальные зазоры в золотниковых устройствах составляют 0,004 – 0,010 мм.

В распределителях, не регулирующих рабочие скорости, ход золотника равен приблизительно 10 мм, и его величина определяется только необходимостью создания требуемого проходного сечения. В распределителях с дроссельным регулированием (например, в распределителе ВНИИСтройдормаша) ход золотника увеличен до 16 мм. Величина сопротивления перемещению золотника зависит не только от его конструкции и размеров, но и от условий его работы в гидроприводе. Усилие, необходимое для перемещения золотника складывается из осевой гидродинамической силы при обтекании золотника жидкостью, усилия пружины, силы трения покоя.

Сила трения покоя является непостоянной величиной и зависит от времени нахождения золотника в покое, рабочего давления, зазора между золотником и корпусом (или гильзой), тонкости фильтрации и др.

При остановке золотника, находящегося под давлением рабочей жидкости, зазор между золотником и корпусом зарастает адсорбированными молекулами рабочей жидкости – это явление облитерации. Его можно объяснить следующим образом: рабочая жидкость содержит полярно активные молекулы, которые при протекании жидкости через узкую щель осаждаются, образуя слой поляризованных молекул. Толщина адсорбированного слоя может достигать 10 мкм, что соизмеримо с зазором между золотником и корпусом.

Полностью зарости щель может за несколько минут. В этом случае для смещения плунжера золотника потребуется приложить усилие во много раз большее, чем для преодоления сил вязкостного трения. Слой поляризованных молекул разрушится, как только золотник будет сдвинут с места.

Облитерация возможна только при неподвижном золотнике. Для снижения влияния ее на боковой поверхности золотника нарезают треугольные канавки шириной 0,2 – 0,3 мм, глубиной 0,3 – 0,4 мм с шагом 2 – 5 мм. К тому же эти канавки способствуют концентричному расположению золотника и более равномерному распределению смазки. В некоторых случаях, в особенности в системах автоматики к золотнику присоединяют вибратор, создающий высокочастотные колебания его с малой амплитудой.

Условные обозначения различных гидрораспределителей в принципиальных схемах представлены на рис. 11.17.

Рабочие элементы распределителей независимо от конструктивного исполнения условно изображаются прямоугольниками. Каждая рабочая позиция распределительного элемента обозначается соответствующим прямоугольником или квадратом, внутри которого показываются направления потоков рабочей жидкости по каналам. С внешней стороны к прямоугольнику присоединяются линии связи (хода). Положение стрелок внутри прямоугольника должно соответствовать расположению подведенных внешних линий связи, которые показываются лишь в одной (исходной) позиции распределителя. При переключении распределителя в другую позицию соответствующий ей прямоугольник как бы передвигается на место исходной позиции, а внешние линии связи остаются на своих местах. Чтобы стрелки, расположенные внутри прямоугольника каждой позиции и указывающие направления потоков, могли попасть на соответствующие внешние линии связи, необходимо при начертании позиций соблюдать равенство расстояний l (рис. 11.17, а) от каждой стрелки до края позиции. Перекрытие того или другого канала распределителя показывается короткой поперечной чертой на конце линии этого канала. Рядом с обозначением рабочих позиций с короткой стороны общего прямоугольника показывается тип управления распределителем и фиксации распределительного элемента в обеих позициях; б) четырехходовой, трехпозиционный, в нейтральном положении с перекрытыми каналами (5 и 6) к гидродвигателю и с направлением потока от насоса (линия 2), на слив в бак (линия 3) с управлением электромагнитами (1), с возвратом рабочего элемента в нейтральное положение с помощью пружин (4); в) то же, что и в предыдущем случае, но в отличие от него с электрогидравлическим управлением (упрощенное обозначение).

На рис. 11.17, г представлено развернутое обозначение распределителя с электрогидравлическим управлением. Эти распределители выпускаются в основном золотникового типа. Малый золотник, передвигаемый электромагнитами, управляет потоками, подводимыми к торцам большого золотника, благодаря чему обеспечивается перемещение последнего в нужную позицию. При этом большой золотник управляет потоками жидкости к гидродвигателю.

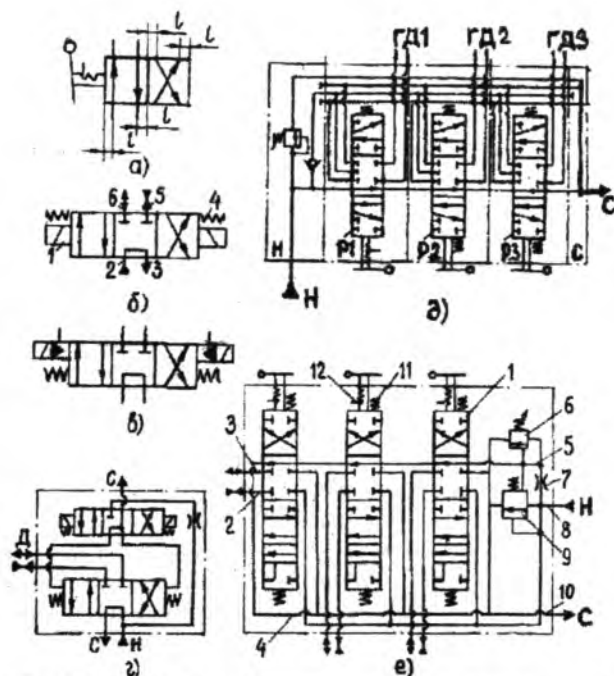


Рис. 11.17. Условные обозначения гидрораспределителей в схемах: а) двухпозиционный с управлением рукояткой и с фиксатором; б) трехпозиционный с управлением электромагнитами; в) распределитель с электрогидравлическим управлением; г) упрощенное обозначение; д) развернутое обозначение; е) трехзолотниковый трехпозиционный секционный с проточной разгрузкой; ж) трехзолотниковый четырехпозиционный моноблочный с клапанной разгрузкой насоса.

На рис. 11.17, д представлено обозначение секционного распределителя с проточной разгрузкой насоса в нейтральном положении золотников, набранного из напорной Н и сливной С секций, а также трех рабочих секций Р1, Р2, Р3 для управления присоединенными к ним гидродвигателями ГД1, ГД2, ГД3.

В общем корпусе помещены золотники 1, перепускной 9 и предохранительный 6 клапаны. Золотники соединены параллельно напорной 8, сливной 4, управляющей 5 линиями. Каналы 2 и 3 служат для подключения трубопроводов, соединяемых с гидродвигателем. Управляющая линия 5 с одной стороны соединена через надпоршнев-

вую камеру и дроссельное отверстие 7 перепускного клапана 9 с напорной линией 8, а с другой – специальным каналом со сливной линией 4.

Каждый золотник с помощью рукоятки может быть установлен в одну из четырех позиций: нейтральную, две рабочих (реверсивных), плавающую. В нейтральной позиции золотником перекрыты напорная, сливная линии и линии, соединяющие распределитель с обеими полостями гидродвигателя; управляющая линия 5 открыта, поэтому часть рабочей жидкости проходит из напорной линии 8 через дроссельное отверстие 7, надпоршневую камеру клапана 9, линию управления 5 на слив. Вследствие возникшего при движении жидкости перепада давления на дросселе 7 давление в надпоршневой камере перепускного клапана меньше, чем в напорной линии 8, поэтому перепускной клапан 9 открыт и через него поток жидкости от насоса проходит на слив в бак.

В обеих рабочих позициях перепускной клапан 9 находится в закрытом положении, так как золотником перекрывается линия управления 5, вследствие чего нет движения жидкости через дроссельное отверстие 7 и давления в напорной линии 8 и надпоршневой камере перепускного клапана 9 одинаковы.

В плавающей позиции линия управления 5 открыта, поток жидкости от насоса проходит через перепускной клапан 9 на слив, полости гидродвигателя соединены через каналы распределителя между собой и со сливной линией.

Во всех позициях, кроме нейтральной, каждый золотник удерживается фиксирующим устройством 12, в нейтральной позиции – возвратной пружиной 11. Возврат из рабочих позиций в нейтральную в конце хода штока цилиндра обеспечивается автоматически с помощью бустерного устройства 10 (см. рис. 11.15), размещенного внутри каждого золотника.

При повышении давления в напорной линии 8 до максимального значения срабатывает предохранительный клапан 6, подсоединенный к надпоршневой камере перепускного клапана 9. Это вызывает открытие перепускного клапана, т. е. оба клапана работают по принципу двухступенчатого предохранительного клапана (см. рис. 11.3, е).

Для перемещения золотников больших гидрораспределителей в ту или другую рабочую позицию в настоящее время применяются блоки дистанционного управления. На рис. 11.18 представлен однорукояточный блок управления и его гидравлическая схема. При отклоне-

нии рукоятки вперед или назад линия давления Н соединяется клапаном блока с линией I или II, подведенной к торцу золотника; при этом золотник гидрораспределителя перемещается в нужную рабочую позицию.

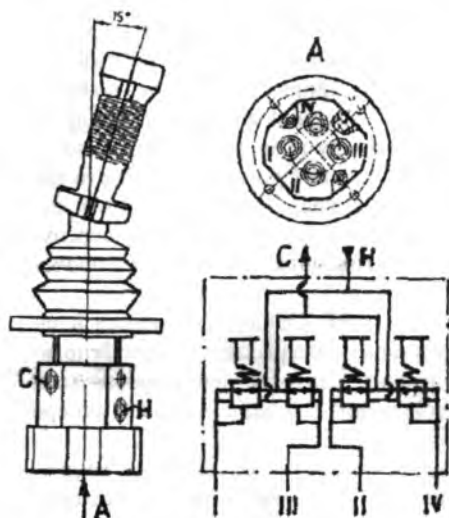


Рис. 11.18. Блок дистанционного управления золотниками гидрораспределителя.

При отпускании рукоятки она под действием сжатой пружины возвращается в исходное положение. При этом гидролиния I или II сообщается со сливной линией С. Аналогично срабатывает второй золотник гидрораспределителя при отклонении рукоятки блока управления влево или вправо. При отклонении рукоятки блока под углом можно одновременно управлять двумя золотниками распределителя.

Гидроаккумуляторы. Гидроаккумулятор служит для накопления энергии в промежутке между рабочими ходами и быстрой отдачи ее при рабочем ходе гидродвигателя. Если промежуток между рабочими ходами в несколько раз больше продолжительности рабочего хода, то требуемая мощность насоса значительно меньше мощности гидродвигателя, что существенно снижает металлоемкость гидропривода. Кроме этого гидроаккумулятор погашает толчки давлений, возникающие в гидроприводе.

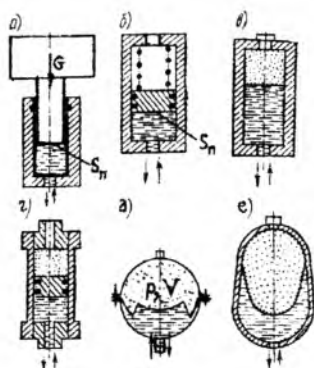


Рис. 11.19. Гидроаккумуляторы: а) грузовой; б) пружинный, газогидравлические; в) без разделителя сред; с разделителем сред; г) поршнем; д) эластичной диафрагмой; е) эластичной емкостью.

Существуют гидроаккумуляторы (рис. 11.19): а) грузовые; б) пружинные; газогидравлические; в) без разделителя сред; с разделителем сред; г) поршнем; д) эластичной диафрагмой; е) эластичной емкостью. В грузовом аккумуляторе накопление энергии (зарядка) производится за счет подъема поршня с грузом на определенную высоту. При подключении аккумулятора к гидродвигателю начинается отдача энергии последнему (разрядка) путем опускания поршня с грузом под действием силы тяжести G груза. Достоинства грузового аккумулятора является постоянство рабочего давления $p = G / S_n$. Большой недостаток его заключается в том, что для получения даже сравнительно небольшого давления требуется большая масса груза.

В пружинном аккумуляторе давление зарядки создается за счет силы сжатия пружины; при разрядке пружина разжимается. При этом давление в цилиндре является переменной величиной $p = cx / S_n = \text{var}$. Пружинные аккумуляторы имеют небольшую энергоемкость и рассчитаны на небольшие давления (2...3 МПа). В качестве примера можно назвать пружинный аккумулятор гидроувеличителя сцепного веса тракторов МТЗ.

Наибольшей энергоемкостью обладают газогидравлические аккумуляторы. В аккумуляторах без разделителя сред и с разделителем в виде поршня для зарядки применяется инертный газ (азот), который практически не поглощается рабочей жидкостью. Начальная зарядка производится до давления, равного примерно половине максимального, на которое рассчитана работа аккумулятора.

В гидроаккумуляторах с эластичными разделителями сред (рис. 11.19, д, е) в качестве рабочего газа используется воздух. Гидропневматические аккумуляторы изготавливаются на давление до 20 МПа.

При сравнительно медленном протекании зарядки процесс сжатия газа будет изотермическим, поэтому для начала и конца зарядки можно записать

$$p_1 V_1 = p_2 V_2,$$

отсюда объем газа в конце зарядки

$$V_2 = V_1 p_1 / p_2.$$

Полезный объем жидкости, запасаемой в гидроаккумуляторе, с одной стороны, равен изменению объема газа при зарядке; с другой стороны, он должен быть не менее рабочего объема гидроцилиндра. Поэтому

$$V_n = V_1 - V_2 = V_1 - \frac{V_1 p_1}{p_2} = V_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right). \quad (11.8)$$

Для обеспечения надежной работы гидроаккумулятора необходимо, чтобы запас рабочей жидкости в нем был больше полезного объема на 20...50%. С учетом этого из уравнения (11.7) получим формулу для вычисления полного объема гидроаккумулятора.

$$V = \frac{k_v V_n}{\left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right)}, \quad (11.9)$$

где $k_v = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент запаса.

В аккумуляторах, применяемых в объемных гидроприводах, принимается отношение давлений $p_1 / p_2 = 0,8$.

В тех случаях, когда процессы зарядки и разрядки протекают быстро, зависимость между давлением p и объемом воздуха выражается уравнением политропы

$$p_1 V^n = \text{const},$$

где $n = 1,1 \dots 1,3$ – показатель политропы.

Тогда уравнение (11.8) приобретает вид

$$V = \frac{k_v V_n}{\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/n}\right]}. \quad (11.10)$$

Выбор гидроаппаратов. Гидроаппараты должны обеспечивать условия надежной работы гидропривода в течение установленного ресурса и по своим эксплуатационным параметрам соответствовать значениям, указанным в технических характеристиках.

Основные параметры гидроаппаратов: диаметр условного прохода d_v (округленный до ближайшего стандартного значения диаметр круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала гидравлического устройства), номинальное давление и расход.

Предохранительный клапан, распределитель, дроссельное и другие устройства подбираются по максимальным значениям давления и расхода гидродвигателя, на напорной линии которого они установлены. Максимальное давление, на которое регулируется предохранительный клапан, защищающий гидросистему от перегрузки, обычно на 8...30% выше рабочего давления гидродвигателя. Это давление можно принимать для подбора распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры. Максимальный расход, по которому подбирается тот или иной аппарат, зависит от места его установки в схеме питания гидродвигателей. При индивидуальном питании гидродвигателей и одновременной их работе гидроаппараты подбираются по расчетным расходам гидродвигателей. При групповом питании от одного насоса и одновременной работе гидродвигателей распределитель, предохранительный клапан подбираются по суммарному расходу гидродвигателей. Если гидродвигатели питаются от одного насоса, но работают неодновременно, распределитель и предохранительный клапан подбираются по давлению и расходу тех гидродвигателей, у которых эти величины наибольшие.

Рабочие жидкости в гидроприводе передают энергию, выполняют смазывающие и охлаждающие функции, защищают детали от коррозии и выносят из гидроагрегатов продукты износа. В связи с этим работоспособность гидроприводов, их надежность и долговечность в значительной степени зависят от типа применяемой рабочей жидкости и ее состояния в процессе эксплуатации.

Одна из важнейших характеристик рабочей жидкости – это вязкость, которая характеризует внутреннее трение жидкости. От вязкости зависят возможность появления слоя жидкости на поверхности трущихся деталей и предотвращение их износа и заедания, а также скорость течения жидкости в зазорах, ее нагрев, параметры работы всех гидравлических агрегатов.

Наиболее чувствительны к изменению вязкости насосы – при большой вязкости возможны неполное заполнение всасывающей магистрали и снижение производительности, при малой вязкости – резкий рост утечек, увеличение интенсивности износа трущихся деталей.

В технических характеристиках гидрооборудования указаны рекомендуемые марки рабочих жидкостей. Из них выбирается одна (всесезонная) или две (для летнего и зимнего сезонов) в соответствии с заданными пределами температур окружающей среды. В качестве рабочих жидкостей объемных гидроприводов строительных, мелиоративных, дорожных, сельскохозяйственных машин применяется в настоящее время сравнительно узкий круг специальных минеральных масел (табл. 11.1)

Таблица 11.1. Характеристики рабочих жидкостей объемных гидроприводов машин.

Обозначение по ГОСТ 17479.3-85	Принятое современное обозначение	Кинематическая вязкость при 50°C, см ² /с	Температурные пределы применения при длительной эксплуатации, °C	Плотность при 20°C, кг/м ³
МГ-30	МГ-46-Б	0,27...0,33	-10...+80	930
МГ-30У	МГ-46-В	0,27...0,33	-10...+90	930
ЭШ	МГ-32-А	0,20	-20...+70	885
А	МГ-22-Б	0,23...0,30	-20...+80	890
И-30А (заменитель МГ-46-Б)		0,27...0,33	-5...+80	900
ВМГЗ	МГ-15-В	0,10...0,11	-40...+80	860
АУ (заменитель ВМГЗ)		0,12...0,14	-15...+60	880
МГЕ-10А	МГ-15-В	0,10	-50...+80	850

В принятом современном обозначении буквы А, Б, В означают группу рабочих жидкостей по эксплуатационным свойствам (наличие присадок, пределы применения по давлению и температуре):

группа А – без присадок, при $p \leq 15$ МПа и $t \leq 80^\circ\text{C}$;

группа Б – с присадками против окисления и коррозии, при $p \leq 21,5$ МПа и $t > 80^\circ\text{C}$;

группа В – с присадками против окисления, коррозии и износа, при $p \leq 25$ МПа и $t > 90^\circ\text{C}$;

Эти обозначения соответствуют обозначениям групп HH, HL, HM по международному стандарту ISO-6074.

Вязкость минеральных масел сильно зависит от температуры, поэтому в процессе эксплуатации необходимо поддерживать температуру рабочей жидкости в рекомендуемых пределах.

Марку масла выбирают в зависимости от климатической зоны и времени года. Зимой следует применять менее вязкие сорта масла. Избыточное количество в масле частиц воды и воздуха может привести к пенообразованию, которое ухудшает смазывающие свойства масла, вызывает повышенный износ трущихся деталей, коррозию и образование устойчивых эмульсий. Кроме того, сжатие воздушных пузырьков сопровождается выделением теплоты, что ускоряет процессы окисления и разложения масла. При окислении вязкость масла понижается и из него выпадают различные смолистые отложения, разрушающие резиновые уплотнения. Для уменьшения окисления масел, снижения способности к пенообразованию в них добавляют специальные присадки.

В гидросистемах экскаваторов, подъемных кранов, гидротрансмиссиях различных уборочных комбайнов применяются масла МГ-30У, МГ-46У, А, ЭШ.

В гидросистемах машин с шестеренными насосами (тракторов, зерноуборочных комбайнов, навесных экскаваторов и погрузчиков) допускается использование моторных масел дизелей, имеющих при 50°C вязкость $0,60...0,70$ см²/с для летнего сорта и $0,40...0,50$ см²/с для зимнего. Эти масла не в полной мере соответствуют требованиям надежной работы гидросистем главным образом из-за повышенной вязкости и неудовлетворительной вязкостно-температурной кривой, а также из-за зольности присадок, вызывающей повышенный износ. Однако они рекомендованы к применению из-за определенного дефицита специальных масел, стремления к сокращению ассортимента смазочных материалов на тракторе или комбайне. Кроме того, имеется

в виду, что на многих машинах внутренняя полость насоса гидросистемы и картера двигателя разделена всего лишь уплотнением на валу насоса. При разрушении этого уплотнения масло из гидросистемы смешивается с маслом в картере двигателя.

Кондиционеры рабочей жидкости служат для поддержания в процессе эксплуатации гидропривода необходимых качественных показателей рабочей жидкости.

Фильтры в гидросистемах машин предназначены для очистки рабочей жидкости от продуктов окисления, износа деталей, а также от посторонних частиц, поступающих извне.

Наряду со способностью задерживать частицы загрязнений фильтры должны обладать возможно большей проницаемостью для рабочей жидкости, с тем чтобы свести до минимума их гидравлическое сопротивление. Очистка жидкости от загрязнений заключается в процеживании ее под некоторым избыточным давлением через чистые сетки, ткани, пористые материалы и силовые поля.

Степень очистки жидкости можно оценить тонкостью фильтрации, под которой понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром. Число задержанных частиц составляет 90...95% частиц того же размера, находящихся в неотфильтрованной жидкости. Под абсолютной тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, полностью задерживаемых фильтрами.

Установлен следующий стандартный ряд тонкости фильтрации (мкм): 5, 10, 16, 25, 40, 63, 80, 100, 125, 160, 200 и 250.

По тонкости очистки различают фильтры грубой, нормальной, тонкой и особо тонкой очистки.

Фильтры грубой очистки задерживают частицы размером более 0,1 мм, нормальной очистки – более 0,01 мм, тонкой – более 0,005 мм, а особо тонкой очистки – более 0,001 мм.

При подборе фильтров учитываются тонкость очистки, пропускная способность и давление, при котором они будут работать. Требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости обычно указываются в технических характеристиках насосов, гидромоторов, распределителей. Чем выше рабочее давление в гидросистеме, тем меньше зазоры в сопряженных парах, тем тоньше должна быть фильтрация.

ГОСТ 17216-81 «Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей» устанавливает 19 классов чистоты жидкостей. В зависимости от номинального давления и соответственно зазоров в сопряженных со-

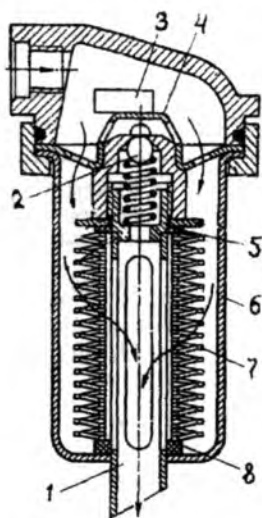


Рис. 11.20. Магистральный фильтр механического действия.

соединение фильтров или фильтрующих элементов. Фильтры могут быть вмонтированы в гидробак или установлены отдельно.

На рис. 11.20 представлен магистральный фильтр механического действия. В корпусе 6 на трубке 1 смонтирован между двумя прокладками 5 и 8 фильтрующий элемент 7. Для защиты фильтра от повреждения (при засорении или пуске насоса в условиях низкой температуры) имеется предохранительный клапан 2. Выше него установлены магнит 3 и маслоотражатель 4.

Предохранительный клапан обычно настраивается на давление не ниже двукратного перепада давления фильтра, но не выше 0,5 МПа.

В гидроприводах с замкнутой циркуляцией (ГЗЦ) в связи с реверсивностью потока в основном контуре фильтр устанавливается на напорной или всасывающей линии насоса подпитки.

Для контроля за загрязнением фильтрующих элементов во многих фильтрах устанавливаются приборы давления (манометры, вакуумметры, сигнализаторы) с соответствующим верхним пределом измерения.

Гидробак содержит запас рабочей жидкости, используемый в гидроприводе. Насос забирает рабочую жидкость из него, затем она по трубопроводам направляется в гидродвигатели и оттуда обратно в гидробак. Корпус 1 гидробака (рис. 11.21) изготавливают из стального листа толщиной 0,8...2 мм. В нем смонтированы заливной 2 и магистральные 3 фильтры, указатель уровня масла 4, сливная магнитная пробка 6 с прокладкой 5. Внутри него установлена перфорированная перегородка, разделяющая его на два неравных отсека. Всасывающие и сливные трубопроводы подводятся в разные отсеки. Из гидросистемы жидкость по сливному трубопроводу сливается в гидробак. В большем отсеке оседают крупные частицы, не уловленные фильтрами вследствие их загрязнения и прошедшие в результате этого

через предохранительный клапан. В этом же отсеке жидкость освобождается от избыточного воздуха.

