

Лекции Проектирование ГМ,ГП и средств ГПА

1. 1 Применение систем гидро- и пневмоприводов

Технический уровень машин во многом зависит от совершенства приводов. Для повышения уровня автоматизации производственных процессов машины должны иметь автоматизированные приводы, содержащие автономные регуляторы или управляемые централизованными автоматическими устройствами вплоть до ЭВМ.

Рассматриваемые объемные гидро- и пневмоприводы возникли давно, но интенсивно развиваться стали только в XX в. Вначале пневмопривод применялся для врубовых машин, а гидропривод в корабельных механизмах (например, для рулевого управления и поворота орудийных башен). В 20-х годах гидро- и пневмоприводами оснащали уже металлорежущие станки. С середины 30-х годов гидроприводы начали применять в авиационной технике. При создании различных самоходных машин стали использовать гидро- и пневмоприводы в рулевых и тормозных механизмах.

Начиная с середины XX в., в нашей стране развернулись работы по проектированию, изготовлению и применению гидро- и пневмоприводов почти во всех отраслях народного хозяйства. Сейчас гидроприводы успешно используют в транспортных, горных, строительных, дорожных, путевых, мелиоративных и сельскохозяйственных машинах, на судах, летательных и подводных аппаратах, в станках, подъемно-транспортных механизмах и автоматических линиях на машиностроительных, металлургических, химических и других предприятиях. Пневмоприводы преимущественно применяются в производствах с повышенным уровнем запыленности, температуры и пожарной опасности (деревообрабатывающее, литейное, сварочное, кузнечно-прессовое, нефтеперерабатывающее). Эффективность пневмоприводов проявляется при автоматизации вспомогательных операций (местные перевозки, кантование, фиксация и зажим деталей, сборка узлов, упаковка готовой продукции).

Особенности применения гидро- и пневмоприводов в различных машинах, аппаратах и технологических комплексах необходимо изучать по специальной литературе. Рассмотрим лишь несколько характерных пример

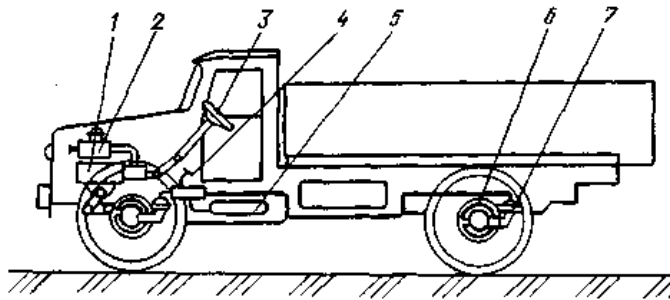


Рис. 1.1 Схема грузового автомобиля с гидравлическим рулевым механизмом и пневматической тормозной системой

Для облегчения труда водителя в системе рулевого управления грузового автомобиля (рис. 1.1) предусмотрен гидравлический следящий привод, содержащий рулевой механизм 1 с гидродвигателем и дросселирующим распределителем и насосную установку 2. Благодаря этому сила, прикладываемая водителем к рулевому колесу 3, не превышает 50 Н, а гидродвигатель при повороте колес автомобиля развивает силу на рулевой сошке до 8 кН. Причем угол поворота передних колес всегда пропорционален углу поворота рулевого колеса. Следящий гидропривод отличается компактностью и небольшой массой, поэтому размещается под капотом вместе с двигателем внутреннего сгорания.

Легкость получения (посредством компрессора) и простота передачи энергоносителя — сжатого воздуха (по трубопроводам) определили преимущественное применение на тяжелых грузовых автомобилях пневмоприводов для торможения колес. Сжатый воздух накапливается в ресивере 5 и при воздействии водителя на тормозную педаль 4 поступает в пневмодвигатель 7. Последний прижимает неподвижные тормозные колодки 6

к барабану, вращающемуся вместе с колесом, и тормозит его. Так происходит равномерное и одновременное торможение всех четырех колес автомобиля. Гидроприводы летательных аппаратов приводят в движение рабочие органы систем управления и энергоснабжения. К рабочим органам систем управления относятся элероны, рули направления и высоты, механизмы поворота крыльев, к системе энергоснабжения — гидроприводы стабилизации скорости электрических генераторов, приводы воздухозаборников, регулирующих подачу воздуха в авиационные двигатели. В качестве примера на рис. 2 показана упрощенная схема. Пилот воздействует на педали 1 и рычаги 2 гидромеханической системы управления рулями направления и высоты самолета. Это воздействие механической проводкой 3 передается на входы следящих гидроприводов 4 и 6, которые выполняют повороты руля направления 5 и руля высоты 7. Следящие гидроприводы преодолевают внешнее воздействие потока воздуха на рулевые поверхности и обесп

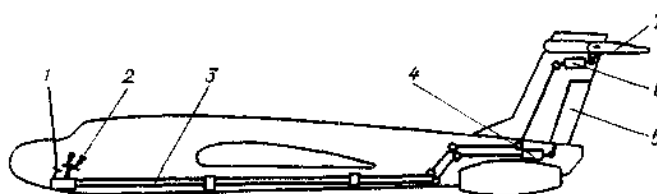


Рис. 1.2. Схема гидромеханической системы управления рулями направления и высоты самолета

чивают их поворот пропорционально отклонению управляющих органов. Применению гидроприводов в летательных аппаратах способствуют компактность и меньшая масса, чем приводов других типов, высокие статические и динамические свойства и незначительные затраты энергии на управление. К недостаткам гидроприводов летательных аппаратов следует отнести сложность источника питания рабочей жидкостью и повышенные затраты труда на обслуживание. Преимущества гидропривода перед пневмо- и электроприводами — следствие принципа передачи энергии с помощью жидкости под высоким давлением (10 ... 32 МПа и более). Благодаря этому гидродвигатели имеют наилучшие удельные показатели и их удобно встраивать в рабочие органы машин. Указанные преимущества определили широкое применение гидроприводов в землеройных и горных машинах. Исполнительными механизмами рабочего оборудования гидро-фицированного гусеничного экскаватора (рис. 1.3) служат предельно простые по устройству гидроцилиндры 3, 4, 7, которые komponуются на машине вместе с неразъемной стрелой 2, рукоятью 6 и ковшом 5. При относительно малых поперечных размерах гидроцилиндры могут развивать значительную силу.

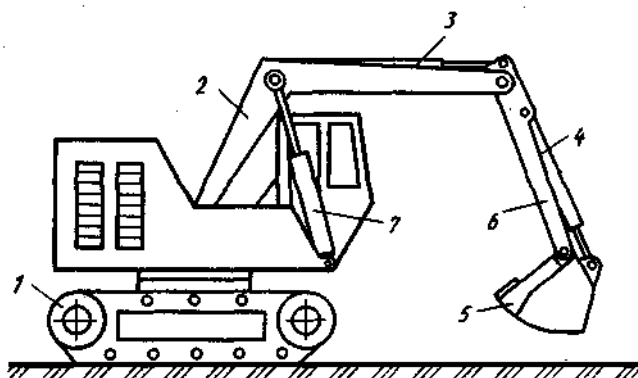


Рис. 1.3. Схема гидрофицированного гусеничного экскаватора

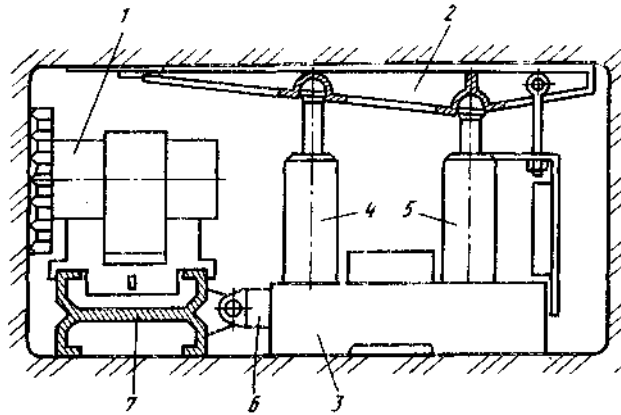


Рис. 1.4. Схема гидрофицированных угледобывающих механизмов

Так, при наружном диаметре гидроцилиндра 105 мм и давлении жидкости 25 МПа толкающая сила на штоке достигает 120 кН. Приводы поворота башни и гусеничного движителя 1 гидравлические. Здесь применены гидромоторы. Источником питания служит централизованная насосная станция (на схеме не показана). Управляет движением блок секционных распределителей.

На угольных шахтах применяются комплексы оборудования с единым технологическим циклом. Один из таких комплексов — механизированная крепь, узкозахватный комбайн и передвижной конвейер [34]. Условия работы горных машин в шахте отличаются весьма стесненным пространством, большими пусковыми и ходовыми нагрузками и необходимостью постоянно поддерживать кровлю, поэтому в механизированной крепи и угледобывающем комбайне используются гидроприводы. Гидравлический механизм подачи комбайна / (рис. 1.4) имеет регулируемый насос, высокомоментный гидромотор и гидроаппараты, размещенные благодаря высокому показателю удельной мощности в корпусе ограниченных габаритных размеров. Гидропривод подачи обеспечивает плавное скольжение корпуса комбайна 1 по ставу (раме) конвейера 7 благодаря взаимодействию звездочки с продольно расположенной и закрепленной цепью. Известно применение гидропривода для режущей части комбайна, что позволяет повысить производительность угледобывающего комплекса и улучшить сортность угля.

Механизированная крепь для очистных выработок состоит из большого числа (50—100) секций, расположенных вдоль лавы на значительном расстоянии (100 ... 250 м), и включает насосную станцию, гидромагистраль и центральный пульт управления. Каждая секция содержит, например, две гидростойки 4 и 5, перекрытие 2, основание 3, гидроаппараты и гидродомкрат 6, соединенный со ставом конвейера 7. Секция крепи удерживает гидростойками кровлю от обрушения, обеспечивает передвижку става конвейера после выемки комбайном полосы угля вдоль всей лавы и последующее подтягивание секции к конвейеру посредством гидродомкрата. Так как нагрузка на стойку достигает 400 ... 1800 кН, то использование механизированной крепи без гидропривода было бы невозможно. Давление жидкости, создаваемое насосной установкой в магистрали, составляет 20 ... 32 МПа, а в гидростойке при запириании гидрозамком — 30... 50 МПа. Для гидроприводов механизированных крепей применяют негорючие жидкости: водные эмульсии или синтетические жидкости.

Одно из важнейших средств автоматизации производства — робототехника. Промышленные роботы все шире применяются на производстве, заменяя человека на участках с опасными, вредными, тяжелыми или монотонными условиями труда. В промышленных роботах используют электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные приводы. Около 40% промышленных роботов имеют гидроприводы и более 40% — пневмоприводы. Сдерживающим фактором для применения электропривода можно назвать относительно низкий показатель удельной мощности. Чтобы установить электродвигатели на исполнительных звеньях промышленного робота, его удельная мощность должна быть не менее 150 Вт/кг. Однако применение электроприводов постоянно возрастает, что связано с преимуществами электромеханических роботов (легкость установки и наладки, простота в эксплуатации, низкий уровень шума при работе).

Наиболее эффективно применение пневмоприводов в промышленных роботах при цикловом управлении, ограниченном числе точек позиционирования и грузоподъемности до 10 кг. Пневмопривод обеспечивает высокое быстродействие. Позиционирование с требуемой точностью осуществляется по упорам. Как правило, пневмоприводы дополняют гидродемпферами для безударной остановки рабочего

органа.

В роботизированном технологическом комплексе для переработки пластмасс (рис. 1.5) робот 4 захватывает подогретые заготовки на выдачной позиции нагревательной печи 2, подает поочередно в гидравлические прессы 1, 3 и складывает изделия в накопитель 5 [116]. Подъем и опускание колонны, выдвижение руки, поворот относительно вертикальной оси и движение захватного устройства осуществляют пневмоприводы. Управляют комплексом с пульта 6.

В промышленных роботах грузоподъемностью от 20 кг и выше применяются гидроприводы. Особенно эффективны следящие гидроприводы в сочетании с электрическими управляющими и контролирующими устройствами, что позволяет создавать универсальные промышленные роботы, выполняющие сложные операции с пространственным позиционированием рабочего органа

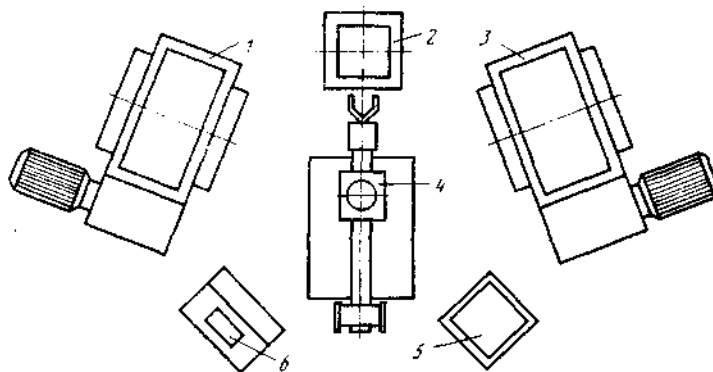


Рис. 1.5. Схема роботизированного технологического комплекса для переработки пластмасс

На сварочном участке автоматической линии для сборки кузовов автомобилей (рис. 1.6) два робота 5 и 5 со сварочными аппаратами 1 и 2 одновременно ведут сварку на правой и левой сторонах кузова 4 [132]. Каждый снабжен запоминающими устройствами с несколькими программами работы и выполняет сварку до 19 участков кузова автомобиля. Манипулятор робота имеет пять степеней подвижности и работает в сферической системе координат. Точность позиционирования в пространственной зоне действия 2 мм, что, в частности, приемлемо для точечной сварки кузовных деталей сложной конфигурации. Подобные промышленные роботы успешно используют, кроме того, и при автоматизации других технологических процессов: литья под давлением, штамповки, механической обработки, упаковки.