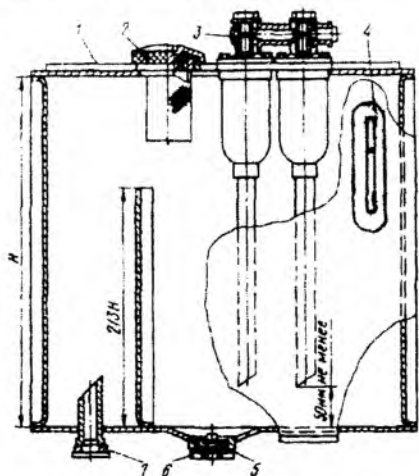


Рис. 11.21. Гидробак.

Из меньшего отсека жидкость забирается насосом. Чтобы исключить возможность попадания в гидросистему воздуха, отверстия всасывающего патрубка располагают на 50...60 мм выше дна бака. Отверстия сливного патрубка во избежание захвата воздуха сливной струей также устанавливаются на расстоянии 50...60 мм от дна. Жидкость поступает в гидробак через магистральные фильтры 3 (один или два в зависимости от подачи насоса) и забирается насосом через штуцер 7.

Наиболее рациональной формой гидробака считается параллелепипед с соотношением горизонтальных сторон от 1:1 до 1,7:1. Уровень рабочей жидкости обычно не превышает 0,8 высоты бака. Объем рабочей жидкости (вместимость) бака принимается в 1,5...2,0 раза больше суммарного внутреннего объема всех элементов гидросистемы (полостей насосов, гидродвигателей, фильтров, трубопроводов и т. д.), но не менее 0,3-минутной подачи насоса (насосов).

Теплообменники предназначены для обеспечения заданного температурного режима рабочей жидкости. В гидросистемах машин применяют в основном воздушные теплообменники, в которых теплообменные трубки, как правило, обдуваются потоком воздуха, создаваемым

мого вентилятором или за счет естественной циркуляции воздушных потоков.

Условные обозначения кондиционеров и вспомогательных гидроузлов представлены на рис. 11.22.

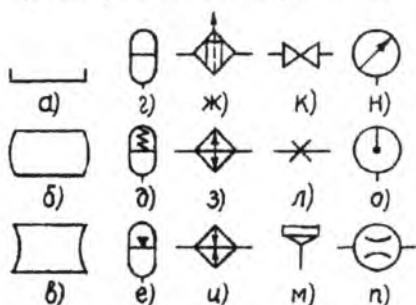


Рис. 11.22. Условные обозначения кондиционеров и вспомогательных гидроузлов. Бак с внутренним давлением: а) атмосферным. б) выше атмосферного, в) ниже атмосферного, гидроаккумулятор: г) общее обозначение (без указания принципа действия), д) пружинный, е) пневмогидравлический; ж) фильтр; з) охладитель, и) нагреватель; к) запорный вентиль, кран; л) заглушка, м) заливная горловина, воронка, заправочный штуцер и т. п.; н) манометр; о) термометр, п) расходомер.

Гидролинии и элементы их соединений. Гидролинии предназначены для движения рабочей жидкости от одного гидроаппарата к другому в процессе работы объемного гидропривода. По назначению различают следующие виды гидролиний: всасывающая (подводящая рабочую жидкость к насосу); напорная или нагнетательная (от насоса под давлением); сливная (по которой жидкость сливается в гидробак или возвращается в насос); управления (линия к устройствам управления и регулирования); дренажная (для отвода утечек от гидроагрегатов в бак).

Гидролинии выполняются либо в виде трубопроводов, либо в виде каналов в корпусах гидроагрегатов, полученных сверлением, литьем или штамповкой.

В объемных гидроприводах применяются жесткие металлические трубопроводы и гибкие рукава среднего и высокого давления.

Для изготовления жестких трубопроводов в гидроприводах машин в основном применяются стальные бесшовные холоднотянутые трубы по ГОСТ 8734-75 из сталей 10 и 20. В гидросистемах низкого давления возможно применение сварных труб (ГОСТ 10704-76...ГОСТ 10707-80), а для линий управления и подключения контрольных приборов в стесненных условиях монтажа — медных труб (ГОСТ 11383-75). В гидросистемах с давлением 1,5...2,0 МПа можно применять трубы из полимерных материалов.

Для соединения подвижных элементов гидропривода, облегчения сборки и получения быстроразборных соединений применяются эластичные трубопроводы (рукава). Они выбираются в зависимости от назначения и условий работы.

Рукава резиновые высокого давления ($p_{\max} \leq 30$ МПа) с металлическими оплетками (ГОСТ 6286-73) предназначены для работы с нефтяными маслами в интервале температур от -50 до $+100^\circ\text{C}$ и температур окружающей среды от -50 до $+70^\circ\text{C}$. Они поставляются длиной 0,4...2,2 м.

Рукава резиновые высокого давления ($p_{\max} \leq 25$ МПа) со спиральными обмотками из высокопрочной проволоки, с неразъемными наколенниками, параметры и основные размеры которых установлены по ТУ-22-4169-78, ТУ 22-4272-78, ТУ 22-4584-80, предназначены для применения со специальными гидравлическими маслами (ВМГЗ, МГ-30 и их заменителями И-20А, И-30А) при тех же температурах рабочих жидкостей и окружающей среды.

Выпускаются также резинотканевые рукава низкого давления ($p_{\max} \leq 1,6$ МПа), изготавливаемые по ГОСТ 10362-76 и ГОСТ 18698-79 для тех же пределов рабочих температур.

Внутренние диаметры трубопроводов и рукавов соответствуют условным проходам (d_p , мм) по ГОСТ 16516-80: ... 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, ... (ряд приведен в суженных пределах).

С целью уменьшения потерь давления в трубопроводах диаметры их подбирают так, чтобы по возможности обеспечить ламинарный режим движения жидкости ($Re \leq Re_{\text{кр}}$). Внутренний диаметр трубопровода определяется по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_T}}. \quad (11.11)$$

Расход жидкости в каждом трубопроводе обычно известен. Рекомендуемые средние скорости v_T жидкости: во всасывающих трубопроводах – 1,0...1,5, сливных – 2...2,25, напорных – 3...5 м/с. При давлении выше 10 МПа скорость жидкости в напорном трубопроводе может быть повышена до 8,5 м/с. В общем случае она выбирается такой, чтобы потери давления по длине и на местных сопротивлениях не превышали 5... 10% давления насоса. Полученное значение диаметра ок-

ругляется в сторону увеличения до ближайшего стандартного по ГОСТ 16516-80.

Толщину стенки трубопровода можно определить по формулам:

а) для тонкостенных труб (при $\frac{d_n}{\delta} \geq 16$) с учетом отклонения в размерах диаметра (Δd) и толщины стенки (k_δ)

$$\delta > \frac{p_{max}(d + \Delta d)}{2[\sigma_p]k_\delta}, \quad (11.12)$$

б) для толстостенных труб (при $\frac{d_n}{\delta} < 16$)

$$\delta > \frac{d}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_{max}}{[\sigma_p] - p_{max}}} - 1 \right), \quad (11.13)$$

где p_{max} — максимально возможное давление жидкости в трубопроводе; d_n — наружный диаметр трубопровода; $[\sigma_p]$ — допустимое напряжение разрыва материала трубы (принимается равным 30...50% временного сопротивления).

Можно принять отклонение диаметра трубы $\Delta d = 0,3$ мм, коэффициент $k_\delta = 0,9$ (по ГОСТ 8734-75).

Учитывая возможность внешних механических повреждений, толщину стенки не следует назначать менее 1,0 мм для цветных металлов и 0,5 мм для сталей.

Расчет трубопроводов, работающих при динамических нагрузках, вызванных колебаниями давления жидкости, вибрацией трубопроводов, производится по допустимым усталостным напряжениям разрыва, равным приблизительно $0,5[\sigma_p]$ при статических нагрузках. Определив условные проходы d_u и толщину стенки δ , можно по соответствующим ГОСТам выбрать трубы для изготовления трубопроводов.

Рукава выбираются по соответствующим ГОСТам и ТУ по известным значениям условного прохода, давления и длины. Длина выбирается минимально возможной, чтобы обеспечить радиус изгиба не меньший, чем указан в стандарте. Длина прямого участка рукава возле соединительной арматуры должна быть не менее двух наружных диаметров рукава. Рекомендуется применять угольники и переходники, чтобы не было изломов рукавов вблизи наконечников.

Соединение трубопроводов, а также их присоединение к гидроагрегатам должно быть надежным, а именно: прочным и герметичным.

Соединение жестких трубопроводов производится с помощью специальных деталей, называемых соединительной арматурой. В гидроприводах применяют следующие типы соединений (рис. 11.23):

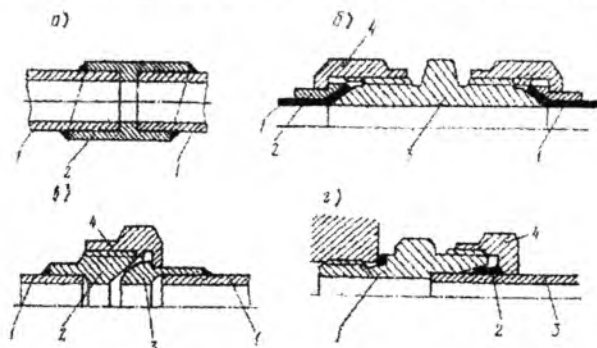


Рис. 11.23. Соединения жестких трубопроводов: а) пайка (сварка); б) соединение с развальцовкой; в) соединение по внутреннему конусу; г) соединение с врезающимися кольцами

а) *Пайка (сварка)* в машиностроении применяется редко, только для трубопроводов, не подлежащих демонтажу. При пайке (сварке) труб 1 пользуются переходными втулками – 2.

б) *Соединение с развальцовкой* применяется для труб диаметром до 30...35 мм, изготовленных из цветных металлов или ковкой стали, допускающих развальцовку в холодном состоянии. Соединение с развальцовкой отличается простотой, но может применяться при давлении не более 30 МПа и имеет ограниченное число повторного монтажа вследствие затвердения материала и порчи развальцованной части трубы. Трубы 1 соединяются переходником 3 с помощью ниппеля 2 и двух накладных гаек – 4.

в) *Соединение по внутреннему конусу* используется для соединения труб 1 гидросистем с рабочим давлением до 40 МПа при необходимости частого демонтажа гидролиний. Герметичность этого соединения обеспечивается контактом шарового ниппеля 3 с конической поверхностью штуцера 2 с помощью накладной гайки 4. Этот тип соединений наиболее широко применяется в гидросистемах тракторов, дорожных и строительных машин.

г) Соединение с врезающимся кольцом используется для соединения труб 3 гидросистем, работающих при высоких давлениях. Это простое по конструкции соединение обеспечивает надежную герметизацию при давлении до 40 МПа за счет врезания кольца 2 из твердой цементируемой стали в более мягкий материал трубы 3. При этом накидная гайка 4 навинчивается на штуцер 1.

Соединение гибких, как и жестких трубопроводов, производится с помощью присоединительной арматуры.

Способы заделки гибких трубопроводов в арматуре, широко применяемые в машиностроении, приведены на рис. 11.24.

На рис. 11.24, а представлен способ зажима шланга с помощью закатки в профильный наконечник. Данный способ применяется при давлении до 16 МПа, обеспечивает надежную герметизацию и допускает большие осевые нагрузки.

На рис. 11.24, б показан способ заделки шланга при рабочих давлениях до 0,5 МПа. В некоторых случаях для увеличения прочности соединения в осевом направлении шланг снаружи зажимают хомутом.

К монтажу трубопроводов предъявляются следующие основные требования: не допускаются вмятины на трубах и искажение их цилиндричности; радиус изгиба жестких трубопроводов $R \geq (4...2)d_t$ (d_t – наружный диаметр трубы); радиус изгиба рукавов зависит от типа рукава и в среднем принимается $R \geq (12...18)d$ (d – внутренний диаметр рукава; для уменьшения возможности резонансных колебаний крепления труб к основанию машины (станине) должны быть расположены друг от друга на расстоянии $l \leq (40...60)d_t$.

Быстроразъемное соединение гибких трубопроводов приведено на рис. 11.25. Оно состоит из двух гидроразъемов: штырькового 5 и гнездового 1; в них установлены шарики 2, 6 и цилиндрические пружины

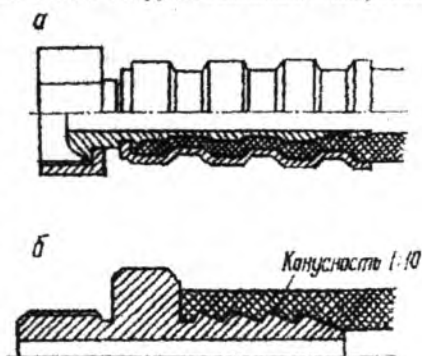


Рис. 11.24. Заделки гибких трубопроводов: а) заделка рукавов высокого давления (до 16 МПа); б) при рабочих давлениях до 0,5 МПа.

7, 10, упирающиеся в крестовины 9, 11. Разъемы имеют присоединительные штуцеры 8, 12.

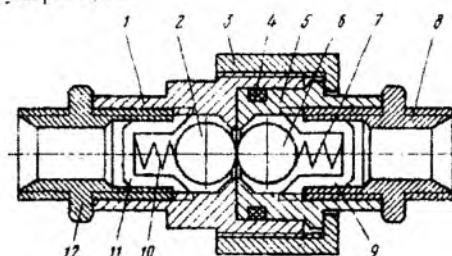


Рис. 11.25. Быстроразъемное соединение гибких трубопроводов.

При соединении парных гидроразъемов под действием усилия стыковки шарики соприкасаются и взаимно отжимаются от седел. В результате открываются рабочие проходные сечения, необходимые для прохождения рабочей жидкости. Герметичность соединения при стыковке обеспечивается уплотнительным кольцом 4, а прижим и фиксация разъемов – накидной гайкой 3. При расстыковке соединения сначала отвинчивают накидную гайку, а затем разъединяют разъемы. При этом шарики – 2, 6 под действием пружин прижимаются к седлам и препятствуют вытеканию рабочей жидкости.

Условные обозначения гидролиний и их соединений представлены на рис. 11.26. Линии всасывания, напора, слива являются основными, они вычерчиваются сплошными и в три раза толще линий управления и дренажных. Направление потока рабочей жидкости может обозна-

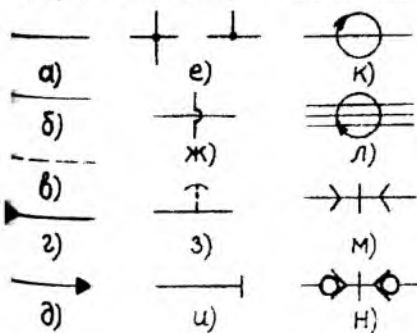


Рис. 11.26. Условные обозначения гидролиний и их соединений в принципиальных схемах. Линии связи: а) всасывания, напора, слива, б) управления, в) дренажные (отвод утечек), г) подвод жидкости под давлением (без указания источника питания), д) слив жидкости из системы, е) соединение линий связи, ж) перекрещивание линий связи (без соединения), з) линия связи с указанием места удаления воздуха, и) конец трубопровода с заглушкой (общее обозначение), к, л) шарнирные соединения (примеры одно- и трехлинейного соединений), м) муфта быстроразъемная, н) с обратными клапанами

чаться на линиях связи жирной стрелкой; если поток жидкости в линии связи реверсивный, то при этом наносятся две противоположно направленные жирные стрелки.

11.2. Регулирование скорости гидродвигателей и принципиальные схемы объемных гидроприводов

Скорость гидродвигателя можно регулировать изменением расхода жидкости или изменением его рабочего объема.

Регулирование расхода может быть ступенчатым и бесступенчатым.

Ступенчатое регулирование достигается путем питания гидродвигателя от нескольких (обычно двух или трех) насосов с различной подачей. В простейшей схеме, представленной на рис. 11.27, нерегулируемые насосы 2 и 3 с помощью запорных кранов (или распределителей) 10 и 11, обратных клапанов 4 и 5 могут питать гидродвигатель 7 раздельно и совместно, в результате получается три скорости выходного звена гидродвигателя. При наличии в схеме трех насосов с различной подачей можно получить семь скоростей гидродвигателя.

Краны 10 и 11 предназначены для перепуска рабочей жидкости на слив в бак от соответствующего насоса при отключении его от питания гидродвигателя. При этом обратный клапан, установленный на выходе из этого насоса, не дает возможности сливаться через открытый кран жидкости, поступающей в общий напорный трубопровод от других, работающих насосов.

Бесступенчатое регулирование разделяется на *дрессельное* и *объемное*.

Дрессельное регулирование осуществляется с помощью дресселей или дрессельных регуляторов потока, включенных в схему гидропривода. В зависимости от заданных условий дрессель может быть уста-

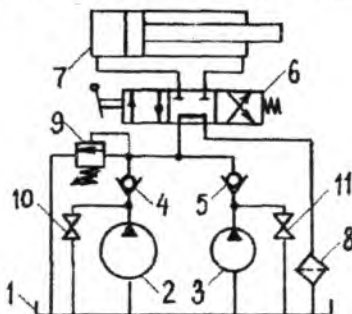


Рис. 11.27. Схема ступенчатого регулирования скорости гидродвигателя.

новлен на напорной линии перед гидродвигателем – на входе (рис. 11.28, а); на сливной линии после гидродвигателя – на выходе (рис. 11.28, б); на напорной линии параллельно гидродвигателю – на ответвлении (рис. 11.28, в). Для удобства пояснения принципа дроссельного регулирования в схемах рис. 11.28 опущены насос, распределитель и гидроаппараты, находящиеся на сливной линии.

В схемах с дросселем на входе и с дросселем на выходе регулирование производится за счет разделения потока Q , поступающего от насоса, на два параллельных потока: один из них Q_1 проходит через гидродвигатель, второй Q_2 – через предохранительный (или переливной) клапан. По мере прикрытия дросселя и соответственно возрастания

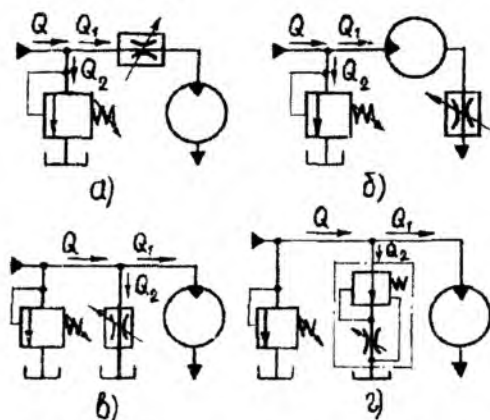


Рис. 11.28. Схемы дроссельного регулирования скорости гидродвигателя: а) с дросселем на входе потока в гидродвигатель; б) с дросселем на выходе потока из гидродвигателя; в) с дросселем на ответвлении от линии гидродвигателя; г) с регулятором потока, установленным на ответвлении от линии гидродвигателя.

его сопротивления уменьшается расход Q_1 и возрастает расход Q_2 ; скорость гидродвигателя при этом уменьшается. При полностью закрытом дросселе весь расход Q реализуется через предохранительный (или переливной) клапаны, а выходное звено гидродвигателя неподвижно.

Схема с дросселем на входе применима в том случае, если направление внешней силы, приложенной к выходному звену гидродвигателя, не совпадает с направлением его движения. Если гидродвигатель работает со знакопеременными нагрузками при больших ускорениях, такая схема непригодна. При изменении знака нагрузки гидродвигателя скорость его выходного звена может недопустимо возрасти и даже произойдет разрыв потока. При небольших колебаниях нагрузки это явление устраняется установкой в сливной линии подпорного клапана.

отрегулированного на давление 0,15 – 0,20 МПа, однако это уменьшает КПД системы.

В схеме с дросселем на выходе значительному повышению скорости гидродвигателя при изменении знака нагрузки противодействует сопротивление дросселя. Достоинством схемы является также то, что тепло, выделяющееся при прохождении жидкости через дроссель, отводится непосредственно в бак, минуя распределитель и гидродвигатель. Однако возрастают потери на трение в гидродвигателе вследствие значительного подпора его сливной линии при прикрытии дросселя.

В схеме с дросселем на ответвлении поток Q насоса также разделяется на два параллельных потока: Q_1 – через гидродвигатель, Q_2 – через дроссель. При полностью открытом дросселе весь поток насоса проходит через него, а выходное звено гидродвигателя неподвижно. По мере прикрытия дросселя расход Q_2 уменьшается, расход Q_1 увеличивается, вследствие чего возрастает скорость гидродвигателя. Предохранительный клапан, включается только в случае перегрузки гидродвигателя. Поэтому в энергетическом отношении система с дросселем на ответвлении экономичнее, чем система с дросселем на входе или выходе.

Однако все схемы гидроприводов, в которых скорость регулируется с помощью дросселя, независимо от места расположения его не обеспечивают постоянство скорости выходного звена гидродвигателя при неизменной настройке дросселя, если нагрузка в процессе работы изменяется. Объясняется это тем, что при изменении нагрузки гидродвигателя изменяется также перепад давления в дросселе. Для стабилизации скорости гидродвигателя при переменных нагрузках в схемах дроссельного регулирования применяется регулятор потока (на рис. 11.28, г показан включение его в линию, параллельную гидродвигателю, т. е. на ответвлении).

Системы дроссельного регулирования просты по устройству, что и обусловило их широкое применение. Однако КПД их низкий из-за больших потерь энергии при прохождении жидкости через дроссельные устройства, а также при отводе части потока по линии, параллельной гидродвигателю. Поэтому признано целесообразным применять дроссельное регулирование в гидроприводах малой мощности – примерно до 4 кВт.

Объемное регулирование осуществляется за счет изменения рабочих объемов насоса, гидромотора или обеих гидромашин, при этом

гидроприводы могут быть с разомкнутой или замкнутой циркуляцией потока. Гидромашины имеют ручное или автоматическое регулирование рабочих объемов.

Значительное распространение в последнее время на самоходных машинах нашли гидроприводы с замкнутой циркуляцией потока (ГЗЦ). ГЗЦ применяется для передачи мощности от двигателя к ходовой части с бесступенчатым регулированием скорости движения и силы тяги при ручном и автоматическом управлении. Такими приводами оборудован ряд зерно-, корне-, кормоуборочных комбайнов. В основном аналогичны им по схемам гидроприводы, применяемые в трансмиссиях хода роторных траншейных экскаваторов. Достоинства ГЗЦ: бесступенчатое регулирование и реверсирование скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передачи; большое быстродействие и низкая инерционность; низкая металлоемкость; возможность широкой унификации гидравлического оборудования при простой компоновке на машинах и широкой автоматизации управления при оптимальном режиме работы. Принципиальная схема ГЗЦ представлена на рис. 11.29.

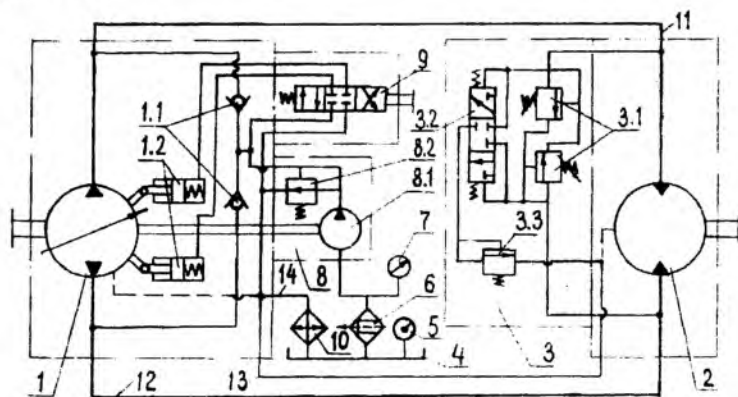


Рис. 11.29. Принципиальная схема гидропривода с замкнутой циркуляцией потока жидкости.