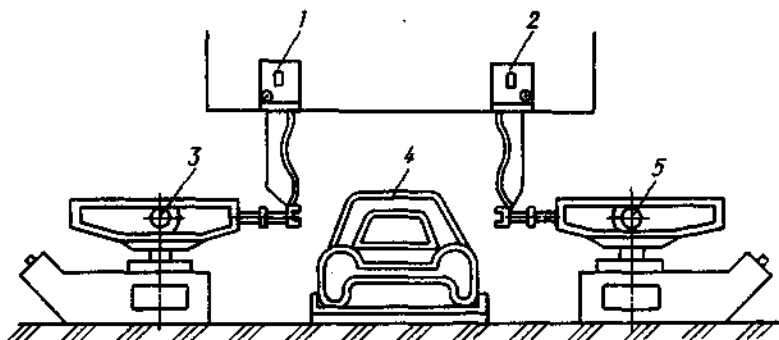


Рис. 1.6. Схема сварочного участка на автоматической линии сборки кузовов автомобилей:
1, 2 — сварочные аппараты; 3, 5 — роботы с электрогидравлическими приводами; 4 — кузов автомобиля

Приведенные примеры не отражают всего многообразия областей применения гидро- и пневмоприводов в различных машинах и технологическом оборудовании.

1.2 Этапы проектирования гидро- и пневмосистем

Опыт организации процесса проектирования машин и механизмов обобщен в нашей стране и представлен в виде комплекса государственных стандартов — Единой системы конструкторской документации. При этом установлены следующие основные этапы проектирования:

составление технического задания и разработка технического предложения;
эскизное и техническое проектирование;
разработка документации для опытного образца и серийного или массового производства.

Для каждого этапа рекомендована номенклатура графических и текстовых документов, которые должны содержать все **необходимые** данные. Техническое задание на разработку привода в первоначальном виде обычно формулируется заказчиком и содержит:

достаточные сведения о рабочем органе механизма или машины;
предварительную компоновку и требования к массе и габаритным размерам объемного привода;
характеристики управляющего воздействия и внешней нагрузки;
режимы движения выходного звена и работы привода в целом;
требования к точности движения или позиционирования и к качеству переходного процесса;
требование к КПД и ограничение по мощности;
условия эксплуатации (температура, давление, влажность, запыленность, вибрации, перегрузки и т. п.);
требования к надежности, обслуживанию и ремонту привода;
специальные требования (уровень шума, способы контроля и диагностики, необходимые блокировки и др.).

Разработчик проекта анализирует, уточняет и согласовывает с заказчиком задание и сроки выполнения проектных работ.

При разработке технического предложения делают аналитический обзор патентной и технической литературы. Тип привода выбирают в результате сравнения известных свойств, с учетом номенклатуры комплектующих изделий, выпускаемых промышленностью.

Если необходимо существенно улучшить технические характеристики приводов, то проводят научно-исследовательскую работу (НИР). При этом моделирование на ЭВМ и экспериментальное исследование макета обязательны, а решение технической задачи • на уровне изобретения — желательно

Эскизное и техническое проектирование систем приводов относят к стадии опытно-конструкторской разработки (ОКР). В эскизном проекте прорабатывают предварительные, а в техническом — окончательные технические решения, закладываемые в проект привода или группы приводов. Этап эскизного проектирования необходим для обсуждения с заказчиком принятых решений и уточнения технического задания.

Основные конструкторские документы эскизного и технического проектов привода — чертежи новых агрегатов или аппаратов, компоновки серийно выпускаемого оборудования, принципиальные гидравлические или пневматические, кинематические и электрические схемы, пояснительная записка и ведомость проекта. Технический проект должен содержать, кроме того, чертежи новых узлов и деталей и текстовые документы с результатами испытаний и эксплуатации.

В пояснительной записке указывают назначение привода и его предполагаемую техническую характеристику, дают описание и обоснование выбранных схем и конструкций, приводят расчеты, подтверждающие правильность принятых решений. В процессе принятия решений выполняют энергетический, гидравлический, тепловой и динамический расчеты проектируемого привода. Путем соответствующих расчетов определяют основные параметры узлов и агрегатов и оценивают их работоспособность. При расчетах устанавливают необходимость оптимизации этих параметров и выбирают способ решения оптимизационной задачи. Эффективность разрабатываемого привода следует оценить технико-экономически и сравнить с базовым образцом.

Следующий этап проектирования — разработка в полном объеме! конструкторской и технологической документации, необходимой для изготовления и испытания опытного образца. В состав конструкторской документации входят чертежи деталей, сборочный и габаритный чертежи, чертеж общего вида, спецификации, технические условия, схемы, расчеты, ведомости и документация для опытной эксплуатации. Технологическая документация должна содержать технологические инструкции, технологические (маршрутные) карты, чертежи на технологическую оснастку и приспособления и другие документы, необходимые для изготовления опытного образца на заводе.

При положительном результате испытания опытного образца приступают к завершающему этапу проектирования — запуску в серийное или массовое производство. Начинают его с корректирования технической документации в соответствии с результатами испытаний или опытной эксплуатации образца привода.

Технология серийного или массового производства существенно отличается от технологии экспериментального или опытного производства, поэтому разрабатывают всю технологическую документацию. Серийные экземпляры приводов проходят приемосдаточные испытания, после чего уточняют техническую характеристику созданного образца привода.

Качество разрабатываемых приводов в значительной мере закладывается на стадии проектирования, успех которого связан с уровнем теоретических знаний инженера-конструктора, объемом его практических навыков и умением работать творчески. Основу теоретических знаний составляют понимание физических процессов в гидро- и пневмоприводах, умение представлять их в математической форме и анализ свойства приводов по математическим моделям. Практические навыки инженеру нужны для проведения расчетов на ЭВМ, выполнения чертежно-технической документации и участия в экспериментальных исследованиях. Важное условие творческой работы инженера — изучение и критическое осмысление накопленного опыта разработки и эксплуатации гидро- и пневмоприводов.

2.1. Назначение, классификация и характеристики ГПС

Приводы — составная часть всех машин. Они приводят в движение рабочие органы машин с определенной закономерностью, в большинстве случаев обеспечивают необходимую скорость движения, заданное положение (позицию) или нужную силу на рабочем органе.

Объемный гидропривод или пневмопривод (сокращенно — объемный привод) отличается от приводов других типов гидросистемой или пневмосистемой, в которую входит один или несколько объемных гидродвигателей или пневмодвигателей (сокращенно — объемных двигателей). В объемном приводе механическая энергия передается рабочей средой (жидкостью или газами) под давлением. Объемный двигатель преобразовывает энергию потока рабочей среды в энергию выходного звена (штока или вала) в процессе попеременного заполнения рабочей камеры рабочей средой и вытеснения ее из рабочей камеры.

Место объемного привода в машине показано на рис. 1.1. Режим работы объемного привода задает управляющий орган. Различают объемные приводы с ручным и автоматическим управлением. Ручное управление осуществляет человек-оператор, автоматическое — специальное устройство или в общем случае система управления. Управляющий сигнал x может быть механическим, электрическим, гидравлическим или пневматическим.

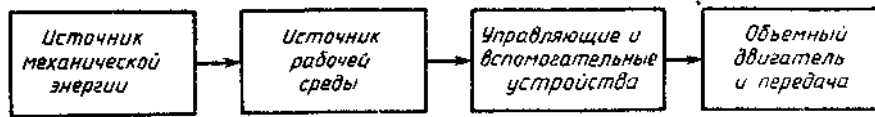
В зависимости от задачи управления различают объемные приводы стабилизирующий, программный и следящий. В стабилизирующем скорость движения выходного звена поддерживается постоянной, в программном — изменяется по заданной программе. У следящего привода регулируемый параметр выходного звена изменяется по определенному закону в зависимости от внешнего управляющего воздействия, которое заранее неизвестно.

К рабочему органу машины энергия A передается механическим узлом, который называется выходным звеном привода. По характеру движения его различают объемные приводы поступательного, поворотного или вращательного движения. Между объемным двигателем и рабочим органом машины может быть дополнительно установлена механическая передача (зубчатая, рычажная, цепная и т. п.)

Общая структура объемного привода

Общую структуру объемного привода можно представить в виде четырех

Место привода в машине



составных частей (рис. 1.2). Источником механической энергии в большинстве случаев служит тепловой или электрический двигатель, называемый приводящим. В зависимости от типа приводящего двигателя допускаются термины «электронасосный» или «дизель-насосный» гидропривод, «электрокомпрессорный» или «дизель-компрессорный» пневмопривод и т. д. Известны ручные и ножные гидроприводы, для которых источником механической энергии служит человек.

Для преобразования механической энергии приводящего двигателя в энергию потока рабочей среды под давлением используют в объемном приводе насос или компрессор. Насос подает жидкость под давлением, компрессор — сжатый газ (воздух). В некоторых случаях насос или компрессор не входят в состав объемного привода, поэтому по источнику подачи рабочей среды объемный привод называют насосным (компрессорным), аккумуляторным или магистральным. В аккумуляторном гидроприводе (пневмоприводе) рабочая среда подается в объемный двигатель, из гидроаккумулятора (пневмоаккумулятора), заряженного от внешнего источника. В магистральном гидроприводе (пневмоприводе) рабочая среда поступает в объемный двигатель от гидромагистрали (пневмомагистрали), не входящей в объемный привод.

От объемного гидродвигателя (пневмодвигателя) жидкость (воздух) может поступать в гидробак (окружающую среду) или на вход насоса (компрессора). В первом случае объемный привод называют гидроприводом (пневмоприводом) с разомкнутым потоком, во втором — с замкнутым.

Вспомогательные устройства (гидро- или пневмоаппараты) в объемном приводе обеспечивают кондиционирование рабочей среды (очистку, охлаждение и т. п.), предохраняют от поломок узлы и трубопроводы, контролируют процесс эксплуатации и выполняют другие функции. Объемные гидромашины (пневмомашины) и гидроаппараты (пневмоаппараты) соединены гидролиниями (пневмолиниями), представляющими собой трубы, рукава, соединения и каналы в корпусах и соединительных плитах.

Наиболее важный классификационный признак объемного привода связан с типом управляющего устройства. От него зависит способ регулирования скорости, потери энергии и многие характеристики. По управляющему устройству различают объемные приводы с дроссельным, машинным и машинно-дроссельным управлением. Кроме того, выделяют объемные приводы с управлением приводящим двигателем и противодавлением.

Дроссельное управление движением выходного звена осуществляется регулирующим гидроаппаратом (пневмоаппаратом). В технической литературе распространен также термин «дроссельное регулирование». Во многих случаях его можно считать приемлемым, так как термин «регулирование» — частный случай понятия «управление».

Машинное управление движением выходного звена применимо только к гидроприводе и выполняется регулируемым насосом, регулируемым гидромотором или обеими регулируемыми гидромашинами. Термин установлен ГОСТ 17752—81 взамен термина «объемное регулирование», рекомендованного ГОСТ 17752—72 и используемого в технической литературе, посвященной гидроприводам различных машин.

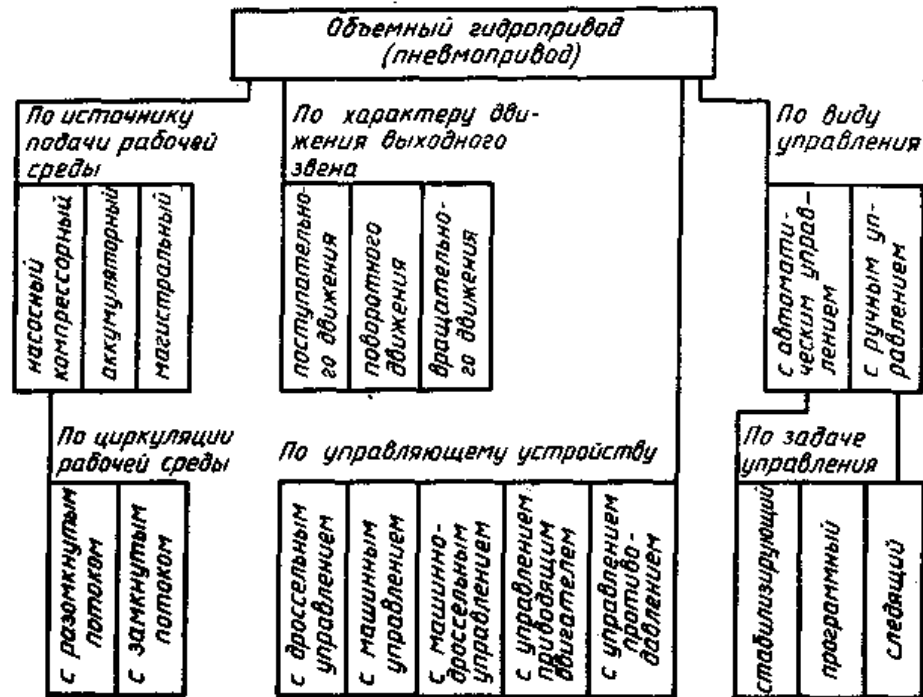
Управление приводящим двигателем применимо к объемному гидроприводе и состоит в управлении скоростью движения выходного звена путем изменения частоты вращения приводящего

двигателя. Управление противодавлением иногда осуществляют в пневмоприводе созданием противодавления на выходе пневмодвигателя.

Перечисленная классификация объемных гидро- и пневмоприводов показана на схеме рис. 1.3. В ней приведены только основные (устоявшиеся) классификационные признаки. При рассмотрении других признаков возникают дополнительные наименования объемных приводов. Например, во многих случаях важен характер управляющих сигналов, обрабатываемых объемным приводом. При этом целесообразно выделить объемные приводы с релейным и пропорциональным управлением. Сейчас интен-

сивно развиваются объемные приводы, управляемые дискретными (импульсными) сигналами и осуществляющие дискретное (шаговое) перемещение рабочего органа. Такие объемные приводы называют дискретными (шаговыми) гидро- или пневмоприводами.

Функциональные свойства объемных приводов принято оценивать по статическим и динамическим характеристикам, определяемым экспериментальным или расчетным путем. Экспериментальные данные наиболее достоверные. Однако на стадии проектирования объемного привода характеристики можно только рассчитать по уравнениям и формулам. Чтобы существенно сократить число уравнений и формул, целесообразно принять общие буквенные обозначения кинематических, динамических и инерционных величин применительно к двум основным видам дви-



2.1 Классификация объемных приводов

жения выходного звена: поступательному (п. д.) и вращательному (в. д.):

$$\vartheta = \begin{cases} l & \text{при п. д.;} \\ \varphi & \text{при в. д.;} \end{cases} \quad v = \begin{cases} u & \text{при п. д.;} \\ \Omega & \text{при в. д.;} \end{cases} \quad (2.1)$$

$$H = \begin{cases} P & \text{при п. д.;} \\ M & \text{при в. д.;} \end{cases} \quad m = \begin{cases} \mu & \text{при п. д.;} \\ J & \text{при в. д.;} \end{cases} \quad (2.2)$$

где u — обобщенное перемещение; l и φ — линейное и угловое перемещения; v — обобщенная скорость; u и Q — линейная и угловая скорости; Y — обобщенная динамическая величина; P — сила; M — момент силы; m — обобщенная инерционная (гравитационная) величина; μ — масса; J — момент инерции. Кроме того, обозначим через x — внешнее управляющее воздействие (механический, электрический, гидравлический или пневматический сигнал) на объемный привод.

Статические характеристики отражают свойства объемного привода при установившихся режимах работы, поэтому точки для построения статической характеристики определяют при установившихся (постоянных) значениях скорости o и силы (момента силы) Y на выходном звене. Рассмотрим основные статические характеристики объемных приводов.

Регулировочная характеристика объемного привода отражает зависимость скорости o или силы (момента силы) Y на выходном звене от управляющего воздействия x . По графику регулировочной характеристики $u = \Phi(x)$ или $H = \Phi(x)$ оценивают линейность регулирования, зону нечувствительности и возможный гистерезис объемного привода.

Нагрузочная характеристика показывает зависимость скорости выходного звена v от силы (момента силы) H , развиваемой для преодоления внешней нагрузки. Малая кривизна и небольшой наклон графика нагрузочной характеристики $v = \Phi$

(Я) свидетельствуют о стабильной работе объемного привода.

Характеристика энергетических потерь (сокращенно — энергетическая характеристика) представляет собой зависимость КПД объемного привода η от скорости v или силы (момента силы) H на выходном звене. На графиках $\eta = \Phi(v)$ и $\eta = \Phi(t)$ видна область эффективной эксплуатации объемного привода, в которой КПД имеет приемлемые значения.

К **динамическим характеристикам** относят временные и частотные характеристики. Под временными характеристиками подразумевают графики движения выходного звена во времени $v = \Phi(t)$ и $y = \Phi(t)$ при типовом управляющем или нагружающем воздействии. Эти характеристики отражают переходные процессы в объемных приводах и позволяют оценить быстродействие и колебательность выходного звена при резком изменении управляющего или нагружающего воздействия.

Частотные характеристики представляют собой отношения амплитуд $W(w)$ и сдвиг по фазе выходного и входного сигналов $\psi(w)$ в функции круговой частоты w при гармоническом движении объемного привода. Частотные характеристики позволяют в большинстве случаев косвенно оценить динамические свойства объемного привода. Однако рассчитать их по алгебраическим выражениям значительно проще, чем определять временные характеристики решением дифференциальных уравнений.

Конструктивное совершенство объемных приводов во многом зависит от технического уровня входящих в него объемных гидромашин или пневмомашин. Чтобы оценить технический уровень объемных машин и приводов, используют различные удельные показатели, например, удельную массу $\gamma_{пр}$ объемного привода, удельную работоспособность $a_{дв}$ объемного двигателя:

$$\gamma_{пр} = m_{пр}/N_{ном}; \quad a_{дв} = A_{дв}/V_{дв}, \quad (2.3)$$

где $m_{пр}$ и $N_{ном}$ — полная масса и номинальная мощность объемного привода; $A_{дв}$ — работа объемного двигателя за один оборот вала или полный ход штока; $V_{дв}$ — объем пространства, занимаемый объемным двигателем.

Эффективная эксплуатация объемного привода зависит от факторов надежности, к которым относятся безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость привода. *Безотказность* характеризуется непрерывным сохранением работоспособного состояния в течение некоторого времени или некоторой наработки. *Долговечность* оценивают *сроком службы* и *ре-*

сурсом, под которыми подразумевают соответственно календарную продолжительность и наработку (в часах) от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта до перехода в предельное состояние. *Ремонтопригодность* отражает приспособленность к восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта. Сохранение значений перечисленных показателей после хранения и транспортирования называют *сохраняемостью* привода.

Рассмотрим основные преимущества и недостатки объемных приводов. Гидро- и пневмоприводы по сравнению с механическими приводами больше приспособлены к автоматизации производственных процессов благодаря простоте управления, малой мощности управляющего сигнала и непосредственному соединению с гидравлическими или пневматическими управляющими устройствами. Гидро- и пневмолинии, соединяющие источник подачи рабочей среды с объемным двигателем, конструктивно проще, чем механические передачи (зубчатые, цепные, ременные), поэтому основные агрегаты объемного привода удобнее компоновать на машине. Общий недостаток объемных приводов — меньшее значение КПД (до 0,8), чем механических приводов (более 0,9).

В результате высокого номинального давления жидкости объемные гидроприводы имеют наилучшие удельные показатели ($\gamma_{пр} = 0,3 \dots 2 \text{ кг/кВт}$, $a_{дв} = 60 \dots 200 \text{ Дж/м}^3$). К существенным недостаткам необходимо отнести зависимость характеристик гидроприводов от условий эксплуатации (температуры) и возможность наружных утечек рабочей жидкости (минерального, силиконового или другого масла).

Благодаря использованию сжатого воздуха объемные пневмоприводы промышленного назначения имеют конструктивные, эксплуатационные и экологические преимущества, состоящие в простоте устройства пневмодвигателя поступательного движения, полной пожаробезопасности и отсутствии загрязнения окружающей среды. Однако из-за сжимаемости рабочей среды давление у них ограничено (до 1,6 МПа) условием безопасности обслуживающего персонала.

При выборе типа привода конструктору приходится учитывать не только перечисленные факторы, но и номенклатуру выпускаемых промышленностью гидро- и пневмоустройств, а также производственные условия.

2.2 Мультипликционный эффект в ГПС

Гидропривод подобно механическому рычагу или зубчатой передаче может многократно увеличивать действующую силу. Этот мультипликционный эффект обусловлен законом Паскаля для гидростатического давления жидкости В качестве примера рассмотрим простейший объемный гидропривод, состоящий из двух гидроцилиндров, соединенных трубопроводом 2 (рис. 2.2). Если поршень гидроцилиндра 1 создает давление p под действием силы $H_н$ то такое же давление по закону

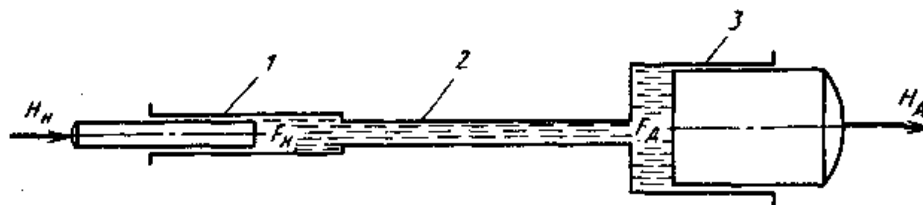


Рис. 2.2 Схема простейшего объемного гидропривода

Паскаля передается на поршень гидроцилиндра 3, создавая на нем силу $H_д$. В идеальном случае (без потерь на трение)

$$p = H_н / F_н; H_д = F_д p, \quad (2.4)$$

где $F_н$, $F_д$ — эффективные площади гидроцилиндров 1 и 3. Решив совместно два равенства, получим

$$H_д = F_д H_н / F_н. \quad (2.5)$$

При $F_d > F_n$ сила $H_d > H_n$.

Действительные условия работы объемного гидропривода отличаются от условий, оговоренных в законе Паскаля. При установившемся движении поршней и жидкости возникают дополнительные силы трения. Но они значительно меньше сил давления жидкости, поэтому мультипликационный эффект проявляется и в реальном гидроприводе.

Для оценки рассматриваемого эффекта пользуются понятием **коэффициента мультипликации силы (момента сил)** гидропривода, под которым подразумевают отношение силы (момента сил) на выходном звене гидродвигателя к силе (моменту сил) на входном звене насоса:

$$k_{м.с} = H_d / H_n. \quad (2.6)$$

Выведем формулу для определения коэффициента мультипликации $K_{м.с}$. С этой целью воспользуемся выражениями для силы (момента сил) на выходном звене насоса (1.28) и силы (момента сил) на выходном звене гидродвигателя (1.29):

$$H_n = q_n (p_n - \sigma_n p_0) / \eta_{н.м}; \quad H_d = q_d (p_d - \sigma_d p_0) \eta_{д.м}. \quad (2.7)$$

Дополнительно введем понятие **гидравлического КПД аппаратов и соединительных гидролиний $\eta_{га}$** . Эта величина отражает гидравлические потери давления при течении, жидкости от насоса к гидродвигателю и обратно:

$$\eta_{г.а} = \frac{p_d - \sigma_d p_0}{p_n - \sigma_n p_0}. \quad (2.8)$$

Совместно решив представленные выражения, получим формулу для расчета коэффициента мультипликации гидропривода

$$k_{м.с} = (q_d / q_n) \eta_{н.м} \eta_{г.а} \eta_{д.м}. \quad (2.9)$$

Основные величины, определяющие мультипликационный эффект гидропривода — удельные рабочие объемы насоса q_n и гидро-

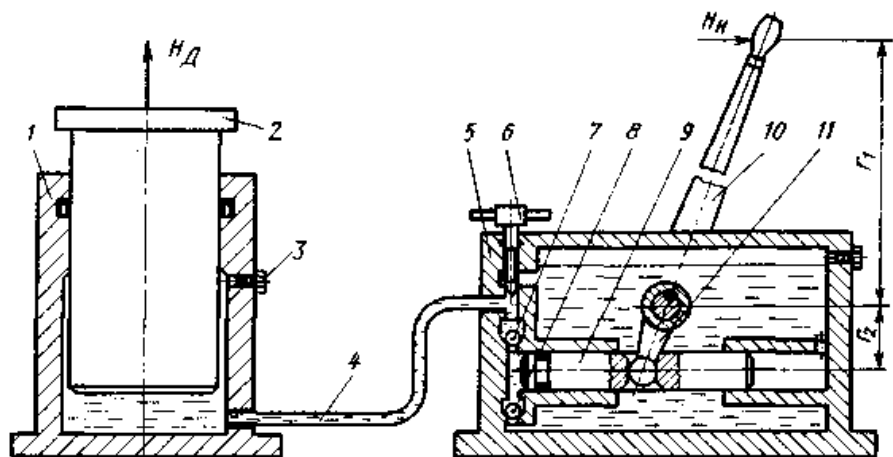


Рис. 2.3 Гидравлический домкрат

двигателя q_d . Величины $\eta_{н.м}$, $\eta_{га}$ и $\eta_{д.м}$ (частные КПД) не сколько снижают мультипликационный эффект из-за сил трения в движущихся механизмах и жидкости. Достоверные значения частных КПД устанавливают экспериментально. Расчетным путем можно получить лишь ориентировочные величины КПД. Формула для определения $\eta_{н.м}$, $\eta_{д.м}$, приведены в п. 1.3. Для расчет $\eta_{га}$, необходимо определить по формулам, применяемым в гидравлике, потери

давления в напорной Δp_n и сливной Δp_c линиях и аппаратах. Аналитическая связь между давлениями в напорной линии насоса p_n и подводной линии двигателя p , выражается через гидравлические потери Δp_n , а между давлениями в сливной полости двигателя p_c и всасывающей полости насоса p_v — через Δp_c .

$$p_d = p_n - \Delta p_n; p_o = p_n + \Delta p_o. \quad (2.10)$$

После подстановки последних зависимостей в выражение (1.08) получим

$$\eta_{г.а} = \frac{p_n - \sigma_n p_n}{p_n - \sigma_n p_n} - \frac{\Delta p_n + \sigma_n \Delta p_o}{p_n - \sigma_n p_n}. \quad (2.11)$$

Для расчета целесообразно ввести понятие относительных гидравлических потерь давления в линиях и аппаратах:

$$\epsilon_{г.а} = (\Delta p_n + \sigma_n \Delta p_o) / (p_n - \sigma_n p_n). \quad (2.12)$$

Когда $\sigma_d = \sigma_n$ или $p_n \ll R_n$, можно пользоваться наиболее простой формулой, получаемой из выражения (1.60):

$$\eta_{г.а} = 1 - \epsilon_{г.а}. \quad (2.13)$$

Мультипликаторный силовой эффект объемных гидроприводов широко используют в технике, например, в подъемных механизмах, тормозах автомобилей, гидравлических прессах и других машинах. В качестве примера рассмотрим гидравлический домкрат (рис. 2.3). Он содержит основные элементы объемного гидропривода: насос, гидродвигатель, трубопровод, рабочую жидкость и управляющее устройство. Насос приводится в движение вручную и включает корпус 5, клапаны 7 и 8, поршень 9, рукоятку 10 и рычаг 11. Основные части гидродвигателя — цилиндр /, поршень 2 и воздушная пробка 3. Управляющим устройством служит вентиль 6. Перемещениями рукоятки 10 вперед и назад осуществляется возвратно-поступательное движение поршня 9, всасывание жидкости из корпуса 5 через клапан 8 и вытеснение ее в трубопровод 4 через клапан 7. Поршень 2 под действием жидкости, поступающей по трубопроводу 4 в цилиндр /, поднимается. Для опускания поршня 2 предусмотрен вентиль 6, при открытии которого трубопровод 4 и соответственно камера цилиндра / сообщаются с внутренней полостью корпуса 5, служащей масляным баком.

Гидродомкрат предназначен для поднятия вручную больших грузов, поэтому должен иметь значительный мультипликаторный эффект. Рассмотрим применение формулы (1.59) к данному случаю. Удельный рабочий объем q_n насоса представляет собой величину, на которую изменяется объем рабочей камеры насоса при перемещении рукоятки 10 на линейную единицу:

$$q_n = (\pi d_n^2 / 4) (r_2 / r_1), \quad (2.14)$$

где d_n — диаметр поршня 9 насоса; r_1 и r_2 — плечи приложения сил к рычагу 11 и рукоятке 10.

Удельный рабочий объем q_d гидродвигателя в данном случае равен эффективной площади поршня 2:

$$q_d = \pi d_d^2 / 4, \quad (2.15)$$

где d_d — диаметр поршня 2.