ГЗЦ состоит из регулируемого насоса 1, нерегулируемого гидромотора 2, гидроаппаратов управления жидкостью, вспомогательных устройств. Насос и гидромотор – аксиально-плунжерные гидромашины с наклонным диском и одинаковыми рабочими объемами. В ГЗЦ

основной поток жидкости, передающий энергию, движется от насоса 1 к гидромотору 2 и обратно в насос по замкнутому контуру. Сливная линия гидромотора является всасывающей для насоса. ГЗЦ представляет собой компактную, реверсивную систему высокой энергонасыщенности. Однако для нормального функционирования его замкнутый контур необходимо постоянно подпитывать рабочей жидкостью извне, так как и в насосе, и в гидромоторе имеются утечки ее. Для этого предусмотрена система подпитки, включающая бак 4, фильтр 6, насос подпитки 8.1, два обратных клапана 1.1 и переливной клапан 8.2. Шестеренный насос подпитки 8.1 с переливным клапаном 8.2 находится в общем корпусе 8, который крепится к корпусу основного насоса. Привод насоса подпитки осуществляется от вала основного насоса. Подпитка производится через один из обратных клапанов 1.1 в ту линию (11 или 12), которая при установленном направлении движения является сливной. Давление в сливной линии (1,0 – 1,5 МПа) поддерживается переливным клапаном 8.2.

Величина утечек жидкости в гидромашинах переменна. Она зависит от давления, скоростного режима, износа рабочих поверхностей. В связи с этим подача насоса подпитки должна превышать максимальную величину суммарных утечек. Поэтому излишки жидкости, поступающей от насоса подпитки к сливной линии замкнутого контура, сбрасываются через переливной клапан 8.2 и охладитель 10 в бак 4.

Гидроусилитель (следающий гидропривод) служит для управления подачей насоса 1. Он обеспечивает реверсирование и бесступенчатое регулирование подачи насоса 1 при воздействии на рычажок (или педаль) управления. Гидроусилитель включает насос 8.1 с переливным клапаном 8.2, трехпозиционный золотник 9, механическую систему связи его с входным звеном (рычажком или педалью управления), два гидроцилиндра 1.2. одностороннего действия, штоки поршней которых соединяются с опорной плитой наклонного диска насоса 1, звено обратной связи, соединяющее опорную плиту с золотником. Когда рычажок управления находится в исходном положении, соответствующем нулевой подаче насоса 1, наклонный диск установлен пружинами гидроцилиндров 1.2 под углом $\gamma = 0$ к оси приводного вала. При этом золотник 9 занимает нейтральную позицию, рабочие полости гидроцилиндров заперты, напорная и сливная линии гидроусилителя перекрыты, жидкость от насоса 8.1 поступает на подпитку замкнутого контура и на слив в бак через клапан 8.2, сливную линию 14, охладитель 10. Если отклонить рычажок управления в ту или

другую сторону от исходного положения, то золотник переместится в одну из рабочих позиций, изображенных на схеме 4.3. Жидкость поступит под давлением насоса 8.1 через открытый канал в золотнике в соответствующий гидроцилиндр 1.2 и переместит его поршень, вследствие чего наклонный диск повернется на угол, соответствующий некоторой подаче насоса. Одновременно из второго гидроцилиндра жидкость выгеснится поршнем на слив в бак через канал в корпусе насоса, золотник, сливную линию 14, охладитель 10. Пружина этого гидроцилиндра сожмется поршнем. Наклонный диск поворачивается до тех пор, пока перемещается рычажок управления. Если перемещение рычажка прекратить, то прекращается и поворот наклонного диска, так как с помощью звена обратной связи, соединяющего золотник с опорной плитой, золотник возвращается в нейтральную позицию, прекращая поток масла в гидроцилиндр. При этом устанавливается постоянная подача насоса и соответственно ей постоянная скорость вала гидромотора. Реверсивное движение рычажка управления обеспечивает реверсивное направление подачи насоса и скорости гидромотора.

Рабочая жидкость очищается от механических примесей, проходя через фильтр 6 тонкой очистки, установленный на всасывающей линии насоса подпитки. Работа фильтра контролируется с помощью вакуумметра 7. Температура жидкости определяется по термометру 5.

Для защиты гидропривода от перегрузки служат предохранительные клапаны 3.1, золотник 3.2, подпорный клапан 3.3. Наличие двух предохранительных клапанов обусловлено реверсивностью гидропривода. Предохранительные клапаны 3.1 отрегулированы на давление 35 МПа (при номинальном давлении в ГЗЦ, равном 21 МПа). В случае перегрузки гидромотора, когда давление в нагнетательной линии его достигает указанного предела, срабатывают предохранительный клапан и золотник 3.2, подключенные к этой линии. Золотник 3.2 под давлением жидкости, подведенной к его торцу, переводится автоматически из нейтральной в рабочую позицию. Рабочая жидкость, сбрасываемая через предохранительный клапан 3.1, поступает в сливную линию, а излишки ее, обусловленные увеличением объема в связи с резким уменьшением давления за клапаном, отводятся по параллельной линии через открытый в рабочей позиции канал золотника 3.2, подпорный клапан 3.3, сливные линии 13 и 14, охладитель 10 в бак 4. Подпорный клапан 3.3 поддерживает в сливной линии гидромотора необходимое давление (1,0 – 1,5 МПа). Дренажные утечки из гидро-

мотора отводятся по сливной линии 13 в полость насоса 1, откуда вместе с утечками последнего направляются по линии 14 к охладителю 10, а от него — в бак 4. На рис. 11.30, а представлена схема гидропривода замкнутой циркуляции (ГЗЦ) с нереверсивным насосом регулируемой подачи, управляемым автоматически по давлению. Как и в предыдущей схеме, основной поток здесь движется по замкнутому контуру: от насоса 1 через распределитель 6 к гидромотору 7 и от него снова к насосу 1.

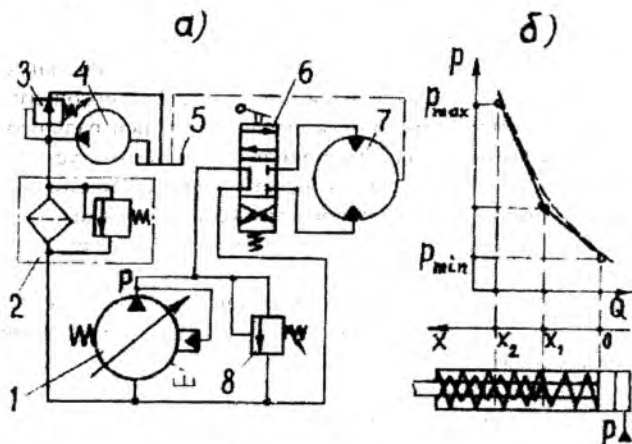


Рис. 11.30. Схемы объемного регулирования скорости гидродвигателя: а) принципиальная схема гидропривода с нереверсивным насосом, управляемым по давлению; б) схема действия регулятора мощности насоса.

В связи с нереверсивностью насоса гидромотор управляется распределителем, несколько упрощается при этом система подпитки. Она включает бак 5, насос 4, фильтр 2 (с предохранительным клапаном, который срабатывает при засорении фильтра или при низкой температуре рабочей жидкости), переливной клапан 3. Для защиты основной системы от перегрузки имеется предохранительный клапан 8.

В гидроприводах многих строительных, мелиоративных машин применяются одинарные (207.20, 207.32 и др.) и двоянные (223.20, 223.25 и др.) регулируемые аксиально-поршневые насосы, управляемые автоматически по давлению в напорной линии. Такой насос снабжен регулятором мощности, который автоматически поддержива-

ет приблизительно постоянную мощность потока жидкости, на выходе из насоса при изменении нагрузки на рабочем органе в заданных пределах. Принцип действия регулятора мощности поясняется схемой, представленной на рис. 11.30, б. С блоком цилиндров насоса соединяется шток поршня, расположенный в цилиндре. На поршень с одной стороны действует давление p жидкости, подведенной из напорной линии насоса, с другой – усилие двух пружин, имеющих различную жесткость и неодинаковую длину.

В отсутствие нагрузки на рабочем органе блок цилиндров отклонен большей пружиной на угол, соответствующий максимальной подаче насоса. При возрастании нагрузки на рабочем органе и вследствие этого возрастании давления p в напорной линии поршень регулятора перемещается и отклоняет блок цилиндров насоса на уменьшение подачи, что приводит к снижению скорости рабочего органа. В пределах некоторого перемещения x_1 поршня ему противодействует одна пружина, затем, далее от x_1 до x_2 – две. В результате этого гиперболическая зависимость $pQ = \text{const}$ (штриховая линия), определяющая постоянство мощности потока, аппроксимируется двумя прямыми линиями. Автоматическое регулирование производится в определенном заданном диапазоне. Например, для экскаваторов III–V размерных групп рекомендуется $p_{\max} = (2,4 \dots 2,6)p_{\min}$.

В технологических процессах многих машин требуется одновременно выполнять несколько операций, что вызывает необходимость в одновременном действии нескольких гидродвигателей. При этом гидродвигатели могут иметь самые различные рабочие перепады давления (сопротивления) и расходы.

Схемы гидроприводов разрабатываются с учетом возможности одновременного (синхронного) или неодновременного действия гидродвигателей, использования максимальной мощности насосной установки и обеспечения высокой производительности машины и классифицируются по следующим признакам:

а) по числу потоков рабочей жидкости, подаваемой от насосной установки для питания гидродвигателей основного оборудования – на одно- и многопоточные;

б) по возможности объединения потоков – с автономными и объединяемыми потоками;

в) по питанию гидродвигателей – с индивидуальным и групповым питанием.

В однопоточной схеме один или несколько насосов подают рабочую жидкость в одну напорную гидролинию. В многопоточной схеме применяется несколько насосов (два или более), которые могут одновременно подавать рабочую жидкость в разные напорные гидролинии.

Однопоточные схемы являются наиболее простыми. Они применяются на малогидрофицированных машинах (тракторах, бульдозерах, корчевателях, кусторезах и некоторых других), где представляется возможность обойтись только раздельно-агрегатной гидросистемой трактора. При необходимости одновременное действие двух гидродвигателей достигается путем параллельного или последовательного питания их.

Синхронное действие гидродвигателей при параллельном питании их от одного насоса достигается при условии равенства суммарных сопротивлений их линий (с учетом и сопротивлений гидродвигателей) от точки разделения до точки соединения потоков. Для схемы, представленной на рис. 11.31, а это значит, что сумма всех гидравлических сопротивлений линии А-1-3-В должна быть равна сумме всех гидравлических сопротивлений линии А-2-4-В. Если это равенство нарушается, то скорость гидродвигателя на более нагруженной линии упадет или он вообще действовать не будет, а весь поток жидкости пойдет по линии меньшего сопротивления, значительно увеличив скорость второго гидродвигателя.

Выравнивание сопротивлений параллельных линий при различных рабочих перепадах давлений гидродвигателей обеспечивается с помощью нерегулируемых или регулируемых вручную дросселей 3 и 4, встраиваемых в распределители или устанавливаемых отдельно в линиях, а также с помощью регуляторов потока, устанавливаемых в линиях менее нагруженных гидродвигателей. Эту же роль выполняют дроссельные автоматы-делители потока (см. рис. 11.10, а), встраиваемые в узел А и обеспечивающие деление потока в заданном соотношении, но их диапазон регулирования давления невелик. При значительной разнице в сопротивлениях гидродвигателей схема параллельного питания их от одного насоса дает большие потери энергии, обусловленные прохождением потока через прикрытый дроссель на линии менее нагруженного гидродвигателя. В таких случаях более эффективным является применение объемных делителей потока (рис. 11.10, б, рис. 11.11).

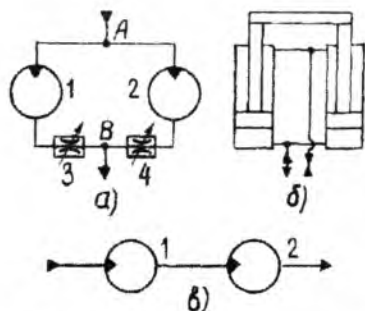


Рис. 11.31. Схемы синхронизации действия гидродвигателей путем: а) выравнивания гидравлических сопротивлений линий; б) жесткой механической связи выходных звеньев; в) последовательного соединения.

В ряде машин для выполнения одного движения применяются два гидроцилиндра, питаемых параллельно от одного насоса (рис. 11.31, б). Синхронное движение штоков этих цилиндров, с одинаковой скоростью достигается с помощью соединяющей их жесткой механической связи. При последовательном питании (рис. 11.31, в) весь поток от насоса поступает к первому гидродвигателю, а от него – ко второму. Синхронное действие гидродвигателей в этом случае достигается независимо от нагрузки на каждом из них. Давление насоса определяется суммой сопротивлений гидродвигателей и всех остальных элементов, находящихся на их линии (от насоса до бака – в гидроприводах разомкнутой циркуляции, от насоса через гидродвигатели до насоса – в ГЗЦ). При последовательном питании первый гидродвигатель работает в трудных условиях, так как сливная линия его подпирается значительным давлением, являющимся входным для второго гидродвигателя. Эту особенность нужно учитывать при подборе гидродвигателей для их совместной работы. В указанных условиях КПД первого гидродвигателя может быть значительно ниже, чем при условии свободного слива. Кроме этого, если первым гидродвигателем является силовой цилиндр с односторонним штоком, то расходы его и второго гидродвигателя будут разными.

Однопоточные системы с последовательным питанием гидродвигателей от насоса высокого давления применяются в машинах небольшой мощности. В машинах значительной мощности применяются многопоточные системы. Они обеспечивают независимость управления каждой из совмещенных операций. Однако это требует больших установочных мощностей. Для повышения коэффициента использования мощности в многопоточных системах предусматривается ручное

или автоматическое объединение потоков, автоматическое регулирование подачи в зависимости от давления.

11.3. Многопоточные гидросистемы

Многопоточные системы применяются в одноковшовых универсальных экскаваторах и машинах, созданных на базе их; в экскаваторах-дреноукладчиках, мелиоративных экскаваторах поперечного копания, каналоочистительных машинах, самоходных зерноуборочных и кормоуборочных комбайнах и других машинах. Двухпоточные системы обеспечивают независимое совмещение и регулирование скорости двух операций и чаще других применяются в различных машинах. Многопоточная гидросистема самоходного свеклоуборочного комбайна SF10 фирмы "Kleine" (ФРГ) обеспечивает автономное действие регулируемого гидропривода ведущих колес, а также следующих гидроприводов: вала измельчителя, ботвошвырателя, секции подкапывающих органов с транспортировочным валом, вальцовой группы с реверсивным устройством, роторных очистителей, свеклотранспортера, шнека загрузки бункера, выгрузного транспортера, автоматики рулевого управления и ведения глубины копки.

В полноповоротных экскаваторах 3 – 4-й размерных групп типовой является двухпоточная схема гидропривода с автоматически регулируемыми насосами, объединением потоков вручную и групповым параллельно-последовательным питанием гидродвигателей. На рис. 11.32 в качестве примера представлена схема гидропривода экскаватора ЭО-4121А.

Сдвоенный регулируемый аксиально-поршневый насос 3 подает рабочую жидкость из бака 1 двумя секциями А и В соответственно к двум секционным распределителям 5 и 6. В нейтральном положении всех золотников поток от секции А насоса 3 подается через проточный канал распределителя 5 к обратному клапану 26, за которым он объединяется с потоком от секции Б; далее весь поток насоса 3 поступает через проточный канал распределителя 6, радиатор 24 охлаждения и фильтры 25 в бак. Давление рабочей жидкости при этом на выходе из насоса равно 0,6 – 0,8 МПа.

Гидродвигатели приводятся в действие перемещением соответствующих золотников распределителей 5 и 6. Золотники 5.1, 5.2, 6.1 и 6.4 имеют постоянное назначение: с помощью золотников 5.1 и 6.4 осуществляется управление гидромоторами 12 и 18 хода; золотни-

ка 5.2 – гидромотором 13 механизма поворота платформы; золотника 6.1 – гидроцилиндрами 15 подъема стрелы. Назначение золотников 5.3, 6.2 и 6.3 зависит от вида сменного рабочего оборудования,

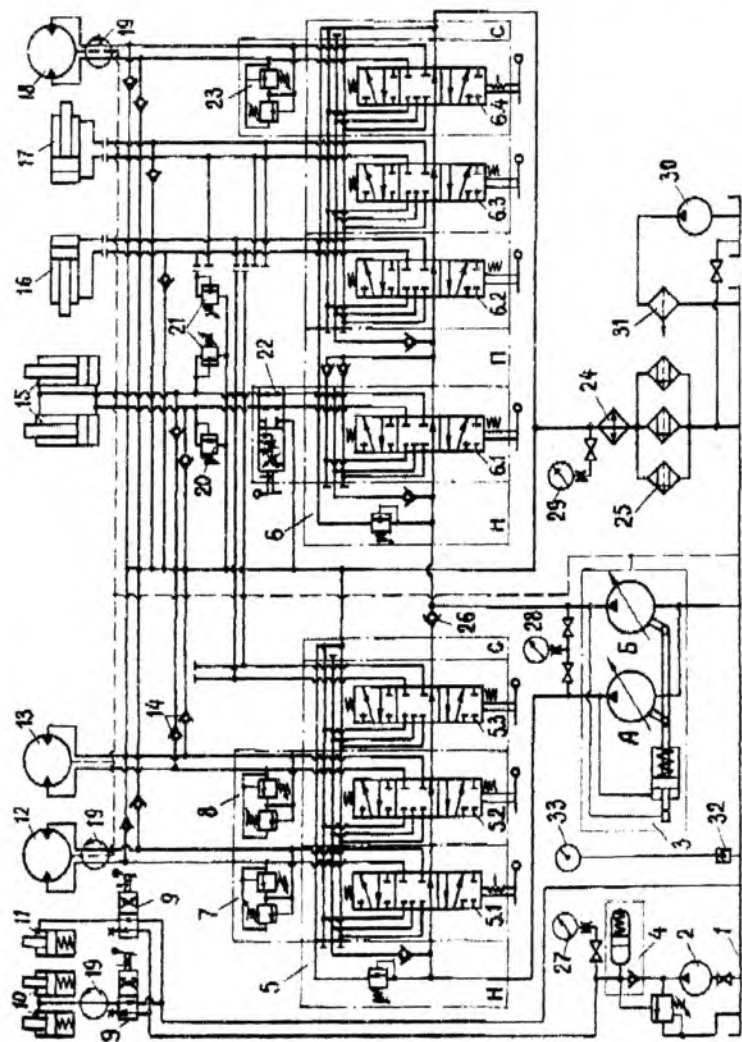


Рис. 11.32. Принципиальная схема гидропривода одноковшового экскаватора ЭО-4121А.

устанавливаемого на экскаваторе. С помощью золотника 5.3 можно управлять гидроцилиндром: рукояти обратной лопаты, рукояти прямой лопаты при независимом совмещении движения ее с движением стрелы или ковша, ковша погрузчика при независимом совмещении движения его с движением рукояти или стрелы, открывания днища ковша прямой лопаты, поворота грейфера. С помощью золотника 6.2 можно управлять гидроцилиндром 16 рукояти; прямой или обратной лопаты, погрузчика. С помощью золотника 6.3 можно управлять гидроцилиндром 17 ковша прямой или обратной лопаты, грейфера, ковша погрузчика.

Рабочая жидкость от распределителей 5 и 6 подается к гидромоторам 12 и 18 через центральный вращающийся коллектор 19.

Для совмещения двух рабочих операций (подъема стрелы с поворотом рукояти или ковша) по схеме последовательного включения гидродвигателей между рабочими секциями золотников 6.1 и 6.2 установлена промежуточная секция П. При одновременном включении золотника 6.1 и одного из золотников 6.2 или 6.3 рабочая жидкость, вытесняемая из штоковых полостей, гидроцилиндров 15 подъема стрелы, поступает в гидроцилиндр 16 рукояти или гидроцилиндр 17 ковша. При одновременном включении одного из золотников распределителя 5 и одного из золотников распределителя 6 секции насоса А и Б работают раздельно, каждая на соответствующее движение. Если золотники распределителя 5 не включены, потоки обеих секций насоса объединяются за обратным клапаном 26 и подаются в распределитель 6, поэтому рабочие движения, управляемые распределителем 6, осуществляются с удвоенной скоростью. Независимо от включения любых других движений стрелу можно опустить включением золотника 22 (это так называемое «безнасосное» опускание стрелы).

Золотник 6.1 находится при этом в нейтральной позиции. При включении золотника 22 рабочая жидкость вытесняется из бесштоковых полостей гидроцилиндров 15 в штоковые полости их и частично в сливную линию через дроссельные отверстия в золотнике 22 под действием веса рабочего оборудования. Предохранительный клапан 20 защищает трубопроводы и гидроцилиндры 15 от пиковых нагрузок, возникающих при резком торможении опускания стрелы в безнасосном режиме.

Предохранительные клапаны, установленные в напорных секциях Н распределителей 5 и 6, отрегулированы на давление 22 МПа.

На рабочих секциях золотников 5.1, 6.4 и 5.2 установлены блоки 7, 23 и 8 предохранительных клапанов, защищающих гидромоторы хода и поворота платформы от пиковых давлений при торможении или разгоне. Клапаны 7, 23 отрегулированы на давление 20 МПа, клапаны 8 – на давление 16 МПа.

Предохранительные клапаны 21 защищают полости гидроцилиндров 15 и 16 от чрезмерных реактивных давлений, возникающих при копании. Обратные клапаны 15 и другие, установленные на трубопроводах, подсоединенных к гидродвигателям, предназначены для подпитывания полостей гидродвигателей и трубопроводов после срабатывания предохранительных клапанов. Обратный клапан 26 исключает возможность движения потока от секции Б насоса 3 к распределителю 5.

Тормозами бортовых передач и механизма поворота управляет вспомогательная гидросистема, в которую входят шестеренный насос 2, гидроаккумулятор 4, краны 9 управления и гидроцилиндры 10, 11 одностороннего действия с возвратом поршней в исходное положение с помощью пружин. Гидроаккумулятор и установленный перед ним напорный клапан предназначены для разгрузки насоса 2. Шестеренный насос 30 служит для заправки гидросистемы рабочей жидкостью, которая очищается при этом фильтром 31, обеспечивающим тонкость фильтрации 25 мкм. Манометры 27, 28, 29, включаемые соответствующими кранами, предназначены для контроля состояния гидросистемы и настройки предохранительной аппаратуры. Температура рабочей жидкости в баке контролируется датчиком 32, сигналы от которого поступают к указателю 33, установленному в кабине.

11.4. Гидравлические усилители

Гидравлический усилитель – это устройство для управления машиной или агрегатом посредством жидкости с одновременным усилением мощности входного сигнала.

В системах ручного и автоматического управления машинами и производственными операциями нашли преимущественное применение *гидроусилители следающего типа (следающие гидроприводы)*. В таком усилителе ведомому звену (выходу) сообщаются движения, согласованные с перемещением и скоростью органа управления (входа) при требуемом увеличении мощности (силы или момента), получаемом путем использования энергии подаваемой жидкости. Источни-

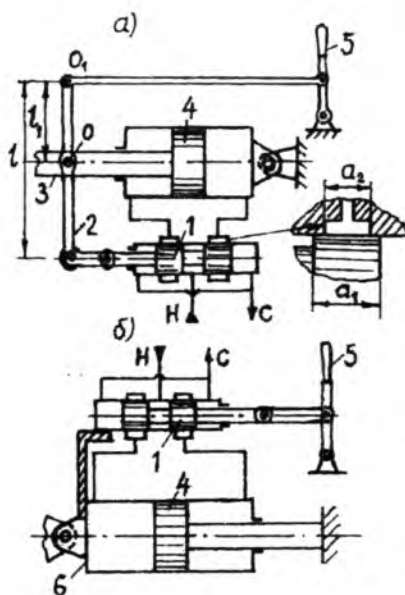


Рис. 11.33. Схемы простейших гидроусилителей с обратной связью: а) механической, б) гидравлической.