После подстановки выражений для q_n и q_d в зависимость (1.59) получим формулу для определения коэффициента мультипликации силы гидродомкрата

$$k_{м.с} = \left(\frac{d_d}{d_n} \right)^2 \frac{r_1}{r_2} \eta_{н.м} \eta_{г.а} \eta_{д.м}. \quad (2.16)$$

Чтобы получить $k_{м.с} > 1$, необходимо обеспечить $d_d > d_n$ и $r_1 > r_2$. Путем варьирования соотношений d_d/d_n и r_1/r_2 можно увеличить коэффициент мультипликации силы.

Частные КПД несколько уменьшают величину $k_{м.с}$, так как сказываются силы трения в подвижных частях гидродомкрата. При наличии манжетных уплотнений на поршнях 9 и 2 величины $\eta_{нм}$ и $\eta_{дм}$ можно определить расчетным путем. В рассматриваемом случае $\sigma_n = \sigma_d = 1$ и $p_n = p_o = p_{ат}$, где $p_{ат}$ — атмосферное давление.

Идеальные силы на рукоятке насоса и поршне гидроцилиндра согласно формуле

(1.26) равны

$$H_{н.н} = q_n (p_n - p_{ат}) = \frac{\pi d_n^2}{4} \cdot \frac{r_2}{r_1} (p_n - p_{ат}); \quad (2.17)$$

$$H_{д.д} = q_d (p_d - p_{ат}) = \frac{\pi d_d^2}{4} (p_d - p_{ат}). \quad (2.18)$$

Силы трения на поршнях с манжетными уплотнениями, приведенные к входному и выходному звеньям, можно представить в аналитической форме

$$\Delta H_n = \pi d_n h_n (p_n - p_{ат}) f_T r_2 / r_1; \quad (2.19)$$

$$\Delta H_d = \pi d_d h_d (p_d - p_{ат}) f_T, \quad (2.20)$$

где h_n и h_d — ширина манжеты на поршнях 1 и 2; f_T — коэффициент трения манжеты о металлическую поверхность. Относительные потери на трение

$$\epsilon_{н.м} = 4h_n f_T / d_n; \quad \epsilon_{д.м} = 4h_d f_T / d_d. \quad (2.21)$$

Частные КПД насоса и гидродвигателя $\eta_{нм}$ и $\eta_{дм}$ находятся по формулам (1.38) при известных значениях $\epsilon_{нм}$ и $\epsilon_{дм}$. Из-за низких скоростей течения жидкости гидравлические потери давления в гидродомкрате обычно невелики, поэтому можно принять $\eta_{га} = 1,0$.

Мультипликационный эффект гидропривода значительно возрастет, если применить гидравлический преобразователь давления (гидромультипликатор). Такое устройство позволяет многократно увеличить давление жидкости, поступающей от насосной установки. Оно применяется в гидросистемах прессов и испытательных стендов.

Гидромультипликатор одинарного действия (рис. 2.4) имеет два совмещенных цилиндра 1 и 2, два соединенных поршня 3 и 4 и отверстия для подводного и отводного трубопроводов. Цилиндры с поршнями образуют три рабочие камеры: низкого давления (Я), высокого давления (В) и реверса (Р). При рабочем ходе блока поршней камера Н соединена напорным трубопроводом

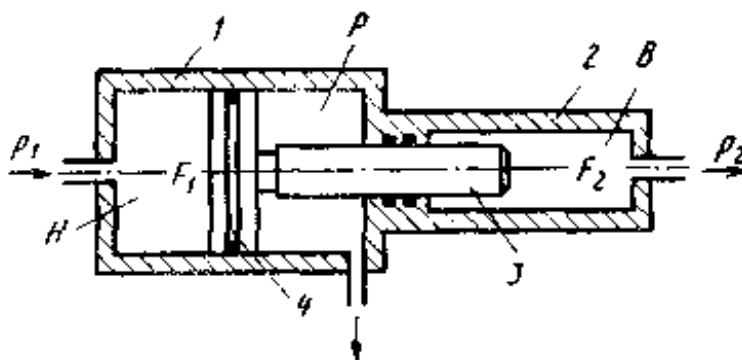


Рис. 2.4. Схема гидромультипликатора одинарного действия

с насосом, камера В — подводным трубопроводом с гидродвигателем, например с гидроцилиндром пресса. Уравнение сил на поршневом блоке при его равномерном давлении можно представить в виде

$$p_1 F_1 = p_2 F_2 + \Delta H_m, \quad (2.22)$$

где p_1 , p_2 — давления жидкости в камерах Н, В, F_1 , F_2 — эффективные площади поршней в камерах Н, В, ΔH_m — результирующая сил трения. Из данного уравнения получаем выражение для коэффициента мультипликации давления $k_{мд} = p_1/p_2$. Для этого приводим уравнение к виду

$$p_2 F_2 = p_1 F_1 [1 - \Delta H_m / (p_1 F_1)], \quad (2.23)$$

вводим дополнительные величины:
относительную потерю на трение

$$\varepsilon_{м.м} = \Delta H_{м}/(\rho_1 F_1); \quad (2.24)$$

механический КПД гидромultiпликатора

$$\eta_{м.м} = 1 - \varepsilon_{м.м}. \quad (2.26)$$

В результате получим удобное для расчетов выражение коэффициента мультипликации давления жидкости

$$k_{м.д} = (F_1/F_2) \eta_{м.м}. \quad (2.25)$$

У гидромultiпликаторов промышленного назначения коэффициент $k_{мд}=8 \dots 80$.

Чтобы определить коэффициент $k_{мд}$ объемного гидропривода, имеющего гидромultiпликатор, можно воспользоваться формулой

$$k_{м.д} = k_{м.о} k_{м.д}. \quad (2.27)$$

Формула (1.66) справедлива, если можно пренебречь величинами p_B и p_0 как малыми по сравнению со значениями p_H и p_D в выражении (1.58).

Гидромultiпликатор одинарного действия (см. рис. 2.4) конструктивно прост, но он может подать в гидродвигатель ограниченное количество жидкости, поэтому в гидропрессах с большим объемом рабочих цилиндров преимущественно используют гидромultiпликаторы двойного действия. Они снабжены золотниковой и клапанной распределительной аппаратурой и устройством, обеспечивающим автоматическое переключение

3.1 Дроссельное регулирование скорости в ГПС

Дроссельный способ регулирования скорости предусматривает применение в гидроприводе относительно простого устройства, называемого регулируемым дросселем. Известны два основных типа дросселей, конструктивные различия которых приводят к двум различным режимам течения жидкости: ламинарному и турбулентному [3, 13]. Дроссель с ламинарным режимом течения жидкости (ламинарный дроссель) представляет собой длинный канал с относительно малым проходным сечением (цилиндрическая щель, винтовая канавка и др.). Зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости через ламинарный дроссель близка к линейной. Дроссель с преимущественно турбулентным течением жидкости (турбулентный дроссель) представляет собой местное сопротивление в виде короткого и весьма малого по площади отверстия круглой, кольцевой или прямоугольной формы. Течение жидкости в таком отверстии, как правило, турбулентное, зависимость между перепадом давлений и расходом жидкости — квадратичная.

Для регулирования скорости объемных гидроприводов преимущественно используют турбулентные дроссели.

При равных условиях применения они меньше по габаритным размерам и массе, чем ламинарные. Кроме того, при турбулентном режиме течения жидкости зависимость сопротивления потоку от вязкости жидкости и соответственно от температуры жидкости и окружающей среды значительно меньшая, чем при ламинарном. У турбулентного дросселя сопротивление потоку регулируется изменением площади проходного сечения рабочей щели (отверстия). Конструктивное исполнение регулируемых дросселей зависит от условий применения. Известны регулирующие элементы гидродросселей в виде конических деталей, поворотных кранов с прорезями, золотников с поясками и др.

Остановимся подробно на физических процессах, протекающих в турбулентном дросселе (рис. 3.1), и формах его математического описания. Величины, характеризующие поток во входном сечении дросселя, отметим нулевыми индексами.

Входная и выходная полости гидродросселя обычно имеют одинаковую площадь

проходного сечения ($F_0 = F$). Для жидкости

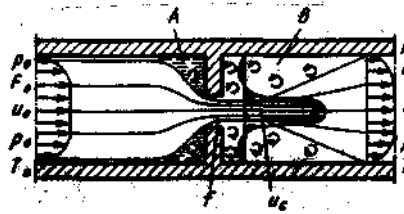


Рис 3.1. Схема течения рабочей среды в турбулентном дросселе

в пределах общепринятого диапазона изменения давлений можно принять равенство плотности потока во входной и выходной полости ($\rho_0 = \rho$). При этом на основании уравнения неразрывности потока $F_0 \rho_0 u_0 = F \rho u$ можно предполагать равенство средних скоростей потока во входном и выходном сечениях ($u_0 = u$) и равенство коэффициентов удельной кинетической энергии потока ($\alpha_0 = \alpha$).

При подходе к дросселирующему отверстию (щели) поток резко сужается, так как площадь f отверстия многократно меньше площади F_0 сечения входного канала. В дросселирующем отверстии возникает струя с высокой скоростью u_c течения. Соотношение u_c и u_0 можно определить из уравнения неразрывности потока

$$F_0 \rho_0 u_0 = \psi f \rho u_c, \quad (3.1)$$

где ψ — коэффициент сжатия струи, зависящий от формы и длины дросселирующего отверстия и скорости течения жидкости (числа Re) [81]. Обычно $\psi = 0,7 \dots 0,9$.

В процессе сужения потока и прохождения через отверстие часть удельной механической энергии затрачивается на трение и вихреобразование. Такие потери в гидравлике принято учитывать коэффициентом потерь ζ_c в долях удельной кинетической энергии струи

$$\Delta a_c = \zeta_c \frac{u_0^2}{2}. \quad (3.2)$$

Достоверное значение ζ_c определяется экспериментально. Для прикидочной оценки коэффициента ζ_c можно воспользоваться полуэмпирической формулой И. Е. Идельчика:

$$\zeta_c = (1 - f/F_0)/2. \quad (3.3)$$

При резком сужении потока коэффициент $\zeta_c = 0,5$.

В выходном канале гидродросселя физический процесс протекает иначе (см. рис. 3.1). Если во входной полости образуется застойная зона A с малым вихреобразованием, то в выходной — зона B развитого вихреобразования. Струя жидкости с высокой начальной скоростью u_0 тормозится в выходном канале гидродросселя в результате вихреобразования и трения между быстро движущимися частицами струи и частицами потока в выходном канале, имеющими относительно малую скорость u . При этом значительная часть удельной кинетической энергии струи теряется, т. е. преобразуется в необратимую тепловую энергию. В гидравлике принято потери удельной энергии аналитически выражать так [8]:

$$\Delta a_p = \zeta_p \frac{u_0^2}{2}. \quad (3.4)$$

Для приближенной оценки коэффициента потерь удельной энергии при внезапном расширении потока используют формулу, полученную на основании теоремы Борда:

$$\zeta_p = (1 - f/F_0)^2. \quad (3.5)$$

Предельное значение величины $\zeta_p = 1$ будет при $f/F_0 = 0$, что соответствует полному преобразованию удельной кинетической энергии струи в тепловую. Уравнения удельных механических энергий для входного и выходного сечений каналов турбулентного дросселя согласно формуле (1.12) без учета несущественных членов имеют вид

$$a_0 = \frac{p_0}{\rho_0} + \alpha_0 \frac{u_0^2}{2}; \quad (3.6)$$

$$a = \frac{p}{\rho} + \alpha \frac{u^2}{2}. \quad (3.7)$$

Разницу между значениями a_0 и a составляют потери удельной механической энергии потока

$$a_0 - a = \Delta a_c + \Delta a_p.$$

На основании приведенных выражений получаем общее уравнение течения жидкости через турбулентный дроссель

$$\frac{p_0}{\rho} - \frac{p}{\rho} = (\zeta_0 + \zeta_p) \frac{u_c^2}{2} . \quad (3.8)$$

Отсюда скорость течения жидкости в струе

$$u_0 = \varphi \sqrt{(2/\rho) (p_0 - p)} , \quad (3.9)$$

где $\varphi = 1/\sqrt{\zeta_c + \zeta_p}$ — коэффициент скорости

В соответствии с приведенными оценками величин ζ_c и ζ_p минимальное теоретическое значение $\varphi_{\min}=0,815$, максимально $\varphi_{\max} = 1$. Объемный расход жидкости через дроссель можно выразить через среднюю скорость u_c течения жидкости в струе, площадь f проходного сечения дросселя и коэффициент ψ сжатия струи:

$$Q = \psi f u_0 = \psi \varphi f \sqrt{(2/\rho) (p_0 - p)} . \quad (3.10)$$

В гидравлике и гидроавтоматике используется величина $\mu = \psi \varphi$, названная коэффициентом расхода:

$$Q = \mu f \sqrt{(2/\rho) (p_0 - p)} . \quad (3.11)$$

В некоторых случаях удобно пользоваться величиной, названной эффективной площадью проходного сечения, $f_{\text{эф}} = \mu f$.

Достоверные значения коэффициента расхода μ определяются экспериментально. Стабильное значение величина μ имеет при числах $Re > 350$. Известны значения коэффициента μ для различных конструкций турбулентных дросселей [1, 3, 6]. Для гидродросселей золотникового типа $\mu = 0,4 \dots 0,6$.

В гидроприводах применяются регулируемые дроссели различной конструкции [10, 35]. Общее для них — изменение площади f проходного сечения посредством управляющего воздействия x . В наиболее простом виде связь между величинами f и x можно выразить через коэффициент b , зависящий от конструкции:

$$f = bx . \quad (3.12)$$

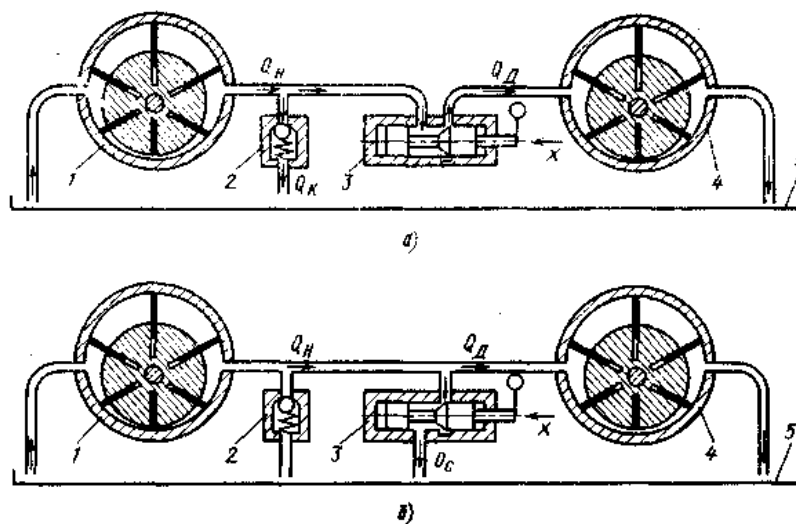


Рис. 3.2 Схемы гидроприводов с дросселем, установленным: а- последовательно; б- параллельно

При $b = \text{const}$ наблюдается желаемая линейная зависимость f от x . При конусной форме запорно-регулирующего элемента

$$b = \pi d_B \sin (\varphi_B/2) , \quad (3.13)$$

где d_B — диаметр золотника; φ_B — угол конусности дросселирующего пояска. Таким образом, общая формула расхода жидкости через регулируемый дроссель выглядит так:

$$Q = \mu b x \sqrt{(2/\rho) (p_0 - p)} . \quad (3.13)$$

Рассмотрим конкретное применение регулируемого дросселя в объемных гидроприводах (рис. 3.2 а, б). Общее для них — наличие основных машин и аппаратов: насоса 1, гидромотора 4, клапана 2, дросселя 3 и бака 5. Различие состоит в месте установки дросселя 3. В схеме на рис. 3.2, а дроссель 3 размещен в напорной гидролинии, в схеме на рис. 3.2, б — в ответвлении от напорной гидролинии. Первый вариант расположения дросселя называют последовательной, а второй — параллельной установкой регулируемого дросселя.

Дроссельное регулирование скорости объемного гидропривода состоит, по существу, в регулировании расхода Q_d жидкости, поступающей в гидродвигатель. Скорость v_d выходного звена гидродвигателя связана с расходом (Q_d , удельным объемом q_d гидродвигателя и объемным КПД $\eta_{до}$) уравнением (1.32). Из этого уравнения

$$v_d = Q_d \eta_{до} / q_d. \quad (3.14)$$

Давление жидкости в подводной гидролинии и напорной камере гидродвигателя p_d в установившемся режиме работы соответствует внешней нагрузке $H_{нс}$. Из уравнения (1.29) имеем

$$p_d = H_{нс} / (q_d \eta_{д.м}) + \sigma_d p_c. \quad (3.15)$$

Для гидромотора роторно-поршневого типа коэффициент асимметрии полостей $\sigma_d = 1$. Давление в сливной полости при разомкнутой циркуляции рабочей жидкости может быть близким к атмосферному.

При последовательной установке регулируемого дросселя в объемном гидроприводе (рис. 3.2, а) поток жидкости от насоса (подача Q_n) разветвляется в общем случае на два: через клапан на слив (расход Q_k) и через дроссель в гидродвигатель (расход Q_d):

$$Q_n = Q_k + Q_d. \quad (3.16)$$

При постоянной подаче Q_n насоса регулирование скорости v_k гидродвигателя начинается с момента открытия напорного клапана. Давление жидкости перед дросселем можно при этом принять приближенно равным давлению настройки клапана $p_n = p_k$, а давление жидкости после дросселя без учета потерь в трубопроводе — равным величине p_d . Следовательно, применительно к рассматриваемому гидроприводе уравнение объемного расхода через дроссель (1.70) можно представить в виде

$$Q_d = \mu b x \sqrt{(2/\rho) (p_k - p_d)}. \quad (3.17)$$

С учетом записанных выражений для v_d и p_d получим общее уравнение характеристик объемного гидропривода с последовательно установленным дросселем:

$$v_d = \mu b x \frac{\eta_{д.о}}{q_d} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_k - \frac{H_{нс}}{q_d \eta_{д.м}} - \sigma_d p_c \right)} \quad (3.18)$$

При параллельной установке регулируемого дросселя в объемном гидроприводе (рис. 3.2, б) поток жидкости от насоса разветвляется на два: через дроссель на слив и в гидродвигатель. При этом

$$Q_n = Q_d - Q_c. \quad (3.19)$$

Давление жидкости перед дросселем без учета потерь в трубопроводе может быть принято равным p_d , после дросселя — равным p_c .

Применительно к рассматриваемому гидроприводе уравнение расхода жидкости через дроссель

$$Q_c = \mu b x \sqrt{(2/\rho) (p_d - p_c)}. \quad (3.20)$$

С учетом приведенных общих выражений для v_d и p_d и в соответствии с уравнениями для Q_n и Q_c , получим общее уравнение характеристик объемного гидропривода с параллельно установленным дросселем

$$v_d = \frac{\eta_{д.о}}{q_d} \left(Q_n - \mu b x \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{H_{нс}}{q_d \eta_{д.м}}} \right), \quad (3.21)$$

В уравнении (1.72) дополнительно принято $\sigma_{др} p_c = 0$. При расчете нагрузочной $v_d = \Phi(H_d)$ и регулировочной $v_n = \Phi(x)$ характеристик объемных гидроприводов с дроссельным регулированием скорости необходимо знать предельные значения величин v_d , H_d и x . Максимальная скорость объемного гидродвигателя определяется полной подачей насоса:

$$v_{d \max} = Q_n \eta_{д.о} / q_d. \quad (3.22)$$

Максимальная преодолеваемая объемным гидродвигателем внешняя нагрузка зависит от давления p_k настройки предохранительного или напорного клапана:

$$H_{d \max} = q_d (p_k - \sigma_{др} p_c) \eta_{д.м}. \quad (3.22)$$

Диапазон регулирования дросселя зависит от полной подачи насоса Q_n и давлении жидкости до и после дросселя. Принимаем

$$x_{\max} = Q_n / [\mu b \sqrt{(2/\rho) (p_k - \sigma_{др} p_c)}]. \quad (3.23)$$

Для анализа характеристик объемных гидроприводов с дроссельным регулированием скорости удобно использовать относительные переменные величины:

$$\bar{v}_d = v_d / v_{d \max}; \quad \bar{H}_d = H_d / H_{d \max}; \quad \bar{x} = x / x_{\max}. \quad (3.24)$$

При этом величины μ , b , $\eta_{оэс}$, $\eta_{дл}$ и p_c принимают постоянными. После подстановки выражений (1.73)—(1.76) в уравнения характеристик (1.71) и (1.72) получают приближенные, но простые и наглядные уравнения характеристик гидроприводов с дроссельным регулированием скорости.

При последовательной установке дросселя

$$\text{при параллельной} \quad \bar{v}_d = \bar{x} \sqrt{1 - \bar{H}_d}; \quad (3.25)$$

$$\bar{v}_d = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{H}_d}. \quad (3.26)$$

Уравнения (1.77), (1.78) позволяют рассчитать и построить обобщенные характеристики дроссельных гидроприводов. Нагрузочные характеристики $v = \Phi(H_d)$ гидропривода с последовательной установкой дросселя (рис. 3.3, а) имеют «падающий» вид с большой крутизной в зоне больших значений H_d . Это свидетельствует о существенной зависимости скорости гидродвигателя от внешней нагрузки. Подобные характеристики называют «нежесткими».

Регулировочные характеристики $v_d = \Phi(x)$ гидропривода (рис. 3.3, б) имеют линейный вид. Однако следует иметь в виду, что это в значительной мере идеализированные характеристики, определенные при постоянстве величин b , μ , $\eta_{дл}$, $\eta_{дм}$ и p_c . Определяющее влияние на линейность регулировочной характеристики оказывает конструкция запорно-регулирующего элемента гидродросселя. Стремятся к тому, чтобы площадь f проходного

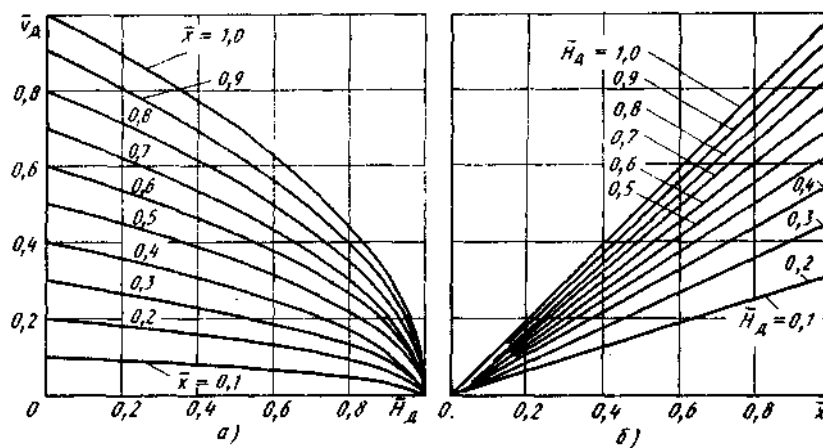


Рис. 3.3 Характеристики объемного гидропривода с последовательно установленным дросселем: а - нагрузочная; б - регулировочная

сечения изменялась пропорционально регулируемому воздействию x , т. е. к $b = \text{const}$.

Крутизна «падения» нагрузочной характеристики $v_d = \Phi(H_d)$ гидропривода с параллельно установленным дросселем (рис. 3.4 а) зависит от степени открытия его проходного сечения, соответствующего относительной величине регулирующего воздействия x . В зоне $0,5 < x < 1,0$ и $0 < H_d < 0,5$ скорость у гидропривода с параллельной установкой дросселя снижается значительно, чем у гидропривода с последовательной установкой.

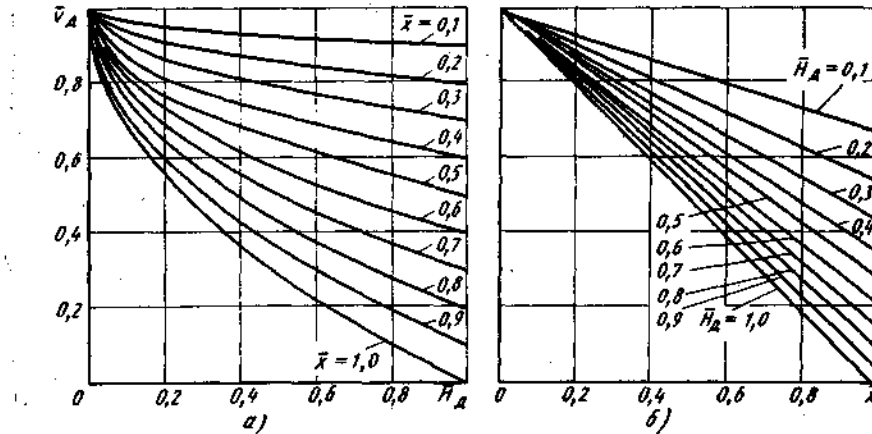


Рис 3.4 . Характеристики объемного гидропривода с параллельно установленным дросселем: а — нагрузочная; б — регулировочная

В зоне $0 < x < 0,5$ и $0,5 < H_d < 1$ наоборот. Регулировочные характеристики $v_d = \Phi(x)$ гидропривода с параллельно установленным дросселем (рис. 3.4 , б) имеют вид, обратный аналогичным характеристикам гидропривода с последовательно установленным дросселем.

Рассмотрим КПД гидропривода с дроссельным регулированием скорости. 13 соответствии с принятым понятием общего КПД гидропривода

$$\eta = N_d / N_n, \quad (3.27)$$

где N_d и N_n — мощность на выходном и входном звене гидропривода.

Известно, что мощность силы равна скалярному произведению этой силы на скорость перемещения точки ее приложения. В рассматриваемом случае $N_n = v_d H_d$ и $N_d = v_b H_b$.

Применительно к гидроприводу с последовательно установленным дросселем согласно формулам (1.28) и (1.31) при $p_b = p_n$,

$$v_n = Q_n / (q_n \eta_{н.о}); \quad H_n = q_n (p_n - \sigma_n p_b) / \eta_{н.м}. \quad (3.28)$$

Принятые выражения (1.76), (1.73) и (1.74) для относительных величин позволяют записать при $p_я = p_к$

$$v_д = \bar{v}_д Q_н \eta_{д.о} / q_д; H_д = \bar{H}_д q_д (p_к - \sigma_д p_с) \eta_{д.м}. \quad (3.29)$$

Для рассматриваемого гидропривода (см. рис. 3.4, а) можно принять $\sigma_н p_в = \sigma_д p_с$. Полные КПД насоса $\eta_н$ гидродвигателя $\eta_д$ связаны с частными КПД зависимостями (1.36). После подстановки и алгебраических преобразований получим следующее выражение для общего КПД гидропривода с последовательно установленным дросселем:

$$\eta = \bar{v}_д \bar{H}_д \eta_н \eta_{д.} \quad (3.30)$$

Для гидропривода с параллельно установленным дросселем при $p_н = p_д$

$$v_н = Q_н / (q_н \eta_{н.о}); H_н = q_н (p_д - \sigma_н p_в) / \eta_{н.м}; \quad (3.31)$$

$$v_д = \bar{v}_д Q_н \eta_{д.о} / q_д; H_д = q_д (p_д - \sigma_д p_с) \eta_{д.м}. \quad (3.32)$$

Для общего КПД гидропривода с параллельно установленным дросселем

$$\eta = \bar{v}_д \eta_н \eta_{д.} \quad (3.33)$$

Из выражений (1.79) и (1.80) можно выделить часть, отражающую потери энергии в дросселе и клапане. Для этого введем понятие КПД η_a аппаратов гидропривода с дроссельным регулированием скорости. При этом

$$\eta = \eta_a \eta_н \eta_{д.} \quad (3.34)$$

Для гидропривода с последовательно установленным дросселем

$$\eta_a = \bar{v}_д \bar{H}_д = \bar{x} \bar{H}_д \sqrt{1 - \bar{H}_д}; \quad (3.35)$$

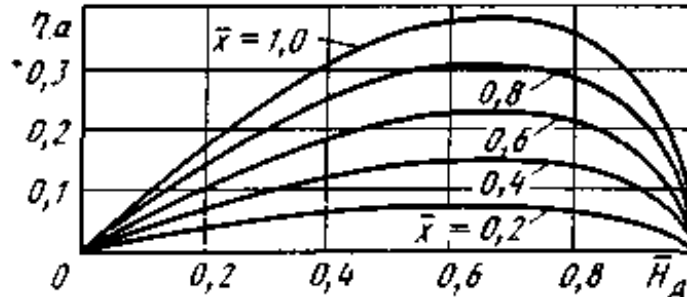


Рис. 3.5. Характеристики КПД аппаратов гидропривода с последовательно установленным дросселем

с параллельно установленным дросселем

$$\eta_a = \bar{v}_д = 1 - \bar{x} \sqrt{\bar{H}_д}. \quad (3.36)$$

Анализ характеристик $\eta_a = \Phi(H_д)$ (рис. 3.5), рассчитанных по формуле (1.82), показывает, что максимальное значение КПД аппаратов (дросселя и клапана) при последовательной установке дросселя $\eta_a = 0,385$ при $x = 1$ и $H_д = 0,667$. При остальных значениях x и $H_д$ величина η_a существенно ниже. Причиной служит постоянное течение жидкости через напорный клапан на слив при максимальном давлении.