В простейшем гидроусилителе с механической обратной связью (рис. 11.33, а) перемещение ручки 5 передается посредством тяги рычагу 2. Так как сила, противодействующая движению золотника 1 распределителя меньше, чем сила, противодействующая движению поршня 4, связанного с управляемым объектом 3, то рычаг 5 повернется относительно точки О и переместит золотник. Рабочая жидкость пойдет с нагнетательной линии Н насоса в соответствующую полость гидроцилиндра, а с противоположной полости его будет вытесняться в сливную линию С. Если перемещение ручки будет прекращено, то движущийся поршень повернет рычаг 5 обратной связи вокруг точки О₁, что сообщит золотнику 1 перемещение, обратное тому, которое он получил от ручки управления. Расходные окна будут перекрываться золотником, скорость поршня — уменьшаться до полной остановки, когда золотник займет нейтральное положение.

В простейшем гидроусилителе с гидравлической обратной связью (рис. 11.33, б) корпус золотника 1 жестко связан с корпусом гидроци-

ком энергии является насос, приводимый в действие от двигателя машины. Степень усиления выходной мощности гидроусилителя по сравнению с мощностью входа (коэффициент усиления по мощности) практически не ограничена.

Согласованные действия входа с выходом в гидроусилителе обеспечиваются посредством устройства обратной связи. Обратной связью называют элемент, замыкающий систему либо часть ее так, что выход (гидродвигатель) сообщает посредством этой связи входу (золотнику распределителя) движение, обратное тому, которое он получил от задающего устройства (ручки управления). Обратная связь может быть механической или гидравлической.

линдра 6, а поршень 4 его неподвижен. При перемещении ручки 5 передвигается в том же направлении и золотник 1, при этом одна из полостей гидроцилиндра 6 сообщается с нагнетательной Н, а вторая – со сливной линией С. Гидроцилиндр 6 передает движение управляемому объекту до тех пор, пока движется ручка 5. При остановленной ручке управления гидроцилиндр, продолжая двигаться в заданном направлении, будет перемещать корпус золотника до нейтрального положения его расходных окон относительно поясков золотника, при этом движение цилиндра и управляемого объекта прекратится.

В гидроусилителях с ручным управлением машиной применяются преимущественно золотниковые распределители. Чаще всего они выполняются с положительным ($a_1 > a_2$) и редко с отрицательным ($a_1 < a_2$) или нулевым ($a_1 = a_2$) перекрытием золотника.

При положительном перекрытии поршень приходит в движение, когда смещение золотника превысит перекрытие $(a_1 - a_2)/2$. В зоне перекрытия перемещение золотника не вызывает перемещения поршня, в связи с чем ее называют *зоной нечувствительности* или *мертвой зоной*. В общем случае под мертвой понимают зону, в пределах которой изменение управляющего сигнала (входа) не вызывает по каким-либо причинам срабатывания исполнительного органа (выхода).

При отрицательном перекрытии нагнетательная линия Н гидроусилителя в нейтральном положении золотника соединена с обеими полостями гидроцилиндра и со сливной линией С. В этом случае, казалось бы, зоны нечувствительности нет. В действительности же для преодоления нагрузки исполнительного органа, сил трения в системе, сжатия жидкости необходим определенный перепад давления, чтобы поршень (или гидроцилиндр) пришел в движение. Следовательно, зона нечувствительности и здесь есть. Она тем больше, чем больше начальный зазор (отрицательное перекрытие). Минимальная зона нечувствительности доведена в гидрокопировальных станках до $\pm 0,005$ мм. Для этого применяют золотники с нулевым перекрытием.

К основным характеристикам гидроусилителей относятся чувствительность, точность и устойчивость. Эти характеристики обычно взаимосвязаны.

Чувствительность определяется рассогласованием входного и выходного звеньев гидроусилителя по перемещению. Она зависит, в первую очередь, от передаточного числа i кинематической цепи обратной связи – отношения смещения золотника к смещению подвижного элемента гидроцилиндра (поршня или корпуса) при фиксиро-

ванной ручке управления; для первой схемы рис. 11.33 $i = l / l_1$; влияют также упругость жидкости и трубопроводов, зазоры в соединительных звеньях, утечки жидкости, нагрузка выхода и масса присоединенных к нему деталей.

Точность слежения – это способность гидроусилителя воспроизводить с минимальной ошибкой (погрешностью) во времени перемещения выхода в соответствии с перемещением (сигналом) входа.

Устойчивость – есть способность гидроусилителя возвращаться в состояние установившегося режима равновесия после прекращения действия источника, нарушившего это равновесие. Нарушение может произойти в результате изменения входного сигнала или внешнего возмущения (изменения нагрузки) выхода, при этом могут возникать незатухающие колебания. Устойчивость системы нарушается также при недостаточной жесткости элементов (механических и гидравлических), в особенности в сочетании с высокой чувствительностью распределителя. Простым способом повышения устойчивости является увеличение перекрытия золотника и снижение передаточного числа (т.е. снижение усиления по скорости). Но это снижает быстроедействие и точность слежения гидроусилителя. Таким образом, чувствительность и устойчивость предъявляют противоположные требования: улучшается устойчивость – ухудшается чувствительность.

Одним из способов повышения устойчивости является введение искусственных утечек жидкости в гидроусилителе. Это создается, например, с помощью дроссельного отверстия диаметром 0,5 – 2,0 мм в поршне. С возрастанием утечек увеличивается зона нечувствительности.

Устойчивость можно повысить путем увеличения сопротивления трубопроводов. Для этого устанавливают дроссели в трубе на входе или выходе гидроцилиндра (или на входе и выходе), что понижает быстроедействие и увеличивает погрешность слежения.

Чтобы повысить устойчивость гидроусилителя против возможного колебательного процесса, применяют специальные демпферы (гасители колебаний), соединенные с золотником распределителя.

Сервоприводы следящего действия применяются в рулевых управлениях тракторов, автомобилей, самоходных комбайнов, погрузчиков и других машин. В них угол и скорость поворота управляемых колес пропорциональны углу и скорости поворота рулевого колеса. Основные их преимущества заключаются в удобстве управления, небольших

габаритах, быстром действии, а также в том, что они не передают на рулевое колесо колебания и толчки от управляемых колес.

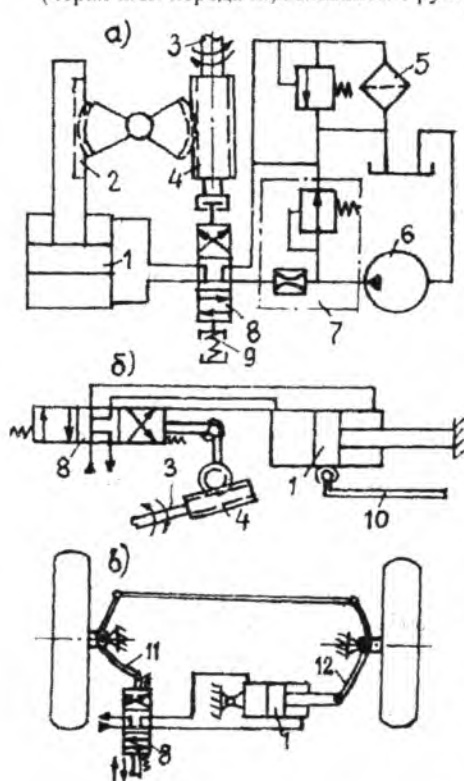
По устройству и компоновке агрегатов гидроусилители рулевого управления колесных машин, применяемых в сельском хозяйстве, делятся на четыре группы:

1) гидроцилиндр и распределитель сервопривода совмещены в одном агрегате с рулевым механизмом;

2) распределитель с гидроцилиндром совмещены в одном агрегате, а рулевой механизм установлен отдельно;

3) распределитель, гидроцилиндр и рулевой механизм представляют собой отдельные агрегаты, установленные в различных местах;

4) гидроусилитель представляет собой объемный гидропривод (червячной передачи, связанной с рулевым валом, нет).



В гидроусилителе *первой группы* (рис. 11.34, а) вал рулевой сошки жестко соединен с двухсторонним зубчатым сектором. Один сектор входит в зацепление с червяком 4, закрепленным на валу 3 рулевого колеса, а второй — с рейкой 2, связанной с поршнем 1 гидроцилиндра. Червяк крепится к золотнику 8 с помощью соединительного звена, в котором предусмотрен некоторый осевой зазор.

Рабочая жидкость поступает из насоса 6 к клапану 7 постоянного расхода и проходит через калиброванное отверстие его дросселя к

Рис. 11.34. Схемы гидроусилителей рулевого управления колесных машин: а) моноблочного, б) с совмещенной компоновкой распределителя и гидроцилиндра, в) с раздельным размещением распределителя и гидроцилиндра.

золотнику 8. Назначение клапана состоит в том, чтобы пропускать в гидроусилитель определенное количество рабочей жидкости независимо от подачи насоса, которая меняется при изменении частоты вращения вала двигателя. Неравномерная подача жидкости в гидроусилитель может привести к тому, что рулевое управление будет срабатывать слишком быстро или слишком медленно, что недопустимо по требованиям безопасности движения. Если насос подает больше жидкости, чем это необходимо, запорный орган клапана сожмет пружину, проходное сечение увеличится и излишек жидкости пройдет на слив в бак.

Когда машина движется прямолинейно, рулевое колесо не вращается, и золотник удерживается в нейтральном положении двухсторонней пружиной 9 нуль-установителя. Полости гидроцилиндра, а также нагнетательный и сливной каналы соединены между собой через сверления в золотнике. Поэтому поршень может перемещаться свободно, не мешая небольшому покачиванию сошки.

При повороте рулевого колеса червяк смещается вдоль оси благодаря люфту в зацеплении его с сектором. После выбора зазора в соединительном звене червяк при движении вдоль оси переместит золотник, например, вверх. При этом жидкость из нагнетательного канала поступит в бесштоковую полость (под поршень), а штоковая полость соединится со сливным каналом. Усилие, создаваемое поршнем, сместит рейку вверх, содействуя повороту рулевого колеса. Если прекратить вращение рулевого колеса, золотник под действием нуль-установителя займет нейтральное положение, и гидроусилитель выключится.

Гидроусилители описанной конструкции применяются в тракторах классов 9,14 кН, грузовых автомобилях ЗИЛ. Они компактны, однако не дают возможности широкой унификации и стандартизации агрегатов и деталей.

В гидроусилителе *второй группы* корпус распределителя 8 (рис. 11.34, б) жестко связан с корпусом гидроцилиндра, поршень 1 которого неподвижен. Золотник распределителя присоединен к рулевой сошке, а корпус гидроцилиндра – к продольной тяге 10.

Когда золотник находится в нейтральном положении, все полости распределителя и гидроцилиндра сообщены со сливной линией. При повороте рулевого колеса и связанного с ним вала 3 золотник смещается в соответствующую позицию. При этом одна из рабочих полостей гидроцилиндра соединяется с нагнетательной, а вторая – со сливной

линией. Под давлением рабочей жидкости корпус гидроцилиндра перемещается относительно неподвижно закрепленного штока с поршнем и тянет (или толкает) продольную рулевую тягу, которая через рулевой привод поворачивает колеса. После остановки рулевого колеса корпус распределителя, ведомый гидроцилиндром, надвигается на золотник до тех пор, пока не установится нейтральное положение; при этом управляемые колеса прекращают поворот.

Гидроусилители этого типа можно применять при любом стандартном рулевом механизме. В них рулевая сошка воздействует только на золотник, и, таким образом, гидроцилиндр не создает нагрузки на детали рулевого механизма. Они установлены на автомобилях МАЗ, автопогрузчиках, автоскреперах БелАЗ.

Типичная схема гидроусилителя *третьей группы* представлена на рис. 11.34, в. Распределитель 8 встроен между продольной рулевой тягой и левым поворотным рычагом 11, а шток гидроцилиндра 1 присоединен к правому поворотному рычагу 12 рулевой трапеции. В распределителе применено отрицательное перекрытие золотника. В нейтральном положении поршень гидроцилиндра может перемещаться в небольших пределах вдоль своей оси и не передавать на детали рулевого привода боковые толчки и удары, возникающие на управляемых колесах.

При повороте рулевого колеса вправо продольная тяга движется вперед, а при повороте влево — назад. Это вызывает перемещение корпуса распределителя в соответствующую позицию для правого или левого поворота управляемых колес. Обратная связь здесь механическая, она обеспечивается перемещением золотника с помощью рулевой трапеции.

Гидроусилители всех трех представленных групп имеют неразрывную механическую связь рулевого колеса с управляемыми колесами, поэтому позволяют управлять поворотом машины, хотя и с большим усилием, при неработающем двигателе.

Возможность применения стандартных узлов и деталей объемного гидропривода в рассмотренных гидроусилителях ограничена. В этом смысле более перспективны гидроусилители *четвертой группы*. Они получают все более широкое применение в самоходных комбайнах, тракторах, экскаваторах других машинах.

Объемный гидропривод рулевого управления (рис. 11.35) состоит из насоса Н, приводимого от двигателя, обратного клапана КО, двухступенчатого предохранительного клапана КПП, фильтра Ф с пере-

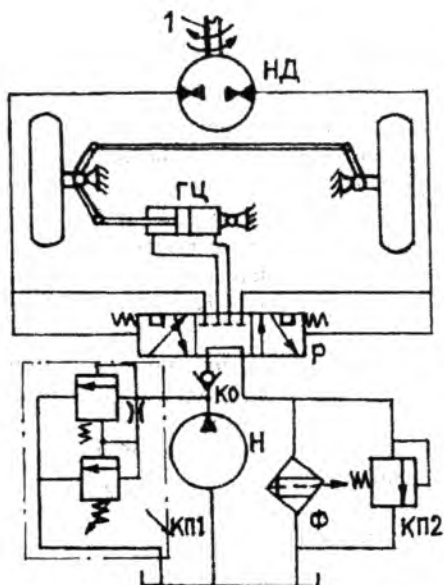


Рис. 11.35. Схема объемного гидропривода рулевого управления колесных машин.

поступает от насоса Н через соответствующие каналы распределителя Р в насос-дозатор, который в этом случае работает в режиме гидромотора и облегчает поворот рулевого колеса, а далее — в соответствующую полость гидроцилиндра ГЦ, шток которого поворачивает через рулевую трапецию управляемые колеса. Пока поворачивается рулевое колесо, давление на выходе насоса-дозатора больше, чем на входе. Если остановить его, то разность давлений становится равной нулю, золотник возвращается в нейтральное положение под действием той пружины, которая была сжата в рабочей позиции. Поворот управляемых колес прекращается.

Поворот колес возможен и при неработающем двигателе, когда насос Н не создает напорный поток жидкости. В этом случае гидромашина НД работает в режиме насоса, привод которого обеспечивается водителем при вращении рулевого колеса, усилие на котором во много раз возрастает.

пускным клапаном КП2, распределителя Р, насоса-дозатора НД, гидроцилиндра ГЦ, шток которого шарнирно соединен с левым поворотным рычагом рулевой трапеции, бака и гидролиний.

Насос-дозатор — это обратимая реверсивная гидромашина. Ротор его соединен с валом 1 рулевого колеса. В основном рабочем режиме, при повороте рулевого колеса, возникает разность давлений на насосе-дозаторе. Под действием ее золотник распределителя перемещается из нейтрального положения в одну из рабочих позиций. Поток жидкости под давлением

11.5. Импульсные гидроприводы

Импульсные гидроприводы применяются в качестве источников вибраций в испытательных и других установках, а также в машинах ударного действия (гидромолотах). Принцип действия их основан на использовании энергии мгновенного расширения предварительно сжатой жидкости или сжатого воздуха.

Вибрационный гидропривод (рис. 11.36, а) состоит из жидкостной пружины, представляющей собой заполненный жидкостью сосуд 2 с входящим в него плунжером, соединенным с поршнем 1 приводного гидроцилиндра. С другой стороны, поршень имеет шток, к которому прикладывается внешняя нагрузка.

Питание гидроцилиндра жидкостью обеспечивается с нагнетательной линии Н насоса через двухпозиционный распределитель 3 с электромагнитным управлением.

При включенной первой (верхней) позиции золотника жидкость под давлением p поступает в нижнюю полость гидроцилиндра и перемещает поршень с плунжером на некоторую высоту h вследствие сжимаемости жидкости. Давление p' в сосуде во столько раз больше давления p в цилиндре, во сколько раз площадь поршня больше площади плунжера, т.е. $p' = pD^2/d^2$ оно обычно выбирается равным 50 – 100 МПа. В верхнем положении плунжера, при накопленной жидкостью сосуда 2 определенной энергии, электромагнит перемещает золотник во вторую позицию, где нижняя полость гидроцилиндра сообщается со сливной линией С, после чего поршень 1 с присоединенной к нему нагрузкой мгновенно опускается вниз. Распределитель 3 рассчитывается на

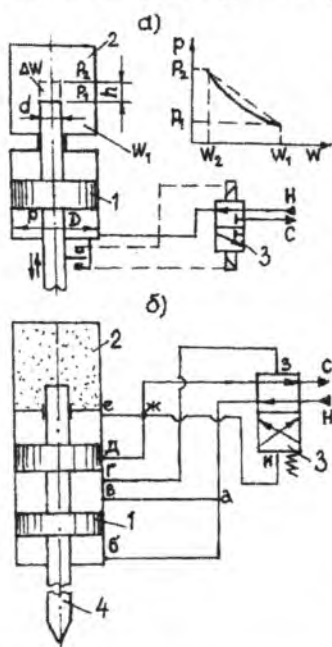


Рис. 11.36. Схемы импульсных гидроприводов: а) вибрационного действия; б) ударного действия (гидромолота)

освобождение энергии жидкости, сжатой в сосуде 2, в возможно короткое время (0,005 – 0,01 с), благодаря чему представляется возможным получить при небольших габаритах привода большую мгновенную мощность.

Если в нижнем положении плунжера давление и объем жидкости в сосуде 2 равны p_1 и W_1 а в верхнем – p_2 и W_2 , то разность объемов

$$\Delta W = W_1 - W_2 = \frac{W_1}{E_{\text{ж}}} (p_2 - p_1), \quad (11.14)$$

где $E_{\text{ж}}$ – модуль объемного сжатия жидкости.

Следовательно, ход плунжера

$$h = \frac{4\Delta W}{\pi d^2} = \frac{4}{\pi d^2} \cdot \frac{W_1}{E_{\text{ж}}} (p_2 - p_1), \quad (11.15)$$

а потенциальная энергия, которой обладает жидкость в сосуде при верхнем положении плунжера, приблизительно равна

$$E \approx 0,5(p_2 + p_1)\Delta W = 0,5(p_2^2 - p_1^2) \frac{W_1}{E_{\text{ж}}}. \quad (11.16)$$

Гидромолот (рис. 11.36, б) имеет гидроцилиндр с двумя поршнями 1 и плунжером, сосуд 2, заполненный сжатым воздухом, ударный инструмент 4, двухпозиционный золотник 3 с гидравлическим управлением.

Если включена первая (верхняя) позиция золотника, поршни с плунжером и ударным инструментом перемещаются вверх, при этом в сосуде 2 сжимается воздух. Направления потоков жидкости: *наб* – нагнетание жидкости в нижнюю полость; *навзз* – удержание золотника в данной позиции; *еже* – слив жидкости из верхней полости.

Когда нижним поршнем перекроется канал *ва*, а верхним откроется канал *дж*, снимается давление с верхнего торца золотника (направление потока *зджс*), поэтому под действием пружины золотник перемещается во вторую позицию. Из нижней полости гидроцилиндра жидкость сливается по направлению *бас*. Быстрое движение ударного инструмента вниз обеспечивается энергией сжатого воздуха, а также давлением на верхний поршень жидкости, движущейся по направле-

нию *н.жс*; золотник удерживается в этой позиции под давлением жидкости по направлению *н.жн*. Далее цикл повторяется.

Промышленностью выпускаются гидромолоты, навешиваемые в качестве сменного оборудования вместо ковшей на экскаваторы, с энергией удара около 3 кДж, частотой 150 – 1800 ударов в минуту. Выпускаются сваебойные гидромолоты с ударной массой 500 и 1800 кг, энергией удара 18 – 75 кДж, а также ручные гидравлические молотки ($E = 60 - 100$ Дж) с питанием от портативных насосных станций с электродвигателями.

11.6. Объемные гидropередачи

Гидропередача представляет собой насос и гидродвигатель, соединенные гидролиниями и расположенные в общем корпусе. В объемной гидропередаче (ОГП) насос и гидромотор – объемные гидромашины. Если в ней весь поток мощности от двигателя передается к исполнительному механизму гидравлическим путем, она называется полнопоточной. На рис. 11.37 представлены варианты нерегулируемой и регулируемых объемных полнопоточных передач (показан в каждом случае только силовой контур; системы подпитки, предохранения от перегрузки, управления рабочими объемами гидромашин аналогичны представленным на рис. 11.29 и поэтому опущены).

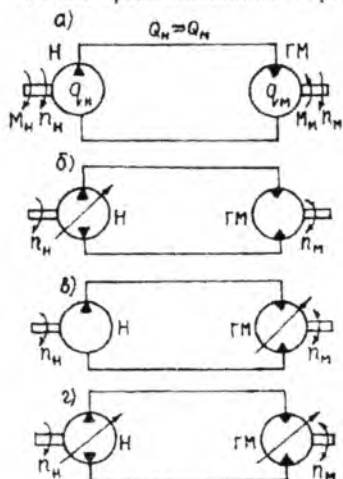


Рис. 11.37. Схемы объемных полнопоточных гидропередач: а) нерегулируемой, б) с регулируемым насосом, в) с регулируемым гидромотором, г) с регулируемым насосом и гидромотором

Преобразующие свойства полнопоточной гидропередачи характеризуют следующие параметры (при выводе см. рис. 11.37, а).

Кинематическое передаточное отношение

$$i = \frac{n_m}{n_n} = \frac{\frac{Q_m \eta_{o,m}}{q_m}}{\frac{Q_n}{q_n \eta_{o,n}}} = \frac{q_n}{q_m} \eta_{o,n} \eta_{o,m}, \quad (11.17)$$

где n_m, n_n – частоты вращения валов насоса и гидромотора; q_m, q_n – рабочие объемы насоса и гидромотора; $\eta_{o,m}, \eta_{o,n}$ – объемные КПД насоса и гидромотора.

В формуле (11.16) принято, что расход гидромотора Q_m равен подаче насоса Q_n . Это соответствует действительности, так утечки в гидроаппаратах обычно мизерны и ими можно пренебречь. Как видно из (11.16) кинематическое передаточное отношение нерегулируемой ОГП, в отличие от механической передачи является в определенной мере изменяющейся величиной, так как объемные КПД насоса и гидромотора зависят от частот вращения их валов и рабочих перепадов давлений.

Силовое передаточное отношение (коэффициент трансформации момента)

$$k = \frac{M_m}{M_n} = \frac{\frac{\Delta p_m q_m \eta_{m,m}}{2\pi}}{\frac{\Delta p_n q_n}{2\pi \eta_{m,n}}}, \quad (11.18)$$

где M_m, M_n – крутящие моменты на валах насоса и гидромотора $\Delta p_n, \Delta p_m$ – рабочие перепады давлений в насосе и гидромоторе; $\eta_{m,n}, \eta_{m,m}$ – механические КПД насоса и гидромотора.

Так как $\Delta p_m = \Delta p_n \eta_{г.л}$ где $\eta_{г.л}$ – КПД, учитывающий потери энергии в гидролиниях, то формула (11.17) приобретает следующий вид:

$$k = \frac{q_m}{q_n} \eta_{m,n} \eta_{m,m} \eta_{г.л}. \quad (11.19)$$

Коэффициент полезного действия полнопоточной ОГП

$$\eta_{огп} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \omega_m}{M_n \omega_n} = ki = \eta_n \eta_m \eta_d. \quad (11.20)$$

где N_m, N_n – потребляемые мощности насоса и гидромотора; ω_m, ω_n – угловые скорости вращения валов насоса и гидромотора; η_n, η_m – общие КПД насоса и гидромотора.

Величина $\eta_{огп}$ зависит от совершенства применяемых гидромашин. В лучшем случае, когда применяются аксиально-поршневые гидромашины с наклонным блоком и работают на номинальных параметрах $\eta_{огп} = 0,94 \cdot 0,92 \cdot 0,97 = 0,84$.

Однако несомненными достоинствами ОГП являются возможности бесступенчатого регулирования и реверсирования скорости выходного вала (рис. 11.37, б, в, г), автоматизации управления машиной, более высокая нагрузка двигателя по сравнению с применением механической передачи. Диапазон регулирования скорости намного расширяется, если в ОГП применяются обе регулируемые гидромашин (рис. 11.37, г).

Объемная гидромеханическая (двухпоточная) передача (ОГМП) представляет собой комбинацию планетарного механизма и регулируемой ОГП. Смысл такой комбинации заключается в том, чтобы, сохранив бесступенчатость регулирования скорости, присущую ОГП, значительно повысить КПД и улучшить массово-габаритные показатели. В ОГМП большая часть мощности идет через шестерни планетарного механизма, а меньшая – через ОГП (регулируемую и реверсивную). На выходном валу оба потока мощности суммируются. Общий КПД такой передачи достигает 0,9 – 0,92.

Наиболее распространенной является схема ОГМП, в которой двигатель соединяется валом 1 с солнечной шестерней (рис. 11.38, а), а выходной вал 2-е водилом планетарного механизма ПМ. Регулируемый насос Н приводится через вспомогательную шестеренную передачу от первичного вала 1 и питает гидромотор ГМ, вал которого через промежуточную шестеренную передачу соединен с коронной шестерней планетарного механизма. Это позволяет изменять бесступенчато частоту вращения коронной шестерни и в итоге – частоту вращения выходного вала 2.

Проанализируем возможности бесступенчатого регулирования частоты вращения выходного вала n_2 , используя закон планетарного механизма

$$n_2 = n_{\text{в}} = \frac{n_c + i' n_k}{1 + i'}, \quad (11.21)$$

где $n_{\text{в}}$, n_c , n_k – соответственно частоты вращения водила, солнечной и коронной шестерен; $i' = z_k / z_c$ – передаточное число планетарного механизма; z_k , z_c – соответственно числа зубьев коронной и солнечной шестерен.

Если качающий узел насоса занимает нейтральное положение, то гидромотор и соответственно коронная шестерня заторможены, т.е. $n_k = 0$. Тогда, согласно (11.21) $n_2 = n_c / (1 + i')$ выходной вал 2 вращается в несколько раз медленнее первичного вала 1. При постепенном увеличении рабочего объема насоса H частота вращения вала гидромотора и коронной шестерни возрастает, следовательно, возрастает также частота вращения выходного вала. В случае $n_k = n_1$ получается прямая передача $n_1 = n_2$. При вращении коронной шестерни в обратном направлении и регулировании ее скорости с помощью ОГП частота вращения выходного вала снижается до 0 при $n_k = -n_c / i'$, далее она также бесступенчато регулируется и при $n_k = -n_c$ равна $n_2 = n_c (1 - i') / (1 + i')$. Таким образом, рассмотренная схема ОГМП обеспечивает бесступенчатое асимметричное регулирование скорости выходного вала. Недостатком ее является то, что нулевое положение качающего узла насоса не совпадает с нулем скорости вращения выходного вала 2, поэтому в системе управления подачей насоса необходимо иметь устройство, фиксирующее нуль скорости этого вала.

На рис. 11.38, б представлена принципиальная схема бесступенчатой трансмиссии «Variö», применяемой в колесных тракторах германской фирмы Fendt. Основу ее составляет ОГМП, в которой поток мощности от двигателя поступает через первичный вал 1 на водило планетарного механизма ПМ, а также через муфту сцепления МС и редуктор диапазонов РД2 на задний вал отбора мощности (ВОМ) 4. Гидромашины ОГП – регулируемые аксиально-поршневые с наклонным блоком. Насос Н приводится от коронной шестерни, а два гидромотора ГМ1 и ГМ2 (в некоторых тракторах применяется только один) присоединены к суммирующему валу 3, а последний соединен с солнечной шестерней. С суммирующего вала поток мощности поступает через двухдиапазонный редуктор РД1 и главную передачу с дифференциалом ГПД на полуоси 5 ведущих колес. От ведомого вала редуктора

РД1 обеспечивается привод через вал 6 переднего ВОМ.

Регулирование скорости трактора осуществляется в ОГП синхронным изменением углов поворота блоков цилиндров насоса β_n и гидромоторов β_m .

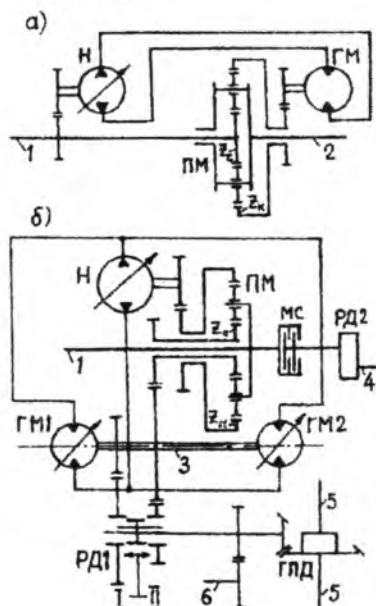


Рис. 11.38. Схемы объемных гидромеханических (двухпоточных) передач с суммированием мощностей: а) на водиле планетарного механизма; б) на валу, соединенном с солнечной шестерней планетарного механизма.

Трактор стоит: $\beta_n = 0$, $\beta_m = 45^\circ$, коронная шестерня вместе с валом насоса вращаются вхолостую, солнечная шестерня неподвижна, так как гидромоторы заторможены (подача насоса равна 0).

Трогание с места обеспечивается плавным увеличением угла поворота блока насоса.

Регулирование скорости при движении трактора вперед: сначала увеличивают угол β_n до 45° , далее синхронно уменьшают углы β_m от 45° до 0. При $\beta_m = 0$ вся мощность двигателя передается через солнечную шестерню механическим путем, коронная шестерня заблокирована насосом, так как расходы гидромоторов равны 0.

С помощью переключателя в РД1 может быть установлен рабочий I или транспортный II диапазоны; переключение диапазонов производится только при остановленном тракторе.

Задний ход трактора обеспечивается поворотом блока насоса в противоположную сторону ($\beta_m \leq 30^\circ$).

Рассмотренная бесступенчатая трансмиссия позволяет управлять режимами работы трактора с помощью одного многофункционального рычага типа «джойстик» и бортового компьютера (автоматической системы "Varioto-nic").

11.7. Особенности эксплуатации объемных гидроприводов

Надежная и длительная работа гидромашин и гидроприводов возможна только при тщательном соблюдении правил эксплуатации. Необходимо ежедневно проверять уровень жидкости в баке, герметичность соединений, состояние креплений гидромашин. Во время пуска и в процессе работы нужно следить за состоянием гидромашин по уровню звука. Стук внутри корпуса гидромашин не допускается. Нельзя допускать длительную перегрузку гидромашин, так как она приводит к повышенному износу или даже к поломкам в гидроприводах.

Категорически запрещается эксплуатация гидропривода на рабочих жидкостях, не указанных в паспорте или инструкции.

Масло, применяемое в гидроприводе, служит не только в качестве рабочей жидкости. Оно одновременно смазывает трущиеся поверхности, работающие при высоких скоростях и нагрузках. Поэтому загрязнение масла механическими примесями, влагой вызывает образование задиров на трущихся сопряженных поверхностях, ускоряет их износ, приводит к преждевременным неисправностям. Заправка гидроприводов, в которых используются аксиально-поршневые гидромашин, должна осуществляться только через фильтры с тонкостью очистки до 20 мкм. При демонтаже, монтаже элементов гидропривода нужно всегда соблюдать тщательную чистоту и аккуратность.

Необходимо своевременно производить замену фильтрующих элементов тонкой очистки жидкости в гидроприводах. В ГЗЦ состояние этого фильтра контролируется с помощью вакуумметра. По мере засорения фильтра разрежение за ним увеличивается. При разрежении 0,024 МПа (стрелка вакуумметра находится у красной части шкалы) фильтрующий элемент подлежит замене; работа гидропривода при более высоком разрежении запрещена, так как при этом неизбежным

является недостаточная подпитка рабочей жидкостью замкнутого контура, что может привести к ускоренному износу и неисправностям в гидромашинах. С начала эксплуатации необходимо заменять фильтрующий элемент независимо от показаний вакуумметра после первых 10, затем через 50, 100 и 1000 моточасов работы.

Замену рабочей жидкости в гидроприводе нужно производить строго в установленные сроки, предусмотренные инструкцией по эксплуатации. Так, в ГЗЦ заменять масло МГ-30У необходимо сначала через 500, а затем регулярно через 2000 моточасов. Кроме этого чистоту рабочей жидкости рекомендуется контролировать через каждые 500 моточасов работы гидропривода путем отбора пробы 0,5 дм³ и отстаивания в течение 24 ч. Если после отстаивания на дне посуды есть осадок, то рабочую жидкость необходимо заменить.

Перед эксплуатацией при отрицательных температурах наружного воздуха гидропривод полагается прогреть. С этой целью допускаются включение и работа насоса без значительной нагрузки с постепенным повышением частоты вращения его вала и небольшим дросселированием потока жидкости.

Условия эксплуатации машин, работающих в агрессивной технологической среде, имеют свои определенные особенности. Эксплуатация гидроприводов в таких условиях отличается тем, что их рабочая жидкость загрязняется мелкодисперсными частичками, способными благодаря своим особым свойствам оказывать более вредное воздействие, чем обычная абразивная среда, как на саму рабочую жидкость, так и на трущиеся соединения гидроагрегатов.

Процесс изменения противоизносных свойств рабочей жидкости при попадании в нее минеральных удобрений объясняется следующим: часть нерастворенных мелкодисперсных частиц удобрений вместе с рабочей жидкостью под давлением проходит через зазоры трущихся соединений, вызывая гидроабразивное и абразивное изнашивание. Остальная часть, вступив в реакцию с водой, изменяет эксплуатационные свойства масла.

Интенсивность коррозионного воздействия зависит от количества нерастворенной воды, растворимости удобрений и их химической активности. В рабочей жидкости гидросистем тракторов в весенне-летних условиях можно обнаружить 0,001...0,54% по массе воды. В зимних условиях количество воды достигает 1% по массе.

Наличие минеральных удобрений и воды в масле при эксплуатации увеличивает его коррозионную способность по сравнению с маслом в состоянии поставки в 7...9 раз, а наличие только воды (без удобрения) – в 3 раза.

Для обеспечения надежной работы насоса при его установке и монтаже гидросистемы необходимо:

- выбрать такую конструкцию привода его, которая исключала бы передачу радиальных и осевых усилий на вал насоса и допускала бы возможность его радиальных перемещений до 0,3 мм;

- обеспечить скорость течения жидкости во всасывающей гидролинии не более 1,5 м/с, а разрежение – не выше 260 ГПа;

- монтировать всасывающую гидролинию по возможности короткой с минимальным числом перегибов, причем установка кранов, фильтров и клапанов на ней не рекомендуется;

- проследить, чтобы на насос не передавались механические усилия от деформации и перемещения присоединяемых к нему гидролиний;

- проследить, чтобы уровень жидкости в баке был выше входного отверстия насоса не менее чем на 150 мм.

Для снижения вредного влияния на насос вибрации, пульсации давления и резонансных явлений целесообразно установить компенсирующее звено на участке напорной гидролинии.

При эксплуатации гидромоторов особое внимание следует обратить на давление в дренажном трубопроводе, так как увеличение его сверх допустимой величины вызывает износ манжеты уплотнения ведущего вала.

Ввиду использования рабочей жидкости в качестве смазки подшипников гидромотора недопустимо продолжительное вращение его по инерции после остановки приводного насоса, а также работа при температуре рабочей жидкости выше предельных величин.

Большое влияние на долговечность гидромоторов оказывает динамика работы гидросистемы, поэтому в гидроприводах машин предусматривают устройства для снижения пика давления, особенно при пуске и реверсировании.

Устанавливая гидроцилиндры, следят, чтобы отверстия проушины штока и гильзы совпадали с сопрягаемыми отверстиями на раме машин; монтаж гидроцилиндра с принудительным изгибом штока запрещается.

Гидроцилиндры не требуют специального ухода и регулировок, но все же в процессе работы следует обращать внимание на то, чтобы линейная скорость поршня и штока не превышала 0,5 м/с, а также предохранять шток от забоин, попадания загрязнений, своевременно заменять уплотнения, смазывать шарнирные соединения.

Монтируя гидрораспределители и регулирующую аппаратуру, не допускают в них наружной течи масла и попадания воздуха при возникновении разрежений, а также осевых или радиальных усилий, передаваемых на гидроагрегаты.

Рекомендуется гидрораспределители моноблочного типа устанавливать выше или на уровне масла в баке и следить за тем, чтобы сопротивление в сливной магистрали от гидрораспределителя в бак при свободном перетекании масла (позиция «нейтральная» для всех золотников) не превышало 0,05...0,1 МПа. Несоблюдение данного условия вызывает разрыв нижней крышки гидрораспределителя.

Используя гидрораспределители с клапанной разгрузкой насоса следует помнить, что задержка рукоятки в позициях «Подъем» или «Принудительное опускание» по окончании рабочего хода поршня гидроцилиндра приводит к тому, что клапанное устройство гидрораспределителя начинает работать на предельном давлении, а это может вызвать перегрев масла, подтекание в соединениях гидросистемы и быстрый выход насоса из строя.

Надежная работа гидрораспределителей и регулирующей аппаратуры обеспечивается при оптимальной вязкости рабочей жидкости, при температуре промышленных масел от 10 до 50°C и моторных – от 30 до 80°C. В условиях более низких температур наблюдаются отказы автоматических устройств золотников и клапанов серводействия.

Перед монтажом новые трубопроводы во внутренней поверхности протравливают, нейтрализуют, тщательно очищают и промывают потоком рабочей жидкости.

У трубопроводов длиной более 1 м предусматривают промежуточное крепление к машине, обеспечивающее жесткость и гашение вибрации. Крепление не должно препятствовать температурным деформациям трубопровода. Запрещается монтировать трубопроводы с натяжением.

Работоспособность и долговечность гидравлического оборудования в значительной мере зависят от соблюдения правил их консервации и хранения. Поэтому соблюдение инструкций по хранению – залог безотказной работы при эксплуатации.

12. ДИНАМИЧЕСКИЕ ГИДРОПЕРЕДАЧИ

12.1. Рабочие процессы и внешние характеристики динамических гидropередач

Главными элементами динамической гидropередачи являются центробежный насос и реактивная турбина. Энергия от насоса к турбине передается путем динамического взаимодействия потока жидкости и лопастных систем рабочих колес. Рабочие колеса насоса и турбины предельно сближены в одном компактном агрегате. При этом отпадает необходимость в промежуточных устройствах – трубопроводах, спиральных камерах, диффузорах, служащих для подвода и отвода жидкости. Устраняются и весьма существенные потери в этих устройствах. Поэтому КПД динамических гидropередач определяется в основном только потерями в рабочих колесах и достигает достаточно высоких значений: 0,85 – 0,98.

Различают динамические гидромуфты и гидротрансформаторы. Гидромуфта передает без изменения крутящий момент, преобразуя скорость; степень преобразования скорости зависит от сопротивления на выходном валу.

Гидротрансформатор помимо преобразования скорости трансформирует и передаваемый крутящий момент. Последнее обеспечивается тем, что в нем, кроме насосного и турбинного колес, имеется неподвижный направляющий аппарат (реактор).

Динамические гидropередачи получили широкое применение в стационарных и мобильных машинах ввиду ряда присущих им достоинств:

1. Они передают энергию от двигателя к трансмиссии посредством жидкости, т.е. отсутствует жесткая связь элементов. Поэтому двигатель и трансмиссия защищены от вредного влияния пульсации нагрузки и перегрузки. По данным проф. Анохина В. И. и его школы долговечность двигателя и трансмиссии гусеничного трактора класса 30 кН с гидротрансформатором возрастет почти в два раза по сравнению с аналогичным трактором, имеющим механическую трансмиссию.

2. При возрастании нагрузки на ведомом валу автоматически падает скорость вращения его, т.е. обеспечивается автоматическое регулирование скорости движения машины. Это очень ценное свойство для тяговых машин. Наличие гидротрансформатора позволяет уменьшить число рабочих передач в трансмиссии в 2 – 3 раза. Водителю город-

ского автобуса с механической трансмиссией приходится пользоваться рычагом коробки передач и педалью муфты сцепления порядка 1500...2000 раз за смену. При наличии же гидротрансформатора число переключений передач сокращается во много раз, что существенно облегчает работу водителя и повышает производительность.

Сокращение числа переключений передач, а также более высокая нагрузка двигателя (на 8...12%) обеспечивают повышение производительности трактора на 15...35%.

3. Гидродинамическая передача позволяет плавно трогать машину с места и плавно переходить с одного режима работы на другой. В связи с этим в ряде конструкций отпадает необходимость в муфте сцепления; плавное трогание машины с места производится увеличением частоты вращения вала двигателя.

4. Гидродинамические передачи обладают высокой надежностью, бесшумны в работе.

Гидромуфта (рис. 12.1) состоит из насосного колеса 1, колеса турбины 2, вращающегося кожуха 3. Насосное и турбинное колеса имеют лопасти, направленные радиально. Первое колесо соединено с ведущим валом 5, второе – с ведомым 4. Насосное колесо, вращаясь от двигателя, передает его энергию жидкости, заполняющей гидромуфту. Жидкость, поступая на лопасти турбинного колеса, преобразует эту энергию в механическую работу на ведомом валу и заставляет последний вращаться. Выйдя из турбинного колеса, жидкость вновь попадает в насосное, и в гидромуфте устанавливается замкнутая циркуляция жидкости между рабочими колесами.

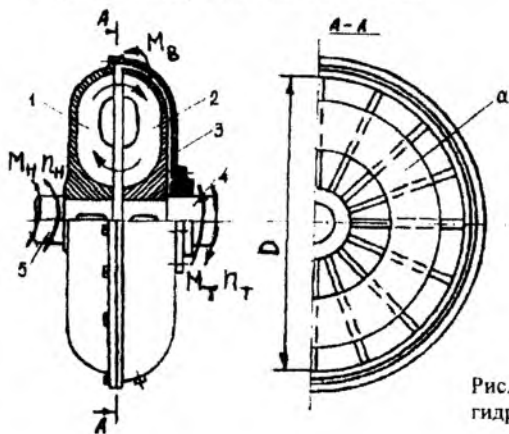


Рис. 12.1. Принципиальная схема гидромуфты.

Таким образом, связующим звеном между ведущим и ведомым валами в гидромуфте является жидкость. Такая передача энергии происходит с определенными потерями, внешне выражающимися в том, что ведомый вал 4 отстает от ведущего 5, как говорят, проскальзывает. Эти потери энергии превращаются в тепло, которое отводится в окружающую среду. В мощных муфтах для интенсификации теплообмена устраивается отвод части жидкости во внешний теплообменник, однако это несколько снижает их КПД.

При установившемся режиме работы сумма моментов на ведущем и ведомом валах гидромуфты равна нулю

$$M_n - M_T - M_b = 0, \quad (12.1)$$

где M_n – момент, приложенный со стороны двигателя; M_T – момент сопротивления потребителя; M_b – момент трения вращающегося корпуса о воздух.

В гидромуфте между насосным и турбинным колесами отсутствуют какие-либо элементы, способные изменить момент количества движения потока жидкости, поэтому передача момента осуществляется без изменения его величины. Если пренебречь величиной момента трения вращающегося кожуха о воздух, то можно считать, что момент ведущего вала равен моменту ведомого, т.е. $M_T = M_n$.

Отношение разности частоты вращения насосного и турбинного колес к частоте вращения насосного колеса называется скольжением

$$s = \frac{n_n - n_T}{n_n} = 1 - i, \quad (12.2)$$

где $i = n_T / n_n$ – передаточное отношение гидромуфты.

КПД гидромуфты на рабочих режимах ($M_T = M_n$)

$$\eta_{гм} = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T \omega_T}{M_n \omega_n} = \frac{n_T}{n_n} = i. \quad (12.3)$$

Как видно из формулы (12.3) зависимость $\eta = f(i)$ на рабочих режимах представляет прямую линию, выходящую из начала координат. Однако при очень малых нагрузках турбины момент трения M_b кожуха о воздух существенно влияет на КПД, изменяя характер протекания его по формуле

$$\eta_{\text{гм}} = \left(1 - \frac{M_{\text{в}}}{M_{\text{н}}}\right) i. \quad (12.4)$$

Поэтому при некотором значении $i = 0,94 \dots 0,93$ КПД достигает максимума и затем при дальнейшем увеличении i резко падает. Режим работы гидромукфы при максимальном КПД принят в качестве расчетного.

Проанализируем изменение крутящих моментов на колесах гидромукфы при постоянной частоте вращения насосного колеса и изменении скорости вращения турбины. Используя известную теорему Л. Эйлера об изменении момента количества движения, запишем для турбинного колеса: момент на этом колесе равен разности моментов количества движения на входе и выходе его

$$M_{\text{т}} = M_1 - M_2 = \rho Q (v_1 r_1 \cos \alpha_1 - v_2 r_2 \cos \alpha_2), \quad (12.5)$$

где v_1, v_2 — абсолютные скорости жидкости на входе и выходе турбины, r_1, r_2 — радиусы входа и выхода потока; α_1, α_2 — углы между абсолютными и переносными (окружными) скоростями частиц жидкости на входе и выходе турбины.

При остановленной турбине поток жидкости обтекает неподвижные лопасти ее, поэтому угол $\alpha_2 = 90^\circ$, следовательно, момент количества движения на выходе равен нулю; центробежные силы в потоке отсутствуют, сопротивление движения потока в колесе минимальное, что обеспечивает наибольший расход Q . В связи с этими обстоятельствами момент на турбине имеет максимальное значение. По мере раскрутки турбины угол α_2 уменьшается, что увеличивает момент количества движения на выходе; расход жидкости уменьшается, что приводит в итоге к уменьшению момента турбины при возрастании передаточного отношения i .

Теоретический расчет моментных характеристик гидромукфы не позволяет получить достоверные результаты, поэтому их снимают опытным путем на стендах, оборудованных необходимыми измерительными приборами и аппаратурой.

Внешними характеристиками гидромукфы (рис. 12.2) называются зависимости моментов на колесах и КПД гидромукфы от передаточного отношения при постоянной частоте вращения насосного колеса.

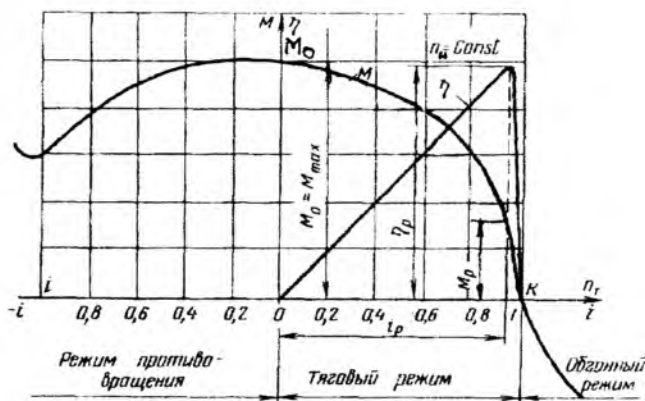


Рис. 12.2. Внешние характеристики гидромукты.

Основной режим работы гидромукты – тяговый в пределах изменения передаточного отношения от 0 до 1,0 (первый квадрант). Во втором квадранте представлен режим противобращения, когда турбинное колесо после остановки вращается в сторону, противоположную вращению насосного колеса. Гидромукта в этом режиме выполняет функцию тормоза, например на подъемном кране при спуске груза, когда реверс не включен.

За тяговым режимом в гидромукте наступает обгонный режим, изображенный в четвертом квадранте. Он характерен тем, что турбинное колесо обгоняет насосное ($i > 1,0$), например, при движении мобильной машины на спуске с горы.

Режим гидродинамического торможения гидромукты может быть при остановленном насосном колесе ($n_n = 0$). При этом гидромукта работает в качестве тормоза, например, при спуске груза в подъемной машине.