КПД аппаратов в гидроприводе с параллельной установкой дросселя несколько выше, но только в зоне $x < 0,5$ и $H_д < 0,5$ (см. рис. 3.4, а). Причина потерь энергии — постоянное течение жидкости из напорной линии через дроссель на слив при переменном давлении.

Из анализа характеристик гидроприводов с дроссельным регулированием скорости можно сделать вывод о целесообразности применения их при небольшой мощности подводимой энергии (не более 5 кВт).

3.2 Машинное регулирование скорости в ГПС

Чаще всего для машинного регулирования скорости в гидроприводах используют регулируемые насосы и нерегулируемые гидродвигатели (гидромоторы или гидроцилиндры). Известно

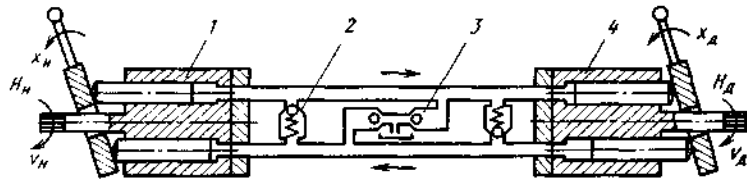


Рис. 3.6 Упрощенная схема гидропривода с машинным регулированием скорости

и применение нерегулируемых насосов и регулируемых гидромоторов. Регулируемые насос и гидромотор в гидроприводе используют редко. Последний вариант позволяет расширить диапазон регулирования скорости гидропривода. Все случаи применения регулируемых гидромашин обеспечивают значительно более высокий КПД по сравнению с дроссельным регулированием скорости и значительно меньшее изменение скорости выходного звена при колебаниях нагрузки. Рассмотрим, чем обеспечиваются указанные свойства.

На рис. 3.6 показаны упрощенная схема объемного гидропривода вращательного движения с замкнутым потоком жидкости и обеими регулируемыми гидромашинами. Вал насоса 1 вращается от приводного двигателя (на схеме не показан). Вал гидромотора 4 приводит во вращение рабочий орган машины (на схеме не показан). Насос и гидромотор соединены между собой трубопроводами, а с масляным баком — обратными клапанами 3. Трубопроводы соединяются предохранительными клапанами 2. Обе гидромшины аксиально-поршневые регулируются изменением наклона опорных шайб соответственно на угол x_H и x_D .

Благодаря этому изменяются удельные рабочие объемы насоса q_B и гидромотора q_n . При углах поворота x_{Hmax} x_{Dmax} до 0,4 рад можно с приемлемой погрешностью принять

$$q_n = (q_{nmax}/x_{nmax}) x_n; \quad q_d = (q_{dmax}/x_{dmax}) x_d. \quad (3.37)$$

Изменением удельного рабочего объема q_H насоса регулируется подача жидкости в гидромотор и соответственно скорость v_d его выходного вала. При изменении удельного рабочего объема q_n гидромотора скорость v_H выходного вала также изменяется. Для установления связи между величинами v_d и q_H или q_d воспользуемся уравнением расходов жидкости в напорной части гидропривода

$$q_H v_H = q_n v_n - \Delta Q, \quad (3.38)$$

где ΔQ — суммарные объемные потери в напорных полостях машин и гидроаппаратах.

Уравнение (1.113) записано на основании того, что идеальная подача насоса $Q_{ни} = q_H v_H$ и идеальный расход через гидромотор $Q_{ди} = q_n v_n$ при неразрывности потока и установившемся режиме работы гидропривода (скорость и нагрузка постоянны) отличаются один от другого суммарными объемными потерями ΔQ :

$$\Delta Q = \Delta Q_n + \Delta Q_a + \Delta Q_d, \quad (3.39)$$

где ΔQ_n , ΔQ_a и ΔQ_d — объемные потери в насосе, гидроаппаратах и гидродвигателе.

Основную часть потерь ΔQ в рассматриваемом гидроприводе составляют утечки и перетечи жидкости через щели между подвижными деталями насоса, гидроаппаратов и гидродвигателя. Течение рабочей жидкости в щелях, как правило, ламинарное [3, 27], поэтому в первом приближении потери ΔQ можно считать пропорциональными среднему давлению $p_{нап}$ жидкости в напорной части гидропривода:

$$\Delta Q = k_y p_{нап}, \quad (3.40)$$

где k_y — коэффициент суммарных утечек и перетечек.

Представляется также возможным по формуле (1.29) принять приближенную связь между средним давлением в напорной части гидропривода и внешней нагрузкой H_d на гидродвигатель в виде

$$p_{\text{нап}} = H_{\text{д}} / (q_{\text{д}} \eta_{\text{д.м}}). \quad (3.41)$$

В соответствии с принятыми выражениями получаем из уравнения (1.113) общее уравнение регулировочной и нагрузочной характеристик объемного гидропривода с машинным регулированием скорости

$$v_{\text{д}} = v_{\text{н}} q_{\text{н}} / q_{\text{д}} - k_{\gamma} H_{\text{д}} / (q_{\text{д}}^2 \eta_{\text{д.м}}). \quad (3.42)$$

Для удобства графического изображения и анализа характеристик рассматриваемого гидропривода введем относительные величины

$$\bar{x}_{\text{н}} = x_{\text{н}} / x_{\text{н.ном}}; \quad \bar{x}_{\text{д}} = x_{\text{д}} / x_{\text{д.ном}}; \quad (3.43)$$

$$\bar{v}_{\text{д}} = v_{\text{д}} / v_{\text{д.ном}}; \quad \bar{H}_{\text{д}} = H_{\text{д}} / H_{\text{д.ном}}. \quad (3.43)$$

В качестве номинальных скоростей выходного звена и внешней нагрузки примем

$$v_{\text{д.ном}} = v_{\text{н}} q_{\text{н.мах}} / q_{\text{д.мах}} \quad \text{и} \quad (3.44)$$

$$H_{\text{д.ном}} = q_{\text{д.мах}} p_{\text{д.ном}} \eta_{\text{д.м}}. \quad (3.45)$$

Номинальное давление $p_{\text{д.ном}}$ жидкости в гидродвигателе, угловую скорость $v_{\text{н}}$ приводного вала насоса и механический КПД $\eta_{\text{д.м}}$ гидродвигателя принимаем фиксированным. Далее по уравнению (1.114) с учетом зависимости (1.112) и принятых выражений для относительных величин выведем уравнение характеристик гидропривода в машинном регулировании скорости в относительных величинах:

$$\varepsilon_{0.ном} = k_{\gamma} p_{\text{д.ном}} / (v_{\text{н}} q_{\text{н.мах}}). \quad (3.46)$$

$$\bar{v}_{\text{д}} = \bar{x}_{\text{н}} / \bar{x}_{\text{д}} - \varepsilon_{0.ном} \bar{H}_{\text{д}} / \bar{x}_{\text{д}}^2, \quad (3.47)$$

где $\varepsilon_{0.ном}$ — номинальные относительные объемные потери,

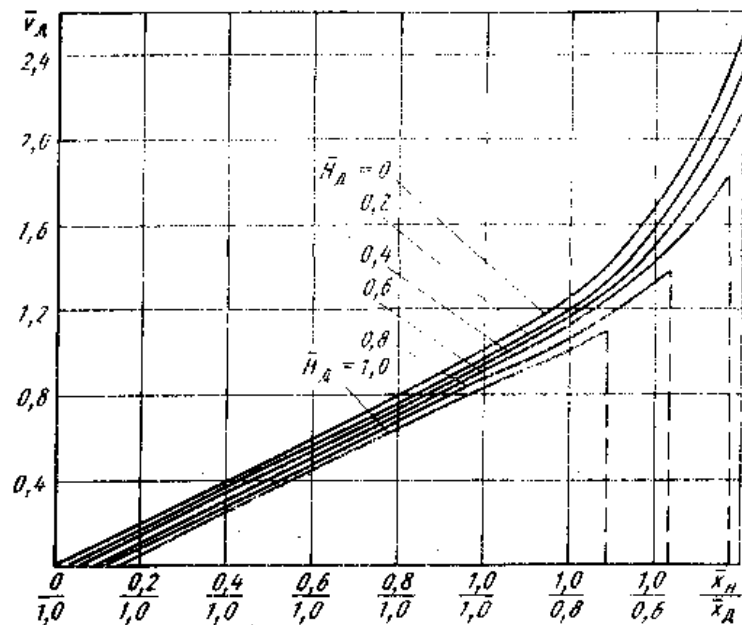


Рис. 3.7. Регулировочные характеристики гидропривода с машинным регулированием скорости

На рис. 3.7 показаны регулировочные характеристики гидропривода с машинным регулированием скорости $v_d = \Phi(x_n/x_d)$ при различной относительной внешней нагрузке и потерях $\varepsilon_{0,ном} = 0,15$. В зоне регулирования насоса $1,0 < x_d < 1,0$ регулировочные характеристики имеют прямолинейный вид. В зоне регулирования гидромотора $1,0 > x_d > 0,4$ зависимость $v_d = \Phi(x_d)$ нелинейная. Показанные графики свидетельствуют о существенном (в 2,5 раза) расширении диапазона регулирования скорости выходного звена гидропривода.

Для регулируемого гидромотора диапазон изменения рабочего объема $D_d = q_{d,max}/q_{d,min}$ обычно не превышает $D_d = 3,5$. Большие значения D_d не приемлемы вследствие резкого снижения КПД гидромотора. Показанные на графиках участки крутого падения характеристик связаны со срабатыванием предохранительных клапанов. Отношение максимального давления жидкости (давление настройки клапана) к номинальному в данном случае $P_{ц, max}/P_{д, ном} = 1,4$.

На рис. 3.8 изображены нагрузочные характеристики гидропривода с машинным регулированием скорости $v_d = \Phi(H_d)$ при $\omega_{0, ном} = 0,15$ и различных параметрах регулирования x/x_n . Характеристики отличаются от аналогичных у гидропривода с дроссельным регулированием малой крутизной падения скорости. Зона крутого падения (обрыва) характеристик связана со срабатыванием предохранительного клапана при $P_{д, max} = 1,4 P_{д, ном}$.

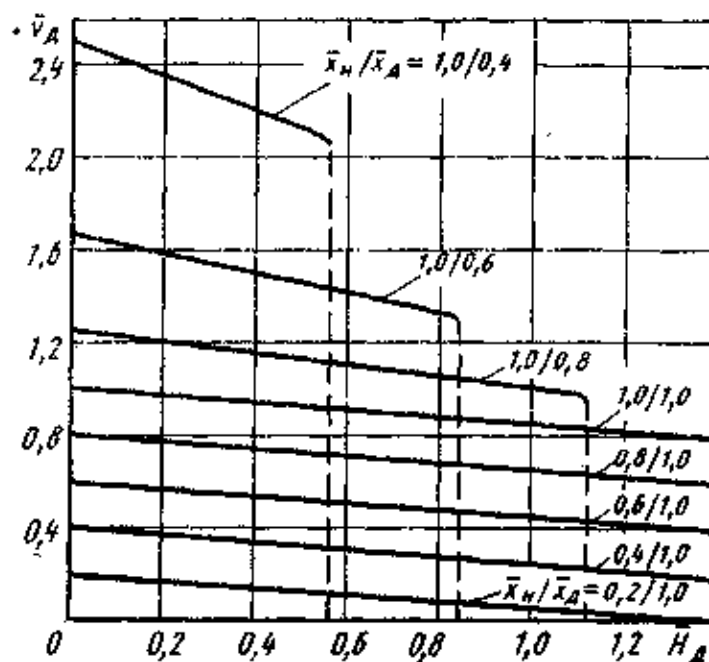


Рис. 3.8 . Нагрузочные характеристики гидропривода с машинным регулированием скорости

Рассмотрим, как передается мощность и оценивается КПД гидропривода с регулируемыми гидромашинами. Механическая энергия подается насосу от приводного двигателя через входное звено — вал насоса. Мощность N_B на входном звене насоса измеряется произведением крутящего момента H_H на угловую скорость v_H (см. параграф 1.3).

Предельное значение мощности $N_{B, \text{пр}}$ на валу насоса зависит от максимального давления P_{max} жидкости в напорной полости, соответствующего настройке предохранительного клапана (поз. 2 на рис. 3.7), и параметра регулирования x_6 :

$$N_{B, \text{пр}} = v_H q_H \dot{x}_H (p_{\text{max}} - \sigma_H p_B). \quad (3.49)$$

Значение N_{Bam} соответствует $x_6 = 1,0$, нулевое значение мощности N_B — $x_6 = 0$. Такова особенность отбора мощности регулируемым насосом от приводного двигателя.