Крутящий момент на обоих колесах гидромукты достигает максимума при передаточном отношении равном или близком к 0. Отношение максимального момента к расчетному (номинальному) называется коэффициентом перегрузки гидромукты

$$k_n = \frac{M_{max}}{M_p}, \quad (12.6)$$

В простейших гидромуфтах коэффициент k_n достигает значений 12...13. Однако при работе гидромуфта с асинхронными электродвигателями он должен быть не более 3,0, а с двигателями внутреннего сгорания не более 6,0. В связи с этим в гидромуфтах используют устройства, позволяющие изменить (отрегулировать) моментную характеристику применительно к используемому приводному двигателю, добиваясь необходимой величины k_n и значительной крутизны характеристики в зоне номинального момента. С этой целью для получения больших пусковых моментов применяют гидромуфты без внутреннего тора а (см. рис. 12.1), с вытянутой вдоль радиуса рабочей полостью и частичным заполнением ее жидкостью.

В гидромуфтах, работающих с двигателями внутреннего сгорания применяется на выходе потока из турбины кольцевой порог высотой $k_n \approx 0,1D$ где D – активный диаметр рабочих колес (см. рис. 12.1). Обтекая такой порог при малых передаточных отношениях, поток встречает значительное гидравлическое сопротивление, что снижает величину k_n . При больших передаточных отношениях поток отжимается центробежными силами ближе к периферии, поэтому выходит из турбины выше порога, что обеспечивает достаточную крутизну моментной характеристики и, в конечном счете, необходимую величину k_n .

В гидромуфтах, предназначенных для работы с асинхронными электродвигателями, применяется при малых передаточных отношениях отвод части потока жидкости через специальный жиклер вне круга циркуляции, что обеспечивает величину $k_n = 2,0...3,0$.

Применяется также регулирование моментных характеристик путем наклона лопастей колес на угол 45...60° по отношению к радиальному направлению что обеспечивает величину $k_n = 2,5...3,5$.

При большом моменте инерции приводимой машины (например, большого транспортера, нагруженного перемещаемым материалом) гидромуфта устраняет необходимость завышения установленной мощности двигателя по условиям пуска. Запуск и разгон при помощи гидромуфты существенно облегчает пусковые условия работы двигателя. Двигатель разгоняет только насосное колесо и жидкость в рабочей полости, момент инерции которых мал. Разгон этой системы происходит быстро, и двигатель только короткое время работает в тяжелых пусковых условиях. Разгон ведомой части – турбинного колеса и приводимой машины может сильно отставать во времени от разгона ведущей части, однако это не ведет ни к износу трансмиссии, как при разгоне посредством фрикционной муфты, ни к перегрузке двигателя.

Гидротрансформатор. На рис. 12.3 представлена принципиальная схема простого трехколесного гидротрансформатора, состоящего из насосного 6, турбинного 1 колес и реактора 2. Насосное колесо посредством кожуха 5 соединено с ведущим валом 4, получающим энергию от двигателя, турбинное — непосредственно с валом 8, передающим энергию дальше к рабочему органу. Реактор (направляющий аппарат) жестко соединен с корпусом машины.

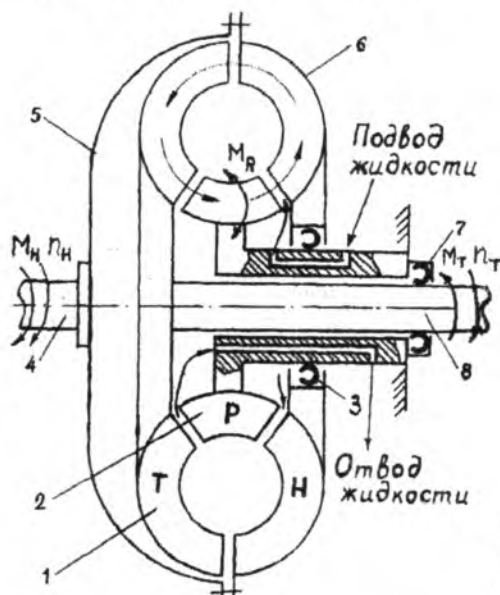


Рис. 12.3. Принципиальная схема простого трехколесного гидротрансформатора.

Лопастные рабочие колеса гидротрансформатора имеют криволинейную форму сложного пространственного очертания. В насосном и турбинном колесах они имеют некоторый изгиб в сторону, противоположную их вращению. Это необходимо для получения требуемых преобразующих свойств, а также достаточно, высокого КПД в широком диапазоне передаточных отношений.

Лопастная система рабочих колес гидротрансформатора образует внутренний круг циркуляции, который заполнен рабочей жидкостью, находящейся под давлением (0,25 – 0,80 МПа), создаваемым вспомогательным насосом. С помощью этого же насоса часть потока жидко-

сти постоянно отбирается из рабочего круга циркуляции, направляется в охладитель и снова возвращается в лопастную систему.

При вращении насосного колеса рабочая жидкость, направляемая лопастями, под действием центробежных сил смещается в нем от центра к периферии.

Выходя с большой скоростью из насосного колеса, она воздействует на лопасти турбины, заставляя ее вращаться. В турбинном колесе поток, направленный лопастями, движется от периферии к центру; далее он попадает в реактор, из которого выходит на лопасти насосного колеса.

В зависимости от места расположения лопастной системы турбины в круге циркуляции различают гидротрансформаторы (ГТ) с центростремительной, осевой и центробежной турбинами.

ГТ с центростремительной турбиной (см. рис. 12.3) отличается симметричным расположением рабочих колес насоса и турбины, компактностью, простотой конструкции. По этой схеме выполнен ряд конструкций ГТ легковых и грузовых автомобилей, дорожных, строительных машин.

ГТ с осевой турбиной. Лопастная система турбинного колеса занимает положение на периферии круга циркуляции (см. рис. 12.12, а). Такой ГТ дает незначительное изменение момента насосного колеса (а, следовательно, и момента приводного двигателя) в широком диапазоне передаточных отношений в тяговом режиме и в режиме противовращения. Он применяется в экскаваторах и подъемно-транспортных машинах.

ГТ с центробежной турбиной. Лопастная система турбинного колеса расположена выше насосного колеса; вместе занимают полкруга циркуляции, а вторую половину этого круга и даже более занимает лопастная система реактора. Это обеспечивает большие коэффициенты трансформации момента при малых передаточных отношениях i , высокий КПД в широком диапазоне нагрузки. Эта схема применяется в машинах, работающих при сильно изменяющихся нагрузках с часто повторяющимися разгонами (строительные, подъемно-транспортные машины, маневровые тепловозы и др.)

Различают гидротрансформаторы одно-, двух-, трехступенчатые. Число ступеней определяется количеством турбинных колес в круге циркуляции. Двух- и трехступенчатые ГТ обладают высокими преобразующими свойствами, применяются очень редко, в особенности на мощных промышленных тракторах и погрузчиках.

Для понимания принципа работы гидротрансформатора обратимся к рис. 12.4. Поток жидкости, сходящийся с вращающегося насосного ко-

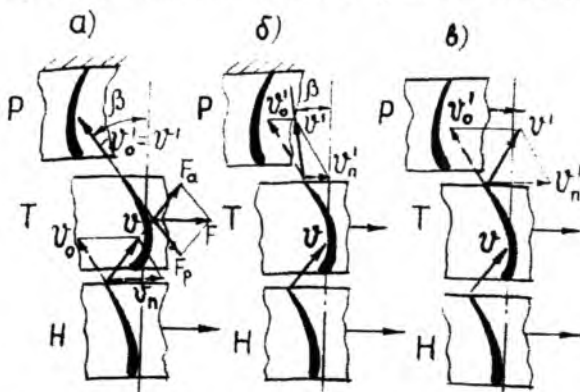


Рис. 12.4. Схема к объяснению принципа работы гидротрансформатора.

леса, имеет абсолютную скорость v , получаемую в результате геометрического сложения окружной скорости v_n и относительной скорости v_0 . Относительной скоростью является скорость движения рабочей жидкости вдоль лопастей, окружной – скорость вращения середины выходной кромки лопасти.

Находя на изогнутую лопасть турбины или реактора, поток оказывает на нее двойное действие: активное и реактивное. Активное действие зависит от скорости потока и угла его входа, реактивное – от скорости потока и угла его выхода. Углом входа или выхода называется угол между направлением потока и осью, проходящей через центр вращения и впадину лопасти.

При постоянной угловой скорости насосного колеса H направление и скорость потока рабочей жидкости v , стекающей с лопастей насоса, будут постоянными. В тоже время турбина может иметь различные угловые скорости, которые зависят от сопротивления на ее валу. В момент трогания машины с места турбина неподвижна (см. рис. 12.4, а). Следовательно, поток, входящий на лопасти турбины, обтекает их, круто изменяя свое направление, которое определяется только направлением относительной скорости движения жидкости вдоль лопастей.

Так как в этот момент угол выхода потока β наибольший, то и воздействие потока на турбину будет наибольшим. Угол выхода потока с остановленной турбины наибольший потому, что абсолютная скорость потока равна его относительной скорости, которая направлена вдоль лопастей. Следовательно, в этом случае на валу турбины будет наибольший крутящий момент. Это объясняется тем, что поток жидкости, сходящий с насосного колеса, оказывает активное действие F_a на турбину, определяемое моментом двигателя, а дополнительное увеличение крутящего момента получается за счет реактивного действия F_p потока, сходящего с лопастей турбины. Суммарный момент от действия этих сил в несколько раз больше момента создаваемого активной силой, т.е. момента насосного колеса.

Во время разгона турбины угловая скорость ее начинает постепенно увеличиваться, при этом скорость и направление потока, сходящего с турбинного колеса, будут меняться. С увеличением угловой скорости крутящий момент, отдаваемый турбиной, уменьшается (см. рис. 12.4, б).

Лопастни реактора выполнены таким образом, что они изменяют направление потока, стекающего с турбины со скоростью v' , на противоположное. Это необходимо для того, чтобы поток, сходящий с реактора, не препятствовал вращению насосного колеса.

С ростом скорости турбинного колеса направление потока изменяется (см. рис. 12.4, в): поток будет действовать на лопасти реактора со скоростью v' с противоположной стороны. В этом случае крутящий момент на турбине достигает величины момента насосного колеса и в дальнейшем становится меньше последнего.

При установившемся режиме работы сумма моментов, приложенных к колесам гидротрансформатора, равна нулю

$$M_n - M_T \pm M_R = 0, \quad (12.6)$$

где M_R – момент, действующий на реакторе.

Отношение момента турбинного колеса к моменту насосного колеса называется коэффициентом трансформации момента $k = M_T / M_n$.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора

$$\eta_{гт} = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T \omega_T}{M_n \omega_n} = k i. \quad (12.7)$$

На рис. 12.5 представлены внешние характеристики гидротрансформатора, представляющие собой зависимости моментов насосного

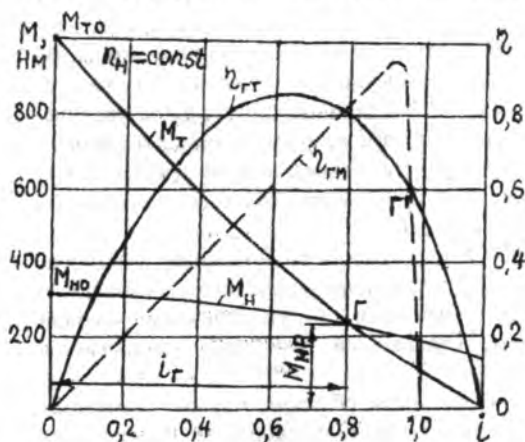


Рис. 12.5. Внешние характеристики простого трехкошесного гидротрансформатора.

M_H и турбинного M_T колес, а также КПД $\eta_{гг}$ от передаточного отношения i при $n_H = const$. Для сравнения приведена также кривая КПД $\eta_{гн}$ гидромукты одинаковых размеров с гидротрансформатором.

Точка Γ пересечения кривых моментов турбинного и насосного колес называется режимом гидромукты, при этом передаточное отношение обычно находится в пределах $i_r = 0,7 \dots 0,85$. При $i < i_r$ КПД гидротрансформатора всегда выше КПД гидромукты. В пределах $i_r < i < i'_r$ КПД гидромукты больше КПД гидротрансформатора. При $i_r > 1$ гидротрансформатор работает как ускоряющая передача, однако эффективность ее, судя по величинам КПД весьма низкая. Отсюда вытекает вывод, что в режимах $i > i_r$ использование гидротрансформатора не выгодно. Для повышения эффективности работы необходимо в этих режимах гидротрансформатор либо совсем выключать (блокировать), либо переводить его на работу в качестве гидромукты, освободив реактор для его вращения вместе с турбиной. В практике создания гидротрансформаторов используются оба способа. В некоторых конструкциях (например, в гидротрансформаторах экскаваторов) применяется блокировка насосного и турбинного колес с помощью муфты свободного хода. Когда угловые скорости указанных колес выравниваются, ролики муфты заклиниваются, вследствие чего гидро-

трансформатор выключается и играет роль простого передаточного звена связи двигателя с трансмиссией. С этой целью в гидротрансформаторах некоторых машин применяется блокировка насосного и турбинного колес с помощью специальной муфты сцепления. Вторым способом используется в комплексных динамических гидропередачах (рис. 12.6).

Комплексной называется динамическая гидропередача, способная работать как в режиме гидротрансформатора, так и в режиме гидромуфты. В трехколесной комплексной гидропередаче (см. рис. 12.6, а) реактор 2 соединяется со ступицей 3 посредством муфты 1 свободного хода. В интервале передаточных отношений от 0 до i_r , когда момент турбинного колеса M_t больше момента насосного колеса M_n , а следовательно, момент реактора имеет положительное значение, ролики муфты свободного хода заклинены; при этом реактор неподвижен и гидропередача работает в режиме гидротрансформатора. Как видно из внешней характеристики, представленной на рис. 12.15, а, в этом интервале КПД гидротрансформатора больше КПД гидромуфты тех же размеров.

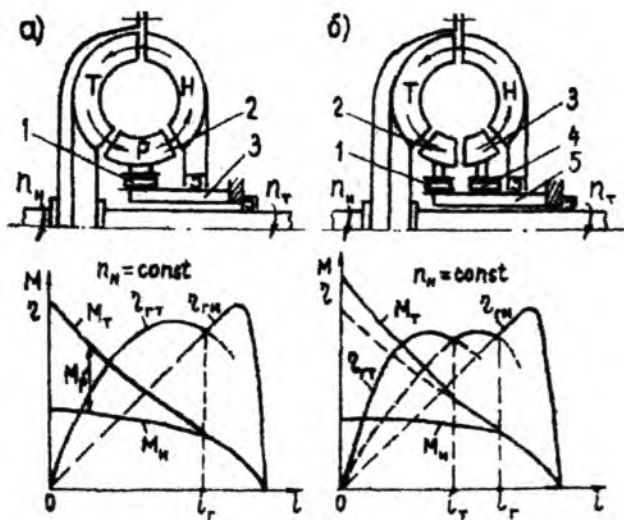


Рис. 12.6. Принципиальные схемы и внешние характеристики комплексных динамических гидропередач: а) с одним реактором; б) с двумя реакторами.

При некотором передаточном отношении i_r , когда $M_t = M_n$ и соответственно момент на реакторе равен 0, ролики муфты свободного хода расклиниваются и реактор начинает вращаться свободно, тем самым гидропередача автоматически переводится в режим гидромуфты. При $i > i_r$ КПД гидромуфты больше КПД гидротрансформатора. Однако сочетание в одном комплексе гидромуфты и гидротрансформатора, имеющего в режиме разгона высокий коэффициент трансформации момента, при наличии одного реактора приводит к тому, что КПД такой гидропередачи значительно снижается в зоне средних передаточных отношений (при переходе в режим гидромуфты). Чтобы не допустить этого, в таких гидропередачах применяются два реактора 2 и 3 (рис. 12.5, б), соединенные со ступицей 5 муфтами свободного хода 1 и 4. При некотором передаточном отношении i_r момент реактора 2 становится равным 0, муфта 1 расклинивается и этот реактор начинает вращаться, что изменяет характер протекания кривой момента турбины и кривой КПД. В интервале передаточных отношений $i_t - i_r$, когда гидротрансформатор работает на одном реакторе 3, КПД его возрастает. При $i = i_r$, когда $M_t = M_n$, расклинивается муфта 4, освобождая реактор 3, и гидропередача автоматически переводится в режим гидромуфты.

Рабочие жидкости для динамических гидропередач должны обладать малой вязкостью, однако достаточной смазывающей способностью; быть устойчивыми против пенообразования; иметь высокую теплоемкость и температуру вспышки (не ниже 180°C); обладать низкой кислотностью; быть безвредными для людей.

Во многих гидромуфтах, работающих в нормальных условиях применяется масло турбинное 22, имеющее температуру вспышки 180°C и удовлетворительную вязкостно-температурную характеристику. Для гидротрансформаторов и гидромуфт рекомендуются также смеси масел веретенного АУ и авиационного МС-14, а также масло А (МГ-22-Б) (ГОСТ 17479.3-85).

Система питания гидротрансформатора включает бак, насос, фильтр, охладитель, предохранительные клапаны насоса и фильтра, подпорный клапан (или дроссель) на сливной линии для поддержания необходимого давления в системе питания, каналы в ступице реакторов и опоре гидротрансформатора, трубопроводы. Отвод части нагретой жидкости из круга циркуляции, подвод охлажденной жидкости к нему осуществляется через соответствующие отверстия в опоре гид-

ротрансформатора, ступице реактора и зазоры между рабочими колесами. При этом жидкость подводится в область наибольшего, а отводится из области наименьшего давления в круге циркуляции. Рабочая температура жидкости, поддерживаемая системой охлаждения, обычно находится в пределах 90...100°.

12.2. Обобщенные характеристики динамических гидропередач

Описанные выше внешние характеристики динамических гидропередач действительны только для одного, конкретного типоразмера и при одной, постоянной частоте вращения насосного колеса n_n . В условиях эксплуатации гидропередачи частота n_n может изменяться в широких пределах. Поэтому для анализа работы и расчетов необходимо иметь обобщенные зависимости параметров не только для одного типоразмера, но и для всего типа подобных гидропередач.

Обобщенные характеристики динамических гидропередач представляют собой графические зависимости коэффициента момента λ_m насосного колеса, коэффициента трансформации момента k и КПД η от передаточного отношения i .

Выражение коэффициента момента можно получить из уравнения (9.18) отношения моментов подобных насосов:

$$\frac{M_{н.н}}{M_{м.н}} = \frac{\rho_n}{\rho_m} \cdot \frac{D_n^5}{D_m^5} \cdot \frac{n_{н.н}^2}{n_{н.м}^2} \cdot \frac{\eta_{м.м}}{\eta_{н.н}}$$

Имея ввиду, что $n_{н.н}/n_{н.м} = \omega_{н.н}/\omega_{н.м}$, получим

$$\frac{M_{н.н}}{\rho_n D_n^5 \omega_{н.н}^2} = \frac{M_m}{\rho_m D_m^5 \omega_{н.м}^2} = \lambda_m, \quad (12.8)$$

где λ_m — коэффициент момента насосного колеса

В записи (12.8) величина λ_m безразмерная; для подобных режимов работы гидропередачи $\lambda_m = const$

В общем случае на основании (12.8), опустив индексы подобия, можно записать

$$M_n = \lambda_m \rho D^5 \omega_n^2 = c \omega_n^2. \quad (12.9)$$

Уравнение (12.9) называется нагрузочной характеристикой насосного колеса, представляющей собой квадратичную параболу, выходящую из начала координат. Величина $c = \lambda_m \rho D^5$ — есть параметр параболы подобных режимов.

На рис. 12.7 представлены обобщенные характеристики динамических гидромуфт в тяговом режиме. Так как величина λ_m пропорциональна моменту насосного колеса M_n то характер протекания ее в зависимости от i аналогичен протеканию момента насосного колеса на внешних характеристиках гидромуфт. В качестве расчетной величины коэффициента момента принимается величина λ_p при максимальном КПД. Отношение коэффициентов момента при остановленной турбине и при расчетном режиме представляет собой коэффициент перегрузки гидромуфты, т.е. $\lambda_0/\lambda_p = k_n$.

Обобщенные характеристики трехколесных комплексных гидротрансформаторов с центростремительной турбиной приведены на рис. 12.8. Расчетная величина коэффициента момента λ_p обычно принимается в точке перехода ГТ на режим гидромуфты (при $k = 1,0$).

Прозрачность гидротрансформаторов — это степень изменения момента насосного колеса в зависимости от изменения нагрузки (момента) на турбинном колесе. Термин «прозрачность», очевидно, возник из представления, «видит» ли или «не видит» приводной двигатель через гидротрансформатор изменение нагрузки на его выходном валу и как он на него реагирует. Это свойство гидротрансформатора оценивается коэффициентом прозрачности

$$P = \lambda_{max}/\lambda_{pm} \text{ или } P = M_{nmax}/M_{pm}. \quad (12.10)$$

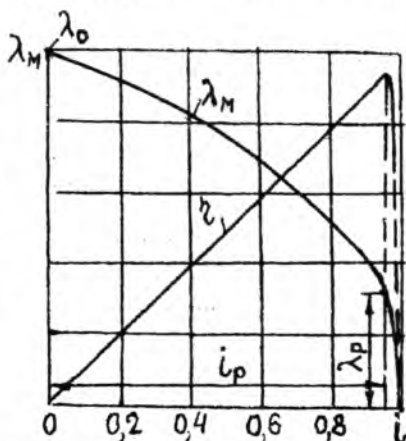


Рис. 12.7. Обобщенные характеристики гидромуфт.

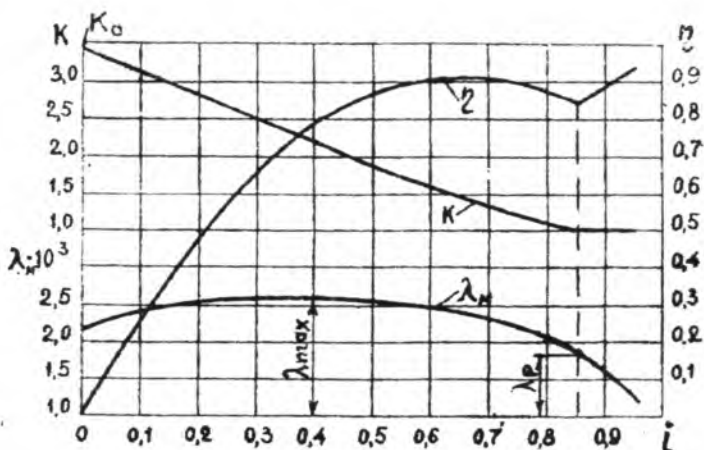


Рис. 12.8. Обобщенные характеристики комплексных трехколесных гидротрансформаторов типа Г.

При $\Pi = 1,0 \dots 1,2$ гидротрансформатор считается непрозрачным. Двигатель через него «не видит» изменение нагрузки на валу турбинного колеса и не реагирует или незначительно реагирует на него.

При $\Pi > 1,2$ (чаще при $\Pi = 1,7 \dots 2,6$) гидротрансформатор считается прозрачным. Двигатель через него «видит» изменение нагрузки на валу турбинного колеса и реагирует соответствующим изменением крутящего момента на валу.

Прозрачность достигается за счет соответствующего искривления лопастей рабочих колес гидротрансформатора, в особенности турбинного колеса. В прозрачном ГТ лопасти турбины слабо искривлены, что обеспечивает его хорошее совмещение в комплексе с гидромуфтой.

Падение кривой КПД в зоне перехода на режим гидромуфты удовлетворительное, что позволяет, например, в легковых и грузовых автомобилях с бензиновыми двигателями применять трехколесные комплексные гидротрансформаторы; при этом в режиме разгона используется максимальный момент двигателя.

Максимальный коэффициент трансформации (в стоповом режиме) k_0 прозрачных ГТ находится в пределах $2,0 \dots 2,8$, максимальный КПД в режиме ГТ — $0,90 \dots 0,92$.

В непрозрачном ГТ лопасти турбины сильно искривлены, что обеспечивает k_0 в пределах $3,0 \dots 4,0$, максимальный КПД в режиме ГТ $\eta_{\max} = 0,83 \dots 0,85$ при $i = 0,5 \dots 0,6$. Непрозрачный ГТ обеспечивает стабильный режим двигателя при всех условиях использования машины. При правильном подборе он полностью загружает двигатель, обеспечивая его работу на номинальном режиме. Применение гидротрансформаторов непрозрачных или с небольшой прозрачностью ($\Pi = 1,3 \dots 1,4$) предпочтительно в машинах с дизельными двигателями.

12.3. Совместная работа двигателя с гидротрансформатором

Общая компоновка двигателя с гидротрансформатором. В современных мобильных машинах и промышленных установках гидротрансформаторы работают совместно с тепловыми или электрическими двигателями. При этом в большинстве машин гидротрансформатор работает в системе «двигатель – гидротрансформатор – коробка передач». Общая компоновка гидромеханической трансмиссии может быть выполнена по одному из двух основных вариантов: 1) без фрикционной муфты сцепления; 2) с фрикционной муфтой сцепления.

Первый вариант компоновки гидромеханической трансмиссии гусеничного трактора приведен на рис. 12.9, а. В этом случае включение трактора в работу, его разгон и остановка осуществляется с помощью гидротрансформатора. Отсутствие муфты сцепления упрощает конструкцию трансмиссии.

Компоновка трансмиссии по второму варианту, с включением в нее фрикционной муфты сцепления (рис. 12.9, б) целесообразна при необходимости частого использования трактора с заблокированным гидротрансформатором. Этот вариант обеспечивает надежное разъединение двигателя от трансмиссии, например, в случае экстренной необходимости в остановке тракто-

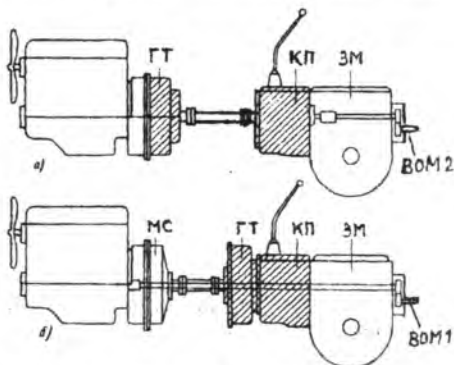


Рис. 12.9. Общая компоновка гидромеханической трансмиссии на гусеничном тракторе: а) без муфты сцепления, б) с муфтой сцепления.

ра, полного снятия нагрузки с двигателя при работе его на холостом ходу. При этом муфта сцепления монтируется на маховике двигателя, а гидротрансформатор в одном агрегате с коробкой передач. Разгон трактора и в данном варианте компоновки осуществляется не муфтой сцепления, а гидротрансформатором путем перемещения рукоятки акселератора или включением питания гидротрансформатора. Достоинством данной компоновки является также то, что двигатель с муфтой сцепления полностью унифицируется с соответствующими агрегатами базовой модели трактора, имеющей механическую трансмиссию.

Для согласования двигателя с гидротрансформатором необходимо совместить их характеристики с целью обеспечения работы системы «двигатель – гидротрансформатор» в оптимальных режимах. Наиболее желательным является вариант, когда двигатель и гидротрансформатор соединяются напрямую, как это показано на рис. 12.9. Однако в ряде случаев подбора гидротрансформатора к двигателю оказывается, что гидротрансформатор вследствие завышенной или заниженной энергоемкости, характеризуемой коэффициентом момента λ_m , не нагружает двигатель в желаемых режимах. Тогда для получения требуемой нагрузки двигателя вводят специальный согласующий редуктор. Так в дизельных двигателях автомобилей БелАЗ-540, тракторов Т-170 и некоторых других отношение крутящего момента (Нм) к частоте вращения коленчатого вала (об/мин) на номинальном режиме превышает 0,9 (в дизельных двигателях сельскохозяйственных тракторов он обычно находится в пределах 0,11...0,35), поэтому гидротрансформатор, присоединяемый непосредственно к такому двигателю имел бы чрезмерно большие размеры. Более целесообразным в таких случаях является соединение двигателя с гидротрансформатором через повышающий редуктор (рис. 12.10), хотя в последнем теряется некоторая часть энергии двигателя. Вращение от коленчатого вала 1 двигателя передается через согласующий редуктор 2 на насосное колесо гидротрансформатора 4, турбинное колесо которого вращает первичный вал коробки передач 5. Фрикционная коробка передач имеет две рабочие передачи переднего и одну заднего хода. Выходной вал ее соединен с ведущей шестерней 6 центральной передачи. Вал отбора мощности (ВОМ) 7 приводится от насосного колеса ГТ, что требует для этого резервирования части мощности двигателя и снижает загрузку двигателя на основных рабочих режимах. Это же характерно и для схемы на рис. 12.9, б; синхронный ВОМ, приводимый от вторичного вала

коробки передач (см. рис. 12.9, а), позволяет загружать двигатель на 100%.

Блокирующую муфту сцепления 3, соединяющую жестко насосное и турбинное колеса, включают при малых рабочих нагрузках трактора, что существенно повышает КПД трансмиссии.

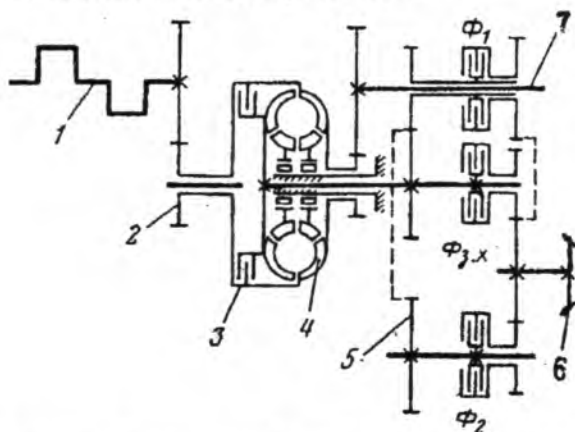


Рис. 12.10. Кинематическая схема системы «двигатель – гидротрансформатор – коробка передач» трактора Т-170.

Определение основных размеров гидротрансформатора по методу подобия. Вначале подбирается подходящий тип гидротрансформатора, удовлетворяющий требованиям двигателя, назначению и условиям эксплуатации (в особенности характеру нагрузок) заданной мобильной машины. Исследования и практика показали, что для различных промышленных и сельскохозяйственных тракторов, грузовых автомобилей целесообразно применение одноступенчатых трех- и четырехколесных комплексных гидротрансформаторов с коэффициентом прозрачности не более 1,4.

Для комплексного гидротрансформатора характерно симметричное расположение колес и применение центростремительной турбины. Это позволяет уменьшить габариты и получить удовлетворительные характеристики при работе в режиме гидромуфты.

В автотракторной промышленности применяется стандартизованный типаж комплексных гидротрансформаторов типа Г (ГОСТ 2028-74). Один из представителей этого типажа – четырехколесный

комплексный гидротрансформатор с блокирующей муфтой сцепления БМС, включаемой при необходимости под действием давления рабочей жидкости, показан на рис. 12.11.

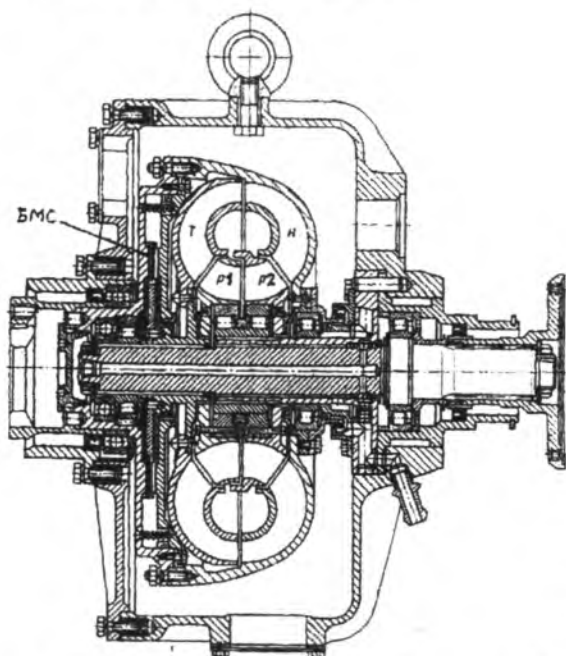


Рис. 12.11. Комплексный четырехколесный гидротрансформатор типа Г.

Типоразмерный ряд гидротрансформаторов Г охватывает диапазоны мощностей до 600 кВт и состоит из пяти размеров гидротрансформаторов с активными диаметрами 340, 390, 430, 470, 530 мм. Конструктивно он делится на две группы, внутри которых конструкции гидротрансформаторов подобны. В первую группу входят гидротрансформаторы с активными диаметрами 340 и 390 мм, во вторую – 430, 470, 530 мм. Для каждого размера гидротрансформатора предусмотрены четыре взаимозаменяемых комплекта рабочих колес, обеспечивающие четыре уровня энергоемкости. Комплекты образуются различными сочетаниями одного турбинного, двух сменных насосных колес и двух сменных реакторов с различными лопастными системами.

В самоходных кранах, экскаваторах, колесных ковшовых погрузчиках и катках применяются типовые конструкции гидротрансформаторов с осевыми и центробежными турбинами по отраслевой нормали, разработанной ВНИИСтройдормашем (табл. 11.3).

Таблица 11.3. Основные показатели характеристик гидротрансформаторов по нормали ВНИИСтройдормаша.

Показатели	Гидротрансформатор	
	с осевой турбиной	с центробежной турбиной
Исполнение	Блокируемый	а) некомплексный б) комплексный
Активный диаметр, мм	325, 500	а) 340, 390 б) 470, 530
Максимальный КПД, не менее	0,84	0,87
Коэффициент прозрачности, не более	1,1	1,3
Потери мощности на холостом ходу, %, не более	30	15
Коэффициент трансформации момента на режиме трогания	2,4...2,6	2,7...3,5
Коэффициент момента при максимальном КПД	$(2,46...2,86) \cdot 10^{-3}$	$(2,12...2,23) \cdot 10^{-3}$
Преимущественные области применения	Краны универсальные, краны-экскаваторы	Экскаваторы, автогрейдеры, погрузчики, катки

Гидротрансформатор с осевой турбиной (см. рис. 12.12, а) обеспечивает незначительное изменение момента двигателя в широком диапазоне передаточных отношений. При блокировании гидротрансформатора этого типа с помощью муфты свободного хода на тормозных режимах одновременно возникает гидравлический тормозной момент, который вместе с тормозным моментом двигателя позволяет на кранах успешно манипулировать грузом.

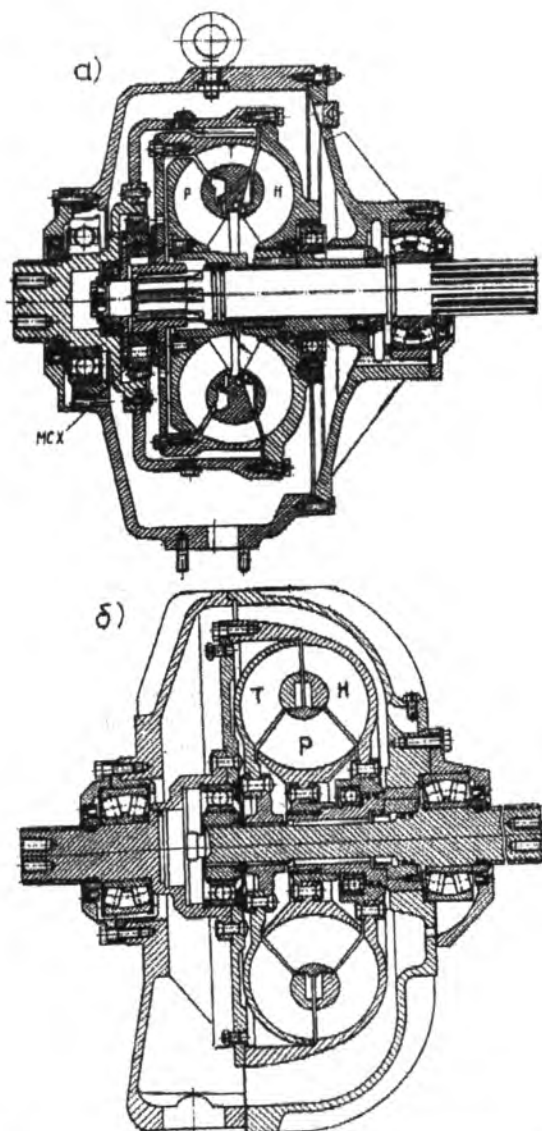


Рис. 12.12. Гидротрансформаторы типа У35801 ВНИИСтройдормаша:
 а) с осевой турбиной; б) с центробежной турбиной.

Основными преимуществами гидротрансформатора с центро-ростремительной турбиной (рис. 12.12, б) по сравнению с другими типами являются незначительные потери мощности на холостом ходу и возможность его использования без блокирующего механизма свободного хода. Обобщенные характеристики гидротрансформаторов ВНИИстройдормаша представлены на рис. 12.13.

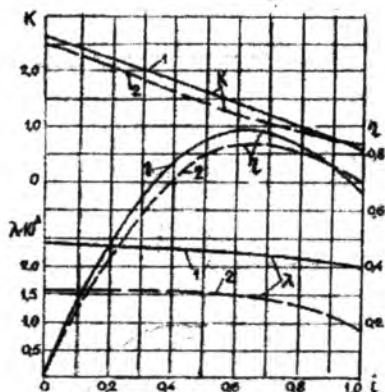


Рис. 12.13. Обобщенные характеристики гидротрансформаторов по нормам ВНИИстройдормаша:

1 - с осевой турбиной, 2 - с центро-ростремительной турбиной.

Главным параметром при расчете гидротрансформатора является его активный диаметр (наибольший внутренний диаметр рабочей полости насосного колеса). Он вычисляется по расчетным параметрам моментной характеристики двигателя и обобщенных характеристик гидротрансформатора, принятого в качестве модельного:

$$D_p = \left(\frac{M_{д.р}}{\lambda_p \rho \cdot \omega_{д.р}^2} \right)^{0,2}, \quad (12.11)$$

где $M_{д.р}$ – расчетный момент на валу двигателя, Н·м; $\omega_{д.р} = \frac{\pi n_{д.р}}{30}$ – расчетная угловая скорость вала двигателя, с⁻¹; $n_{д.р}$ – расчетная частота вращения вала двигателя, об/мин; λ_p – расчетный коэффициент момента насосного колеса гидротрансформатора, ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Расчетные значения момента и частоты вращения вала двигателя принимаются равными номинальным значениям по заданной моментной характеристике (для дизеля – в точке перехода на перегрузочную ветвь). В качестве расчетного режима, по которому согласуется гидротрансформатор с двигателем, выбирается обычно точка перехода на режим гидромукты, т.е. величина λ_p принимается по обобщенной характеристике при коэффициенте трансформации момента $k = 1,0$. Плотность рабочей жидкости $\rho \approx 840 \text{ кг/м}^3$.

При подборе гидротрансформатора к заданному двигателю наиболее желательным является вариант, обеспечивающий соединение их напрямую, без согласующей промежуточной передачи. Поэтому по полученному значению D_p подбирается в справочных материалах гидротрансформатор ближайшего (в сторону уменьшения ряда) типоразмера D . После этого с учетом принятого активного диаметра D уточняется по формуле (12.11) расчетное значение коэффициента момента; оно не должно превышать величину λ при максимальном КПД.

Если вышеуказанным путем не удастся подобрать гидротрансформатор, что бывает в случаях значительного различия в активных диаметрах D_p и D , то активный диаметр принимается тот, который получен по расчету (12.11), а остальные линейные размерыточной его части пересчитываются с чертежа модельного образца по геометрическому подобию

$$l_i = \frac{D_p}{D_m} l_{mi}, \quad (12.12)$$

где D_m – активный диаметр модельного гидротрансформатора; M_p , M_m – одноименные линейные размеры проектируемого и модельного трансформаторов.

Угловые размеры и числа лопастей при этом принимаются одинаковыми. Пересчет облегчается, если для выбранного типа трансформатора имеется схема рабочей полости, представленная в относительных размерах, т.е. в долях от активного диаметра D (рис. 12.14). В этом случае любой линейный размер рабочей полости проектируемого гидротрансформатора получается умножением соответствующего ему относительного размера на активный диаметр D_p .

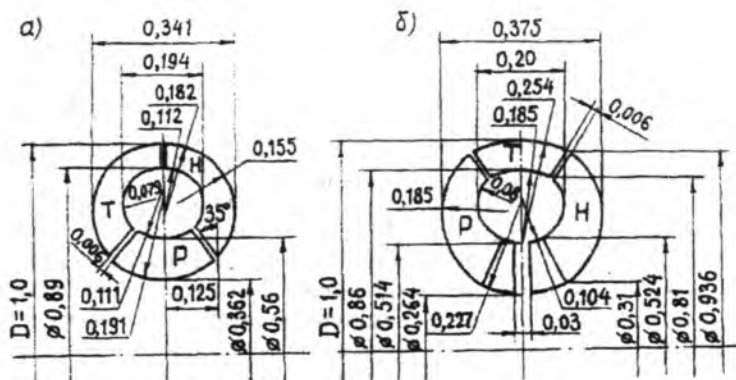


Рис. 12.14. Схемы рабочих полостей гидротрансформаторов У35801 в относительных размерах: а) с центростремительной турбиной; б) с осевой турбиной.

Построение характеристик совместной работы двигателя с гидротрансформатором. Построение выполним при условии, что гидротрансформатор комплексный трехколесный и полностью загружает дизельный двигатель. Входную и выходную характеристики гидротрансформатора целесообразно строить для лучшей наглядности на одном листе в одинаковых масштабах и с общим началом координат. Построение выполняется в следующем порядке (рис. 12.15).

Строится моментная характеристика насосного колеса $M_n = f(n_n)$. Так как соединение гидротрансформатора с двигателем непосредственное, она соответствует регуляторной характеристике дизеля. На обобщенной характеристике гидротрансформатора (см. рис. 12.8) задаются 6 – 7-ю значениями передаточных отношений i , включая $i = 0$, а также i_p (при λ_p) и определяют соответствующие им значения λ_m , коэффициента k трансформации момента, КПД η . Пользуясь значениями λ_m и задаваясь значениями n_n как рядом чисел, строят нагрузочные характеристики гидротрансформатора (параболы подобных режимов):

$$M = \lambda_m p D^5 \left(\frac{\pi n_n}{30} \right)^2 = c n_n^2, \quad (12.13)$$

где $c = \lambda_m p \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 D^5$ – коэффициент параболы.

Каждая нагрузочная характеристика является геометрическим местом подобных режимов, для которых величины i , λ , k , η постоянны. Она представляет собой зависимость момента, который может развивать насосное колесо при данном $\lambda_n = \text{const}$, от частоты вращения насосного колеса.

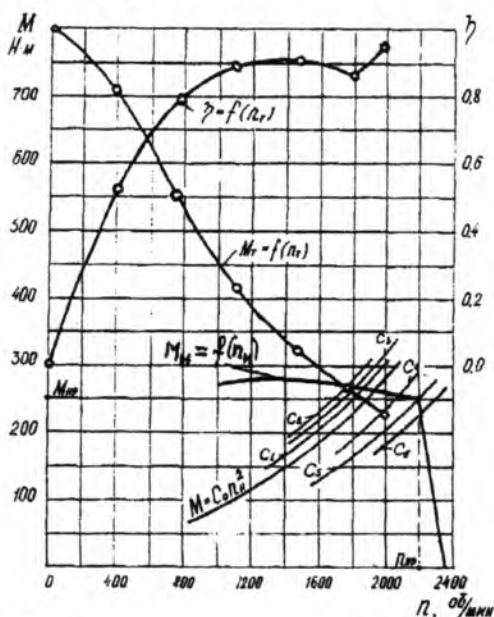


Рис. 12.15. Характеристики совместной работы дизельного двигателя с комплексным гидротрансформатором.

Находятся точки пересечения нагрузочных характеристик с моментной характеристикой насосного колеса. Они представляют собой режимы работы насосного колеса (n_n , M_n) при выбранных значениях i . Определив их, можно найти соответствующие им режимы работы турбинного колеса (n_T , M_T), т.е. координаты, точек, принадлежащих выходной характеристике $M_T = f(n_T)$ гидротрансформатора:

$$n_T = i n_n, M_T = k M_n. \quad (12.14)$$

По этим точкам строится вышеназванная характеристика. Так как для построения ее необходимы всего лишь точки пересечения нагрузочных характеристик с моментной характеристикой насосного колеса

са, то вычислительную работу можно значительно уменьшить, если строить отрезки парабол (12.13) в интервалах, начинающихся примерно минимальным значением n_n и заканчивающихся значением n_n , при котором нагрузочный момент становится несколько выше максимального момента насосного колеса на входной характеристике.

Полученным режимам работы турбинного колеса соответствуют определенные значения КПД гидротрансформатора, при которых строились соответствующие нагрузочные характеристики насосного колеса. По этим значениям строится вторая выходная характеристика гидротрансформатора, т.е. $\eta = f(n_T)$.

Краткая историческая справка

Впервые гидропривод был применен в 1742 г. в Англии на чугунолитейном заводе Дерби для привода шахтного углеподъемника. Поршневой насос, приводимый паровой машиной Ньюкомена, откачивал воду из шахты в напорный бак, откуда она поступала самотеком к верхнебойным водяным колесам, приводящим во вращение вал углеподъемника.

Изобретателем гидравлического пресса-машины, впервые воплотившей в себе принцип передачи энергии посредством жидкости, т.е. идею гидропривода, считается Джозеф Брама, получивший в 1795 г. патент, гласивший о «новом способе применения воды и других жидкостей для привода различных машин и механических аппаратов либо с целью гигантского увеличения действующей силы, либо для передачи движения и сил от одного устройства к другому...». Д. Брама также запатентовал и построил строгальный станок с гидроприводом стола, сконструировал телескопический гидроцилиндр.

Английский военный инженер Армстронг создал гидроприводы, которые стали применяться для рулевого управления кораблей и поворота орудийных башен.

В 1900 г. итальянец Бонтемпи применил следящий гидропривод в копировально-фрезерном станке. Устройства и механизмы для слежения и усиления сигналов получили название сервомеханизмов («серво» по английски означает вспомогательный, обслуживающий).

Первые гидродинамические передачи появились в германском военном флоте в конце XIX в. Это были гидромуфты, с помощью которых энергия нескольких двигателей передавалась на корабельный винт. Наличие соединительных трубопроводов в значительной степени снижало эффективность их использования.

Создание гидродинамического трансформатора связано с именем немецкого инженера Г. Феттингера (1907 г.), который поместил в общий корпус предельно сближенные насосное, турбинное колеса и направляющий аппарат (ре-

актор). А в 1910 г. Г. Фетингер, исключив из круга циркуляции направляющий аппарат, предложил гидромфту, КПД которой достигал 0,98.

В 20 – 30-е годы XX в. объемные гидроприводы стали широко использоваться в металлорежущих станках, кузнечно-прессовом оборудовании, в особенности в летательных аппаратах; последние в начале 50-х годов стали переходить на автоматическое управление.

Гидрофикация тракторных агрегатов, строительных, дорожных машин применяется с 50-х годов; в 70-х годах она была признана как одно из главных направлений их совершенствования и развития.

В 1928 г. фирмой «Лисхольм-Смит» (Швеция) был создан первый гидротрансформатор для автобуса. С 1947 г. гидротрансформаторы в сочетании с механическими передачами стали применяться на серийных легковых автомобилях.

В дальнейшем развитии объемных гидроприводов решаются следующие задачи:

1. Постепенное повышение рабочих давлений, что обеспечивает улучшение компактности и снижение металлоемкости гидрооборудования. Если в начале 60-х годов номинальное давление в гидроприводах сельскохозяйственной техники составляло 8 – 10 МПа, то в начале XXI в. оно достигло 32 МПа, а в горном оборудовании – 50 МПа. С повышением давления требуется повышение культуры производства и эксплуатации гидроприводов.

2. Повышение долговечности (ресурса) гидрооборудования. За те же годы она возросла с 4000 до 12000, а в отдельных случаях – до 20000 моточасов.

3. Повышение коэффициента полезного действия ОГП за счет применения более совершенных гидромашин. В порядке сравнения можно показать, что если ОГП базируется на шестеренных гидромашинках, то КПД его на номинальном режиме будет примерно 0,65, а если на аксиально-поршневых, то 0,80.

4. Улучшение качества применяемых, создание новых рабочих жидкостей, в т.ч. синтетических.