Энергия от насоса к гидродвигателю передается жидкостью, перемещаемой под давлением. При этом имеются объемные и гидравлические потери энергии. Объемные потери в насосе и гидродвигателе учитываются в соответствии с

$$N_H = v_H q_H (p_H - \sigma_H p_B) / \eta_{H, \text{м}}. \quad (3.50)$$

выражениями (1.31) и (1.32) частными объемными КПД $\eta_{H,0}$ и %,.,:

$$v_H = Q_H / (q_H \eta_{H,0}); \quad (3.51)$$

$$v_H = Q_H \eta_{H,0} / q_H. \quad (3.52)$$

Объемные потери в гидроаппаратах, находящихся по пут* жидкости из насоса в гидродвигатель, например в клапанах, целесообразно также учитывать посредством объемного КПД гидроаппаратов $\eta_{H, \text{м}}$. Примем

$$\eta_{H,0} = Q_H / Q_H. \quad (3.53)$$

Гидравлические потери энергии при течении жидкости в гидролиниях и каналах гидроаппаратов принято определять по формуле (1-58):

$$\eta_{H, \text{г}} = (p_H - \sigma_H p_B) / (p_H - \sigma_H p_B). \quad (3.54)$$

Для насосов и гидромоторов роторного типа $a_6 = a_n = 1$. Мощность N_n , развиваемая гидродвигателем на выходном звене,

равна произведению силы или момента силы Y_d на линейную или угловую скорость u_d выходного звена. С учетом выражения (1.29) имеем

$$N_d = v_d q_d (p_d - \sigma_d p_c) \eta_{d.м.} \quad (3.55)$$

Предельная мощность $N_{d.пр.}$, развиваемая гидродвигателем, зависит от максимального давления $P_{вих.}$ жидкости в напорной полости, параметра регулирования x_d и скорости u_d — $U_{дтах}^д$ движения выходного звена:

$$N_{d.пр} = v_{d.тах} q_{d.тах} \bar{v}_d \bar{x}_d (p_{тах} - \sigma_d p_c) \eta_{d.м.} \quad (3.56)$$

Выразим суммарные потери энергии в объемном гидроприводе с машинным регулированием скорости посредством общего (полного) КПД. Под общим КПД гидропривода рассматриваемого типа подразумевается отношение эффективной мощности N_a на выходном звене гидродвигателя к приводной мощности N_k на входном звене насоса при установившемся режиме работы, т. е. при постоянной скорости u_d и постоянной нагрузке H_k :

$$\eta_{г.п} = N_d / N_k \quad (3.57)$$

Путем подстановки в эту формулу величин из уравнений (1.117), (1.119), (1.118), (1.58), (1.31) и (1.32) получим общий КПД гидропривода

$$\eta_{г.п} = \eta_{к.м} \eta_{к.о} \eta_{р.а} \eta_{а.о} \eta_{д.м} \eta_{д.о}$$

Выражение (1.120) можно записать в сокращенном виде, если учесть формулы (1.37) для КПД насоса η_n и гидродвигателя η_d и ввести КПД гидроаппаратов и гидролиний

$$\eta_a = \eta_{к.а} \eta_{а.о} \quad (3.58)$$

В результате получим формулу общего КПД гидропривода в виде

$$\eta_{г.п} = \eta_k \eta_a \eta_d \quad (3.59)$$

Анализ величин КПД насоса η_n и гидродвигателя η_d дан ранее. На рис. 3.7, а, б показаны примерные зависимости $\eta_n = \Phi(p_n)$ и $\eta_d = \Phi(v_d)$. Значение $\eta_{га}$ раскрыто в формулах (1.42)—(1.44).

Развернем дополнительно формулу (1.118) для величины $\eta_{ао}$. Расход Q_d через гидродвигатель будет отличаться от подачи Q_n насоса утечками жидкости в гидроаппаратах ΔQ_a :

$$Q_d = Q_n - \Delta Q_a \quad (3.60)$$

Относительные объемные потери в гидроаппаратах

$$\epsilon_{а.о} = \Delta Q_a / Q_n \quad (3.61)$$

тогда с учетом формулы (1.118)

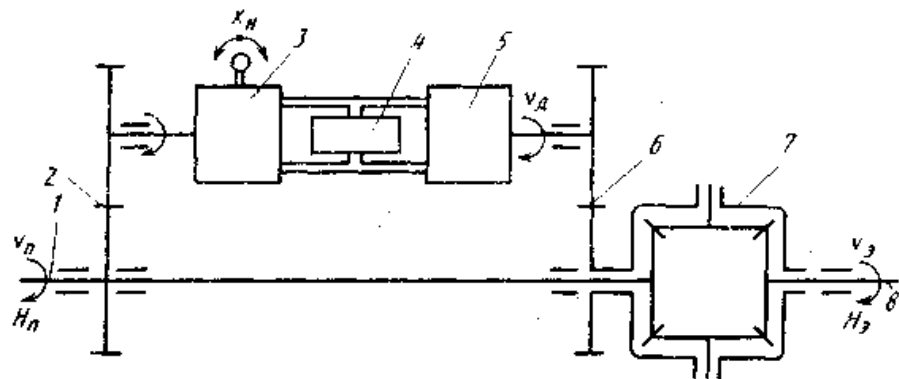


Рис. 3.9. Схема двухпоточной гидромеханической передачи

$$\eta_{a. o} = 1 - \epsilon_{a. o}. \quad (3.62)$$

Утечки жидкости в гидроаппаратах определяются экспериментальным путем или рассчитываются по известным из гидравлики формулам [3, 8, 27, 35].

Достоверный способ определения КПД гидропривода — стендовые испытания. Номинальные значения общего КПД объемных гидроприводов с машинным регулированием скорости лежат в пределах $\eta_{гп} = 0,65 \dots 0,85$. Эти величины значительно выше, чем у гидроприводов с дроссельным регулированием скорости (см. п. 1.6), поэтому для объемных гидроприводов с номинальной мощностью более 5 кВт применяют, как правило, машинный способ регулирования скорости.

При значительных мощностях приводов гидрофицированных машин (более 50 кВт) возникает проблема повышения КПД объемных приводов. Одно из направлений решения этой проблемы — сочетание гидравлической и механической передач. В качестве примера на рис. 3.9 показана схема двухпоточной гидромеханической передачи. Такие передачи применяют на транспортных машинах. Приводящим двигателем у них обычно служит двигатель внутреннего сгорания, рабочим органом у наземных транспортных машин — колесные или гусеничные движители. Входной вал 1 гидромеханической передачи соединяется с приводящим двигателем, выходной вал 8 — с рабочим органом машины. Поток энергии от вала 1 распределяется по гидроприводной и механической линиям. Для защиты гидросистемы от перегрузки предусмотрена клапанная коробка 4.

$$v_9 = v_8 + 2v_n/i_j, \quad (3.63)$$

где j , — передаточное число зубчатой передачи 6.

Вал насоса 3 приводится в движение через зубчатую передачу 2. Гидромотор 5 связан с насосом 3 трубопроводами, передающими потоки жидкости. Вал гидромотора 5 передает движение к рабочему органу через зубчатую передачу 6. Прямое движение вала 1 суммируется (вычитается) с движением вала гидромотора 5 посредством зубчатого дифференциального механизма 7. Кинематическая связь между скоростью v_9 выходного вала 8, скоростью v_n приводного вала 1 и скоростью v_n вала гидромотора 5 имеет вид

При $v_n = \text{const}$ величина v_9 изменяется в результате регулирования скорости Уд. В свою очередь, скорость v_d , включая реверсирование (изменение направления вращения и соответственно знака v_d), регулируется управляющим воздействием x_n на насос 3.

Поток механической энергии на входном валу разветвляется на два.

$$N_{\pi} = N_{\pi} + N_n, \quad (3.64)$$

где N_{π} — мощность на входном валу 1; N_M — мощность на входе прямой механической ветви; N_n — мощность на входном валу насоса.

Эффективная мощность N_B на выходном валу двухпоточной гидромеханической передачи равна сумме мощностей, развиваемых механической и гидроприводной ветвями:

$$N_p = N_M \eta_M + N_n \eta_{г. п}, \quad (3.65)$$

где η_M — КПД механической ветви; $\eta_{гп}$ — КПД гидроприводной ветви.

Эффект снижения потерь энергии в двухпоточной гидромеханической передаче по сравнению с однопоточным гидроприводом достигается благодаря тому, что КПД механической передачи выше КПД гидропривода.

Наличие дифференциального механизма 7 в рассматриваемой гидромеханической передаче представляет собой определенный конструктивный недостаток, поэтому разработаны двухпоточные гидромеханические передачи без дифференциального механизма.

3.3 Особенности регулирования скорости в пневмосистемах

Свойства рабочей среды гидро- и пневмопривода существенно различаются. Газы отличаются большей сжимаемостью, чем капельные жидкости. Для примера сопоставим локальные модули упругости рабочих сред. У жидкостей, применяемых в гидроприводах, $E_{ж} = 1400 \dots 1900$ МПа, у воздуха $E_{в} = k\rho$, что при показателе адиабатного процесса $k = 1,4$ и давлении воздуха $p = 0,2 \dots 0,6$ МПа составляет $E_{в} = 0,28 \dots 0,84$ МПа. Как видно, разница между значениями $E_{ж}$ и $E_{в}$ весьма существенная.

Рабочий процесс в объемной машине зависит от сжимаемости рабочей среды. Сжимаемость газов исключает возможность применения машинного (объемного) способа регулирования скорости привода. Скорость пневмоприводов регулируется только дроссельным или струйным способом. При этом преимущественно применяются в пневмоприводах турбулентные дроссели. Ламинарные используют в маломощных управляющих устройствах. С помощью регулируемого дросселя изменяется расход газов от источника энергии к объемному двигателю. В зависимости от указанного расхода изменяется скорость движения выходного звена пневмодвигателя. Вследствие высокой сжимаемости газов целесообразно при расчете пневмоприводов с дроссельным регулированием скорости пользоваться понятием массового расхода через дроссель.

Аналитическая связь между объемным расходом Q и массовым расходом G

$$G = \rho Q, \quad (3.66)$$

где ρ — плотность рабочей среды.

Плотность ρ газов в различных сечениях потока неодинакова. Она зависит от давления и температуры газов. В соответствии с уравнением Клапейрона [29, 30] можно для начального и конечного сечений рассматриваемого участка потока записать уравнения состояния идеальных газов

$$p_0 = \rho_0 R T_0; \quad p = \rho R T, \quad (3.67)$$

где p_0 и p — давления в начальном и конечном сечениях потока газов; ρ_0 и ρ — плотность газов в начальном и конечном сечениях; T_0 и T — абсолютная температура газов в начальном и конечном сечениях потока; R — удельная газовая постоянная. Величина R численно равна работе, совершаемой идеальным газом массой 1 кг при изобарном нагревании на 1 К. Для сухого воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К).

Физическая картина процессов в турбулентном дросселе показана на рис. 3.9 и описана выше. К изложенному следует добавить, что из-за малой протяженности турбулентного дросселя процесс расширения газов при переходе из входного канала через дросселирующее отверстие в выходной принимается адиабатным (без теплообмена с окружающими стенками). Уравнение такого процесса идеального газа применительно к начальному (индекс 0) и конечному (без индекса) сечениям потока в турбулентном дросселе имеет вид [40]

$$p_0/\rho_0^k = p/\rho^k, \quad (3.68)$$

где $k = 1,4$ — показатель адиабатного процесса.

Для вывода уравнения течения газов через турбулентный дроссель воспользуемся уравнением (1.14) и выделим три сечения потока в дросселе: начальное (индекс 0) во входном канале, среднее (индекс С) в сжатом сечении сформировавшейся струи и конечное (без индекса) в выходном канале дросселя. Применительно к указанным сечениям без учета несущественных гравитационных членов получим следующие уравнения удельной механической энергии потока:

$$a_0 = \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} + \alpha_0 \frac{u_0^2}{2}; \quad (3.69)$$

$$a_c = \frac{k}{k-1} \frac{p_c}{\rho_c} + \alpha_c \frac{u_c^2}{2}; \quad (3.70)$$

$$a = \frac{k}{k-1} \frac{p}{\rho} + \alpha \frac{u^2}{2}. \quad (3.71)$$

Разница между удельными механическими энергиями в выделенных сечениях потока связана с гидравлическими потерями, которые в соответствии с принципом динамического подобия принято выражать в долях удельной кинетической энергии:

$$a_0 - a_c = \zeta_c u_c^2/2; \quad (3.73)$$

$$a_c - a = \zeta_p u_c^2/2,$$

где ξ_c и ξ_p — коэффициенты потерь удельной механической энергии при резком сужении и расширении потока. Ориентировочные значения ξ_c и ξ_p , приведенные в параграфе 1.6 для жидкостей, приемлемы и для газов.

В результате совместного решения приведенных уравнений имеем

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho} \right) + \alpha_0 \frac{u_0^2}{2} - \alpha \frac{u^2}{2} = (\xi_c + \xi_p) \frac{u_c^2}{2}. \quad (3.74)$$

Как показал анализ членов уравнения полной удельной механической энергии в параграфе 1.2, значения удельной кинетической энергии потока в трубе и канале меньше, чем удельной потенциальной энергии. Тем более можно пренебречь разностью значений удельной кинетической энергии. В итоге получим общее уравнение течения газов через турбулентный дроссель в упрощенном виде:

$$\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho} \right) = (\xi_c + \xi_p) \frac{u_c^2}{2}. \quad (3.75)$$

Обычно при расчете массового расхода газов через турбулентный дроссель задаются давление p_0 и температура T_0 газов во входном канале, площадь f проходного сечения дросселирующего отверстия и давление p в выходном канале. На основании уравнений состояния идеального газа и уравнения адиабатного расширения газов имеем

$$\rho_0 = p_0 / (R T_0); \quad (3.76)$$

$$\rho = \rho_0 (p/p_0)^{1/k}; \quad (3.77)$$

$$T = T_0 (p/p_0)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.78)$$

Из уравнения (1.92) получим формулу для определения скорости течения газов в струе, т. е. в дросселирующем отверстии:

$$u_0 = \varphi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho} \right)}, \quad (3.79)$$

где $\varphi = 1/\sqrt{\xi_c + \xi_p}$ — коэффициент скорости.