5. Развитие на базе ОГП автоматизации технологических процессов.

Гидроприводы развиваются на основе новых конструкций и технологий, применения современных материалов и стандартизации.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. ПАРАМЕТРЫ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Типоразмер насоса	$n, \text{с}^{-1}$	$D, \text{м}$	η_n	$H_0, \text{м}$	$N_0, \text{кВт}$	$a, \text{с}^2/\text{м}^5$	$k_n, \text{кВт} \cdot \text{с}/\text{м}^3$
1	2	3	4	5	6	7	8
K8/18	48,33	0,128	0,53	20	0,42	470000	177
K20/18		0,129	0,68	20	0,6	145000	164
K20/30		0,162	0,66	33,9	0,9	175000	286
K45/30		0,168	0,71	33,5	1,9	50000	279
K45/55		0,218	0,64	61	4,5	57000	507
K90/20		0,148	0,80	26	2,2	13700	168
K90/35		0,174	0,80	36	4,0	12400	269
K90/55		0,218	0,72	60	7,5	21500	420
K90/85		0,272	0,69	98	10	20500	808
K160/20	24,17	0,264	0,81	22	4,9	2600	139
K160/30		0,328	0,78	36	9	3400	267
K290/18		0,268	0,83	21,5	6,5	1100	130
K290/30		0,315	0,80	32	8	1300	250
D200-36	24,17	0,350	0,72	32	11	1980	309
D200-95	48,33	0,280	0,70	100	28	6060	860
D320-50	24,17	0,405	0,76	53	18	1330	452
D320-70	48,33	0,242	0,77	82	28	235	533
D500-38	16,33	0,525	0,81	40	20	455	283
D500-65	24,17	0,465	0,75	67	36	858	608
D630-90	24,17	0,525	0,77	88	90	400	650
D800-28	16,33	0,460	0,86	32	28	113	196
D800-57	24,17	0,432	0,83	66	65	341	378
D1000-40	16,33	0,540	0,86	44	70	100	200
D1250-65	24,17	0,460	0,86	70	125	114	409
D1250-125	24,17	0,625	0,77	128	200	195	1010
D1600-90	24,17	0,540	0,86	104	230	124	494
D2000-21	16,33	0,460	0,85	31	91	33,3	78
D2000-34	12,17	0,700	0,88	45	130	39,9	136
D2000-100	16,33	0,855	0,75	117	470	76,2	438
D2500-17	12,17	0,550	0,88	27	100	14,9	52
D2500-45	12,17	0,755	0,88	54	150	25,8	292

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
Д2500-62	16,33	0,700	0,88	77	320	48,8	231
Д3200-20	9,75	0,665	0,85	26	150	6,65	56
Д3200-33	16,33	0,550	0,88	45	230	9,17	111
Д3200-55	12,17	0,825	0,89	61	250	10,84	342
Д3200-75	16,33	0,755	0,87	88	410	17,8	376
Д4000-22	9,75	0,740	0,79	30	220	6,29	80
Д4000-95	16,33	0,825	0,89	109	600	13,9	504
Д5000-32	12,17	0,700	0,87	45	350	8,19	108
Д5000-50	9,75	0,990	0,89	60	400	4,23	271
Д6300-27	12,17	0,740	0,79	44	440	5,39	94
Д6300-80	12,17	0,990	0,88	94	630	5,07	497
Д12500-24	8,08	0,985	0,88	37	710	0,896	58

Обозначение параметров в прилож. 1:

n – номинальная частота вращения вала;

D – наружный диаметр рабочего колеса;

η_n – номинальный КПД насоса;

H_0, N_0 – напор и потребляемая мощность при нулевой подаче насоса (при закрытой задвижке);

a – удельное сопротивление рабочей полости насоса;

k_M – крутизна мощностной характеристики насоса.

2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

2.1. Насосы нерегулируемые

Типоразмер	Параметры						
	Q , л/мин	p , МПа	q , см ³ /об	n , мин ⁻¹	η_0	η	m , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
Шестеренные односекционные							
НШ4-3(4)	10,8	16(20)	4,0	3000	0,90	0,80	2,5
НШ6-3(4)	17,4		6,3	3000	0,92	0,82	2,6
НШ8-3(4)	17,7		8,0	2400	0,92	0,83	2,7
НШ10-3(4)	22,6		10,0	2400	0,94	0,83	2,7
НШ11-3(4)	25,0		11,2	2400	0,95	0,83	2,8
НШ12-3(4)	28,5		12,5	2400	0,95	0,84	2,8
НШ14-3(4)	39,9		14	2400	0,95	0,84	2,9
НШ15-3(4)	34,2		15	2400	0,95	0,85	2,9

Продолжение приложения 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
НШ16-3(4)	36,5	16(20)	16	2400	0,95	0,85	2,9
НШ20-3(4)	45,6		20	2400	0,95	0,85	3,1
НШ25М-4	57,6	20	25	2400	0,96	0,85	3,6
НШ32М-4	74,5		32	2400	0,97	0,85	3,7
НШ40М-4	93,1		40	2400	0,97	0,85	3,9
НШ50М-4	116,4		50	2400	0,97	0,85	4,1
НШ63М-3(4)	126,7	16(20)	63	2400	0,97	0,86	10,0
НШ71М-3(4)	132,2		71	1920	0,97	0,86	10,2
НШ80М-3(4)	160,5		80	1920	0,98	0,87	10,4
НШ100М-3(4)	188,2		100	1920	0,98	0,87	11,0
НШ125М-3(4)	235,2		125	1920	0,98	0,87	11,7
НШ160-3	299,2	16	162,5	1500	0,94	0,85	44,3
НШ250-3	345,2		244,8	1500	0,94	0,85	45,3
Шестеренные двухсекционные							
НШ32М-10-4	<u>74,5</u>	20	<u>32</u>	2400	<u>0,97</u>	<u>0,85</u>	7,0
	22,6		10		0,94	0,83	
НШ32-32М-4	<u>74,5</u>		<u>32</u>		<u>0,97</u>	<u>0,85</u>	7,5
	74,5		32		0,97	0,85	
	<u>116,5</u>		<u>50</u>		<u>0,97</u>	<u>0,85</u>	
НШ50М-10-4	22,6		10		0,94	0,83	9,8
Аксиально-поршневые с наклонным блоком							
210.12, 310.12	26	20	11,6	2400	0,95	0,91	4
310.2.28	51		28	1920			9
310.3.45	64		45	1500			17
310.56	80		56	1500			17
310.3.80	91,2		80	1200			19,2
310.112	128		112	1200			29
310.3.160	182		160	1200			45
310.3.250	228		250	960			65
МН56/32	80	32	56	1500	0,95	0,90	24
МГ 250/160	242	16	250	1000	0,95	0,91	96
МГ 250/16	237,5	20	250	1000	0,96	0,91	90
Аксиально-поршневые с наклонным диском							
НПА4/32	4,7	32	4,0	1500	0,80	0,76	2,8
НПА16/32	20	32	16	1500	0,85	0,81	8
НПА32/32	45,8	32	32	1500	0,95	0,90	20
РМНА32/ 35	46	35	32	1500	0,96	0,90	22,5
РМНА63/ 35	90	35	63	1500	0,95	0,90	35
РМНА125/35	178	35	125	1500	0,95	0,90	54

Продолжение приложения 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
PMHA250/35	356	35	250	1500	0,95	0,90	94
Радиально-поршневые							
НП14/22	5,5	22	4	1500	0,92	0,87	3,5
НП12/32	17	32	12	1500	0,94	0,89	7
НП25/32	34	32	25	1500	0,91	0,86	17
НПР16/50	22	50	16	1500	0,92	0,87	9
НПР32/50	44,1	50	32	1500	0,92	0,87	25
НПР16Х16/50	<u>22</u> 22	50	<u>16</u> 16	1500	<u>0,92</u> 0,92	<u>0,87</u> 0,87	22

2.2. Насосы регулируемые

Типоразмер	Параметры						
	Q , л/мин	P , МПа	q , см ³ /об	n , мин ⁻¹	η_0	η	m , кг
1	2	3	4	5	6	7	8
Аксиально-поршневые однопоточные с наклонным блоком							
313.12	26	20	11,6	2400	0,95	0,90	9
313.2.28	51		28	1800			15,5
313.3.55	77		55	1500			24
313.3.56	80		56	1500			22
313.3.80	114		80	1500			38
313.3.107	122		107	1200			40
313.3.112	128		112	1200			37,5
313.3.160	182		160	1200			55
313.3.250	228		250	960			85
Аксиально-поршневые однопоточные с наклонным диском							
НП33	47,4	22,5	33,3	1500	0,95	0,85	45
НП71	99,4	22,5	69,8	1500	0,95	0,85	63
НП90	126,8	26,5	89	1500	0,95	0,87	78
НП112	157,9	27	110,8	1500	0,95	0,87	78
РНА32/35	45	35	32	1500	0,96	0,86	42
РНА63/35	86	35	63	1500	0,95	0,86	58
РНА125/35	170	35	125	1500	0,95	0,87	85
РНА250/35	340	35	250	1500	0,95	0,87	150

Примечание. Насосы РНА выпускаются в следующих модификациях: с ручным управлением подачи (РНА1Р), с регулятором давления (РНА1Д), с регулятором мощности (РНАМ), со следящим управлением (РНАС).

2.3. Гидромоторы

Типораз- мер	Параметры							
	M , Н·м	n , мин ⁻¹	q , см ³ /об	P , МПа	P_{max} , МПа	η_0	η	m , кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
А. Нерегулируемые								
Шестеренные								
ГМШ32-3	68	2400	32	16	20	0,92	0,78	6,8
МНШ46У	43	1200	45,7	10	14	0,94	0,75	5,8
ГМШ50-3	105	2400	50	16	20	0,92	0,78	7,4
ГМШ100-3	205	2400	100	16	20	0,91	0,75	17,5
Аксиально-поршневые с наклонным блоком								
310.12	35	2400	11,6	20	32	0,96	0,91	4
210.12					32			9
310.2.28					32			17
310.3.45					35			17
310.56					35			19,2
310.3.80					35			29
310.112					35			45
310.3.160					35			65
310.3.250					35			24
МН56/32	262	1500	56	32	40	0,95	0,90	24
МН250/160	580	1000	250	16	20	0,95	0,91	96
МН250/16	585	1000	250	20	25	0,96	0,91	90
Аксиально-поршневые с наклонным диском								
МП33	92,6	1500	33,3	22,5	36	0,95	0,85	30
МП71	194	1500	69,8	22,5	36	0,95	0,85	40
МП90Б	312	1500	89	26,5	39	0,95	0,87	41
МП112Б-1	388	1500	110,8	27,0	36	0,95	0,87	43
РМНА32/35	149	1500	32	35	40	0,96	0,90	22,5
РМНА63/35	296	1500	63	35	40	0,95	0,90	35
РМНА125/35	592	1500	125	35	40	0,95	0,90	54
РМНА250/35	1190	1500	250	35	40	0,95	0,90	94
Радиально-поршневые								
МРФ100/25	370	750	100	25	32	0,94	0,85	50
МРФ160/25	600	480	160	25	32	0,94	0,85	52
МРФ250/25	940	480	250	25	32	0,94	0,85	84
МРФ400/25	1500	300	400	25	32	0,94	0,85	90
МР-450	1343	140	452	22	25	0,94	0,84	85
МР-700	2124	120	707	22	25	0,94	0,85	105
МР-1100	3884	100	1126	22	25	0,94	0,85	150

Продолжение приложения 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9
МР-1800	5436	80	1809	22	25	0,94	0,85	220
МР-2800	8354	60	2780	22	25	0,94	0,85	320
МР-4500	13532	40	4503	22	25	0,94	0,85	560
МР-7000	21020	30	6995	22	25	0,94	0,85	760
Планетарные								
МГП-80	151	345	80	16	21	0,85	0,80	9,0
МГП-100	189	276	100					9,4
МГП-125	237	220	125					9,8
МГП-160	303	172	160					15
МГП-200	300	200	200					16
МГП-315	300	89	315					23
ПМТ-320	590	192	320	12,5	16	0,86	0,80	24
ПМТ-400	738	150	400					28
ПМТ-500	922	150	500					35
ПМТ-630	1180	192	630					44
ПМТ-800	1459	150	800					56
ПМТ-1000	1824	120	1000					70
Б. Регулируемые аксиально-поршневые с наклонным блоком								
303/2.28	83	2000	28	20	35	0,95	0,90	15,5
303.3.55	166	1800	55					24
303.3.56	166	1800	56					22
303.3.80	240	1500	80					25
303.3.107	317	1200	107					40
303.3.112	332	1200	112					38
303.3.160	475	1200	160					55

2.4. Гидродвигатели поворотные (однолопастные, максимальный угол поворота вала 270°)

Типоразмер	Параметры						
	M , Н·м	n_{max} , мин ⁻¹	q , см ³ /об	P , МПа	η_0	η	m , кг
ДПГ-16	160	0,5	50	16	0,81	0,7	3,5
ДПГ-63	630		160				12
ДПГ-125	1250		400				35
ДПГ-200	2000		630				40
ДПГ-400	4000		1250				90
ДПГ-630	6300		1800				100

2.5. Гидроцилиндры типа ЦГ (двустороннего действия)

Цилиндр	Диаметр поршня, мм	Диаметр штока (мм) при номинальном давлении, МПа				Ход поршня, мм						
		10	16	25	32	80	100	125	160	200	250	320
Ц40	40	20	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц50	50	25	32	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц63	63	32	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц80	80	40	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ц100	100	50	63	63	70	200	250	320	400	500	630	800
Ц110	110	50	70	70	80	250	280	360	400	630	800	1000
Ц125	125	63	80	80	90	250	320	400	500	630	800	1000
Ц140	140	63	90	90	100	320	400	500	630	800	1000	1250
Ц160	160	70	100	100	110	320	400	500	630	800	1000	1250
Ц180	180	80	110	110	125	500	560	630	800	1000	1250	1600
Ц200	200	90	125	—	—	400	500	630	800	1000	1250	1600

Пример общего обозначения цилиндра ЦГ-125×80×500 (диаметр поршня – 125, штока – 80, ход поршня – 500 мм).

Массу гидроцилиндра можно вычислить по формуле

$$m_n = 970D^2(1 + 1,72L_n)(1 + 0,1p),$$

где D , L_n – соответственно диаметр и ход поршня, м;

p – номинальное давление, МПа

формула пригодна при условиях $D \geq 0,05$ м, $h \geq 10$ МПа

2.6. Гидрораспределители

Типоразмер	Параметры							
	p , МПа	p_{max} , МПа	Q , л/мин	Q_{max} , л/мин	z	Δp , МПа	ΔQ , л/мин	m , кг
Секционные трехпозиционные с предохранительным клапаном и ручным управлением								
P16	16	20	16	25	1-3	0,8	0,08	6,5
P50-3	16	20	50	60	1-6	0,5	0,15	8,1
РП70	16	20	70	80	1-8	0,6	0,15	9,0
PC20,16	16	25	100	125	1-10	0,7	0,08	12,8
PC25,16	16	25	160	200	1-8	0,7	0,10	22,9
PC32,16	16	25	250	320	1-8	0,7	0,15	36,8
Моноблочные трехпозиционные с предохранительным клапаном								
PM12,3	16	20	12,5	16	1	0,5	0,08	6,5
P80-3	16	20	80	120	1-3	0,3	0,05	15,5
Г216	32	40	90	125	2	0,3	0,09	20
Г220	32	40	160	200	2	0,3	0,12	32
Г232	32	40	360	400	2	0,3	0,16	63
Г240	32	40	600	630	2	0,4	0,16	120
Моноблочные четырехпозиционные (четвертая позиция – «плавающая») с предохранительным клапаном								
PM12,5	16	20	12,5	16	1	0,5	0,08	6,5
P80-3	16	20	80	120	1-3	0,3	0,05	15,5
P160-3	16	20	160	200	3	0,4	0,08	36

Примечание: 1. Масса секционного гидрораспределителя приведена для варианта исполнения с одной золотниковой секцией;

2. Гидрораспределители типа Г выпускаются с ручным (ГР), гидравлическим (ГГ) и электрогидравлическим (ГЭ) управлением золотниками.

2.7. Регуляторы потока типа ПГ-55-2

Показатели	ПГ 55-22	ПГ 55-24	ПГ 55-25
Условный проход, мм	10	20	32
Давление номинальное, МПа	20	20	20
Перепад давления в регуляторе, МПа, не менее	0,15	0,15	0,15
Расход, л/мин			
номинальный	20	80	160
минимальный	0,06	0,12	0,20

Продолжение приложения 2.7

Показатели	ПГ 55-22	ПГ 55-24	ПГ 55-25
Утечки при полностью закрытом дросселе и номинальном давлении, л/мин	0,05	0,1	0,18
Масса, кг	3,7	7,4	12,0

2.8. Элементы фильтрующие для очистки рабочих жидкостей гидросистем

Типоразмер	Параметры					
	a, мкм	Q, л/мин	m, кг	Δp , МПа при вязкости масла сСт, не более		
				20	30	100
ФЭГ1-5	5	15,5	0,19	0,03	0,07	0,13
ФЭГ2-5		25	0,35	0,05	0,1	0,13
ФЭГ3-5		63	0,65	0,09	0,05	0,1
ФЭГ4-5		100	0,90	0,04	0,11	0,45
ФЭГ1-10	10	40	0,19	0,02	0,03	0,11
ФЭГ2-10		80	0,35	0,05	0,08	0,13
ФЭГ3-10		200	0,65	0,04	0,07	-
ФЭГ4-10		320	0,90	0,06	0,07	0,13
ФЭГ1-25	25	40	0,19	0,01	0,27	0,06
ФЭГ2-25		80	0,35	0,02	0,03	0,06
ФЭГ3-25		200	0,65	0,02	0,27	0,07
ФЭГ4-25		320	0,90	0,03	0,04	0,09
ФЭГ1-40	40	50	0,19	0,01	0,02	0,03
ФЭГ2-40		100	0,35	0,02	0,02	0,05
ФЭГ3-40		200	0,65	0,03	0,03	0,05
ФЭГ4-40		400	0,90	0,03	0,05	0,08

Обозначение параметров в приложении 2:

Q – номинальная величина подачи, расхода;
 Q_{max} – максимальный расход;
 p – номинальное давление;
 p_{max} – максимальное давление;
 ΔQ – утечки рабочей жидкости;
 Δp – потери давления;
 q – рабочий объем;
 n – номинальная частота вращения вала;
 M – номинальный крутящий момент на валу;

m – масса;
 η_0 – объемный КПД;
 η – общий КПД;
 z – число золотников;
 a – толщина фильтрации рабочей жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика: учебник / Д.В. Штеренлихт. М.: Колос С, 2005. 656 с.
2. Медведев В.Ф. Гидравлика и гидравлические машины: учеб. пособие / В.Ф. Медведев. Минск: Вышэйш. шк., 1998. 311 с.
3. Палишкин Н.А. Гидравлика и сельскохозяйственное водоснабжение: учеб. пособие / Н.А. Палишкин. М.: Агропромиздат, 1990. 351 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. М.: Машиностроение, 1975. 559 с.
5. Чугаев Р.Р. Гидравлика: учебник / Р.Р. Чугаев. Л.: Энергия, 1971. 552 с.
6. Кравцов М.В. Гидромеханические процессы и сооружения гидроочистки / М.В. Кравцов. Минск: Ураджай, 1990. 226 с.
7. Исаев А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов: учеб. пособие / А.П. Исаев, Б.И. Сергеев, В.А. Дидур. М.: Агропромиздат, 1990. 400 с.
8. Васильев Б.А. Гидравлические машины: учеб. пособие / Б.А. Васильев, Н.А. Грецов. М.: Агропромиздат, 1988. 272 с.
9. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин, А.А. Шейпак. 3-е изд. М.: МГИУ, 2005. 352 с.
10. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов [и др.]. Мн.: Выш. шк., 1985. 382 с.
11. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: справочник / В.А. Васильченко. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
12. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В.А. Петров. М.: Машиностроение, 1988. 248 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Раздел I: Гидравлика	
1. Основные физические свойства жидкостей	9
1.1. Общие сведения о жидкостях	9
1.2. Силы и напряжения в жидкости	11
1.3. Объемные свойства жидкостей	13
1.4. Вязкость жидкостей и ее измерение	16
1.5. Термодинамические свойства жидкостей	20
1.6. Поверхностное натяжение и капиллярность	21
1.7. Особые свойства воды	22
2. Гидростатика	25
2.1. Гидростатическое давление и его свойства	25
2.2. Основное уравнение гидростатики	26
2.3. Измерение давлений	29
2.4. Сила гидростатического давления на плоскую поверхность и точка ее приложения	31
2.5. Сила гидростатического давления на криволинейную поверхность и точка ее приложения	36
2.6. Условие прочности тонкостенной криволинейной оболочки жидкости	39
2.7. Равновесие тел погруженных в жидкость	40
2.8. Относительный покой жидкости	43
3. Основы гидродинамики	48
3.1. Основные понятия кинематики жидкости	48
3.2. Режимы движения жидкости	53
3.3. Уравнение Бернулли для элементарной струйки жидкости	55
3.4. Уравнение Бернулли для потока жидкости	59
3.5. Потери энергии в потоке жидкости	61
4. Истечение жидкости через отверстия и насадки	75
4.1. Истечение жидкости через отверстия	75
4.2. Истечение жидкости через насадки при постоянном напоре	80
4.3. Истечение жидкости через отверстия при переменном напоре ..	84
4.4. Гидравлические струи	85
5. Гидравлические расчеты напорных трубопроводов	95
5.1. Виды трубопроводов	95
5.2. Расчет коротких трубопроводов	96

5.3. Расчет длинных трубопроводов	101
5.4. Гидравлический удар в трубопроводах	109
6. Движение жидкости в открытых руслах	112
6.1. Классификация и краткая характеристика каналов	112
6.2. Скорость движения воды в канале	114
6.3. Гидравлический расчет каналов	116
Краткая историческая справка	121

Раздел 2: Гидравлические машины

7. Основные технические параметры насосной установки	124
8. Конструкции динамических насосов	129
8.1. Центробежные насосы	130
8.2. Некоторые типичные узлы центробежных насосов	137
8.3. Осевые насосы	141
8.4. Диагональные насосы	143
8.5. Погружные насосные агрегаты	143
8.6. Насосы трения	144
8.7. Эксплуатация насосных агрегатов	147
8.8. Передвижные насосные станции	148
9. Основы теории и эксплуатационные расчеты лопастных насосов	156
9.1. Основное уравнение лопастных насосов	156
9.2. Гдромеханическое подобие лопастных насосов	159
9.3. Кавитация в лопастных насосах. Определение допустимой высоты всасывания	164
9.4. Испытания лопастных насосов	168
9.5. Пересчет характеристик насоса при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса	170
9.6. Сводные графики рабочих полей и выбор насоса по каталогу	175
9.7. Режим работы насоса	176
9.8. Регулирование режима работы насоса	184
9.9. Параллельное и последовательное соединение насосов для работы на сеть	186
10. Объемные гидромашины	189
10.1. Поршневые насосы	189
10.2. Диафрагменные насосы	196
10.3. Роторно-поршневые гидромашины	197
10.4. Роторные гидромашины	212
10.5. Планетарные гидромашины	222

10.6. Объемные гидродвигатели	226
10.7. Испытания и эксплуатация объемных гидромашин	238
Краткая историческая справка	240

Раздел 3: Гидроприводы и гидропередачи

11. Объемные гидроприводы и гидропередачи	243
11.1. Элементы объемного гидропривода и их символика	243
11.2. Регулирование скорости гидродвигателей и принципиальные схемы объемных гидроприводов	286
11.3. Многопоточные гидросистемы	296
11.4. Гидравлические усилители	299
11.5. Импульсные гидроприводы	307
11.6. Объемные гидропередачи	309
11.7. Особенности эксплуатации объемных гидроприводов	314
12. Динамические гидропередачи	318
12.1. Рабочие процессы и внешние характеристики динамических гидропередач	318
12.2. Обобщенные характеристики динамических гидропередач ...	331
12.3. Совместная работа двигателя с гидротрансформатором	334
Краткая историческая справка	344
Приложения	348
Литература	355