Особенность течения газов через турбулентный дроссель — ограничение скорости движения частиц в дросселирующем отверстии местной скоростью звука ($u_c < u_{зв}$). Скорость движения частиц, равную местной скорости звука, называют критической. Режим течения газовой среды при $u_c < u_{зв}$ называют докритическим, а при $u_c = u_{зв}$ — надкритическим. Физический смысл происходящего явления состоит в том, что при докритическом течении газов через дросселирующее отверстие давление в минимальном сечении струи (в зоне дросселирующего отверстия) приблизительно равно давлению в выходной полости пневмодросселя ($p_{ст} = p$), куда струя втекает. При достижении скорости потока в струе, равной местной скорости звука, т. е. скорости распространения возмущений, связь между величинами $p_{ст}$ и p нарушается. Дальнейшее снижение давления p в выходной полости дросселя уже не сказывается на давлении струи в дросселирующем отверстии. Давление p_0 становится зависимым только от давления p_0 . При $p_0 = \text{const}$ и надкритическом течении рабочей среды $p_{ст} = \text{const}$ и режим течения через дроссель стабилизируется.

Определим соотношение давлений p/p_0 , при котором происходит смена режимов течения газов через турбулентный дроссель. За основу примем условие $u_c \leq u_{зв}$. Величину u_0 представим в виде выражения (1.96), скорость распространения звука в газовой среде при адиабатном процессе найдем по формуле [30]

$$u_{зв} = \sqrt{k p / \rho}. \quad (3.80)$$

Таким образом, имеем аналитическую зависимость

$$\Phi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho} \right)} \leq \sqrt{k \frac{p}{\rho}}, \quad (3.81)$$

откуда при возведении обеих частей выражения в квадрат, сокращении одинаковых множителей, группировке величин и подстановке $(p_0/p) = (p_0/p)^{1/k}$ получим после преобразований

$$\frac{p}{p_0} \geq \left[\frac{1}{1 + (k-1)/(2\Phi^2)} \right]^{k/(k-1)}. \quad (3.82)$$

Критическим соотношением давлений на входе и выходе пневмодросселя $p/p_0 = p_{кр}$ будет такое, при котором $u_0 = \text{изв.}$ Следовательно, критическое соотношение давлений может быть определено по формуле

$$\bar{p}_{кр} = \left[\frac{1}{1 + (k-1)/(2\Phi^2)} \right]^{k/(k-1)}. \quad (3.83)$$

В частном случае, при $\Phi = 1$ получаем известную формулу [29, 30. 401

$$\bar{p}_{кр} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (3.84)$$

Коэффициент скорости Φ зависит от сопротивления потоку при сужении и расширении в пневмодросселе $\Phi = 1/\sqrt{\xi_c + \xi_n}$. При $\Phi = 0,8 \dots 1,0$ критическое соотношение давлений будет соответственно равно $p_{кр} = 0,3861 \dots 0,5283$.

При расчете расходно-перепадной характеристики турбулентного пневмодросселя целесообразно использовать массовые расход G , который при установившемся режиме течения одинаков во всех характерных течениях потока: на входе, в дросселирующем отверстии и на выходе пневмодросселя:

$$G = \rho \Phi f u_c, \quad (3.85)$$

где Ψ — коэффициент сжатия струи; f — геометрическая площадь проходного сечения дросселирующего отверстия. С учетом формулы (1.96) получим

$$G = \mu f p \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p}{\rho} \right)}, \quad (3.86)$$

где $\mu = \Psi \Phi$ — коэффициент расхода через турбулентный дроссель, существенно зависящий от числа Re . Значения μ стабилизируются при числе $Re > 350$. Для дросселей с золотниковым запорно-регулирующим элементом коэффициент $\mu = 0,6 \dots 0,8$.

В некоторых случаях вместо величин μ и f используют понятие эффективной площади проходного сечения дросселя $f_0 = \mu f$.

Для заданных значений p_0 , T_0 и p можно определить по формулам (1.93), (1.94) и (1.98) массовый расход через турбулентный пневмодроссель. При этом должно учитываться ограничение для давления в струе $p_0 \geq p \geq p_{кр0}$. При $p > p_{кр0}$ наблюдается докритический режим течения газов, при $p \leq p_{кр0}$ — надкритический. В случае надкритического режима течения газов в выражениях (1.94) и (1.98) подставляется величина $p = p_{кр0}$.

В технической литературе часто приводится более сложная формула для расчета массового расхода газов через турбулентный дроссель. Она получается совместным решением выражений (1.93),

$$\mu = \mu/p_0 \sqrt{\frac{k}{k-1} \frac{2}{RT_0} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/k} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (3.86)$$

Ограничение, связанное с переходом от докритического к надкритическому течению газов, выражается зависимостью

$$1 \leq p/p_0 \leq \bar{p}_{кр}. \quad (3.87)$$

При надкритическом течении газов в формулу (1.99) подставляется постоянное значение $p/p_0 = p_{кр}$. Формула (1.99) была впервые получена для изэнтропического истечения газов из неограниченного объема и названа формулой

Сен-Венан и Ванцеля.

Для расчета пневмоприводов целесообразно использовать упрощенную формулу массового расхода рабочей среды через турбулентный дроссель [13]:

$$G = \begin{cases} \mu f \sqrt{\frac{2}{RT_0} p (p_0 - p)} & \text{при } p_0 \geq p > \bar{p}_{кр} p_0; \\ \mu f p_0 \sqrt{\frac{2}{RT_0} \bar{p}_{кр} (1 - \bar{p}_{кр})} & \text{при } p \leq \bar{p}_{кр} p_0. \end{cases} \quad (3.88)$$

Сравним результаты расчета массового расхода газов по формулам (1.99) и (1.100). Для этого обозначим расход по упрощенной формуле буквой $G_{уп}$ и преобразуем зависимость (1.100):

$$G_{уп} = \mu f p_0 \sqrt{\frac{2}{RT_0} \frac{p}{p_0} \left(1 - \frac{p}{p_0}\right)} \quad \text{при } 1 \geq p/p_0 > \bar{p}_{кр}. \quad (3.89)$$

Относительную погрешность, получаемую при замене формулы (1.99) выражением (1.100), запишем в виде

$$\varepsilon_G = (G_{уп} - G)/G = G_{уп}/G - 1. \quad (3.90)$$

Для упрощения записи обозначим $p = p/p_0$ и получим общее выражение относительной погрешности

$$\varepsilon_G = \sqrt{\frac{k-1}{k} \frac{\bar{p}(1-\bar{p})}{\bar{p}^{2/k} - \bar{p}^{(k+1)/k}}} \quad \text{при } 1 > \bar{p} > \bar{p}_{кр}. \quad (3.91)$$

« При расчете по этой формуле для p , равного 0,9; 0,8; 0,7; 0,6 и 0,5, получено $\varepsilon_{от}$ равное 0,003983; 0,008962; 0,015285; 0,023496 и 0,034489. Таким образом, максимальная погрешность равна 3,4%, что вполне приемлемо. Кроме того, погрешность может быть компенсирована экспериментально определяемой величиной ζ или L .

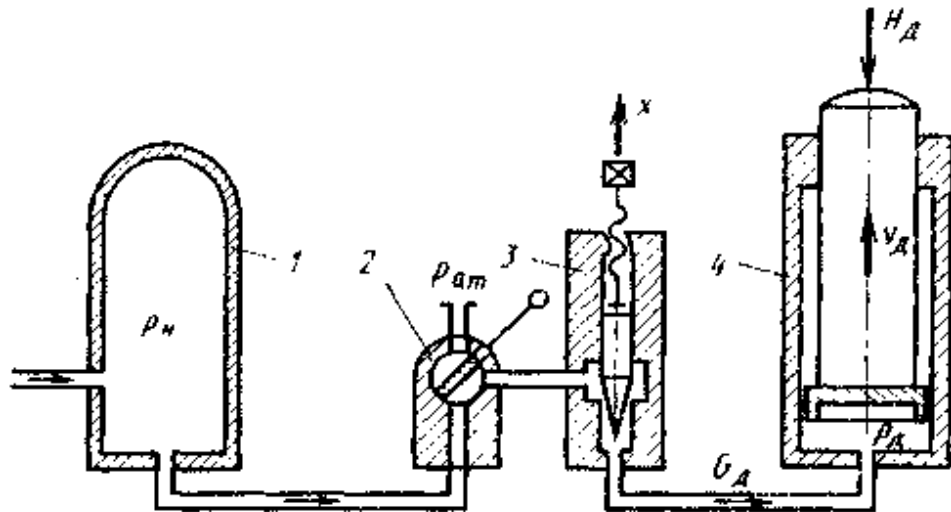


Рис. 3.10 Схема двухпоточной гидромеханической передачи

По указанным соображениям в диапазоне $0,9 \leq p/p_0 \leq 1$ можно пренебречь изменением плотности и использовать формулу для массового расхода жидкости через турбулентный дроссель

$$G = \mu f \sqrt{2\rho(p_0 - p)}. \quad (3.92)$$

Погрешность при этом не превышает 5,5%.

Рассмотрим пневмопривод на примере пневматического подъемника с дроссельным регулированием скорости. В ресивере 1 накапливается сжатый воздух для магистрального трубопровода и стабилизируются давление p_0 и температура T_0 сжатого воздуха. Рабочая полость пневмоцилиндра 4 соединена с ресивером 1 посредством пневмораспределителя 2 кранового типа и пневмо-дросселя 3 с коническим запорно-регулирующим элементом. Пневмораспределитель 2 предназначен для поочередного включения пневмоцилиндра на подъем поршня и опускание. Требуемая скорость движения поршня устанавливается дросселем 3. Последний — регулируется осевым перемещением x запорно-регулирующего элемента. При этом изменяется площадь проходного сечения дросселирующего отверстия

$$f = bx, \quad (3.93)$$

где b — коэффициент пропорциональности, зависящий от формы запорно-регулирующего элемента.

Чтобы зависимость массового расхода G_H через дроссель от величины x была линейной, конструктивное исполнение запорно-регулирующего элемента должно быть таким, при котором коэффициент $b = \text{const}$.

Обратимся к уравнениям для расчета нагрузочной и регулировочной характеристик пневмопривода с дроссельным регулированием скорости.

Связь между внешней силой H_d (нагрузкой), действующей на поршень, и давлением в пневмоцилиндре выражается уравнением (1.29); откуда

$$p_d = H_d / (q_d \eta_{dm}) + \sigma_d p_c, \quad (3.94)$$

где q_d — удельный рабочий объем пневмоцилиндра; η_{dm} — механический КПД пневмоцилиндра; σ_d — коэффициент асимметрии полостей; p_c — противодействие на поршень.

У рассматриваемого пневмопривода коэффициента $\sigma_d = 1$ и давление p_c равно атмосферному. Как установлено, давление в вытекающей струе турбулентного дросселя не может быть меньше определенного значения, равного $p_{кр}$, где p_H — давление в напорном трубопроводе перед дросселем, поэтому введем зависимости

$$p_d = \begin{cases} p_d & \text{при } p_d/p_H > \bar{p}_{кр}; \\ \bar{p}_{кр} p_H & \text{при } p_d/p_H \leq \bar{p}_{кр}. \end{cases} \quad (3.95)$$

При этом уравнение (1.100) массового расхода воздуха через дроссель можно представить в виде

$$G_d = \mu b x p_n \sqrt{\frac{2}{RT_n} \frac{p_n}{\rho_n} \left(1 - \frac{p_n}{p_n}\right)}. \quad (3.96)$$

Выражения (1.103) и (1.104) записаны без учета потерь давления при течении сжатого воздуха по трубопроводам. Такое допущение приемлемо при малой длине и достаточном проходном сечении трубопроводов.

Соотношение абсолютных температур сжатого воздуха в пневмоцилиндре T_d и ресивере T_c зависит от условий теплообмена с окружающей средой. При расширении воздуха после дросселя его температура уменьшается по сравнению с величиной T_c . Так как последняя обычно соответствует температуре окружающей среды (стенок трубопроводов, цилиндра и атмосферы), то сразу после дросселя возникает процесс передачи теплоты от окружающей среды к рабочей среде пневмопривода. Кроме того, при течении воздуха через дроссель возникает внутреннее тепловыделение из-за трения между частицами и стенками. Ориентируясь на уравнение (1.95) и полагая в общем случае процесс расширения воздуха после дросселя политропическим, можно принять

$$T_d = T_n (p_d/p_n)^{(n-1)/n}, \quad (3.97)$$

где n — показатель политропы. Диапазон значений n лежит в пределах $1 < n < 1,4$. Меньшие значения n выбирают при малых скоростях движения поршня пневмоподъемника, когда процесс теплообмена становится значительным.

Для вывода формулы, связывающей скорость и, движения поршня с величинами p_d , G_d и T_d , используем уравнение $p_d = p_d RT_d$ состояния газов в пневмоцилиндре, уравнение $G_d = \rho_d Q_d$ связи массового расхода с объемным и уравнение (1.32) объемного расхода рабочей среды в двигателе. Получим
Последовательный расчет по уравнениям (1.102)—(1.106) позволяет получить искомую нагрузочную или регулировочную характеристику пневмопривода с дроссельным регулированием скорости $v_d = \Phi(H_d x)$.

$$v_d = (R \eta_{д.с} / q_d) (G_d T_d / p_d). \quad (3.98)$$

При расчетах иногда удобно объединить уравнения (1.105) и (1.106):

$$v_d = \frac{RT_n \eta_{д.с}}{p_n q_d} \left(\frac{p_n}{p_d}\right)^{1/n} G_d. \quad (3.99)$$

Для наглядности и общности графиков характеристик дроссельного пневмопривода целесообразно ввести относительные

Величины $\bar{p}_d = p_d/p_{d\max}$; $\bar{p}_c = p_c/p_{c\max}$; $\bar{p}_n = p_n/p_{n\max}$; $\bar{x} = x/x_{\max}$; $\bar{H}_d = H_d/H_{d\max}$; $\bar{G}_d = G_d/G_{d\max}$; $\bar{v}_d = v_d/v_{d\max}$.

Определим максимальные значения перечисленных величин:

$$p_{d\max} = p_n; \quad p_{c\max} = p_n/\sigma_d; \quad (3.100)$$

$$p_{\max} = p_n; \quad x_{\max} = f_{\max}/b; \quad (3.101)$$

$$H_{d\max} = q_d \eta_{д.м} (p_n - \sigma_d p_c); \quad (3.102)$$

$$G_{d\max} = \mu b x_{\max} p_n \sqrt{1/(2RT_n)}; \quad (3.103)$$

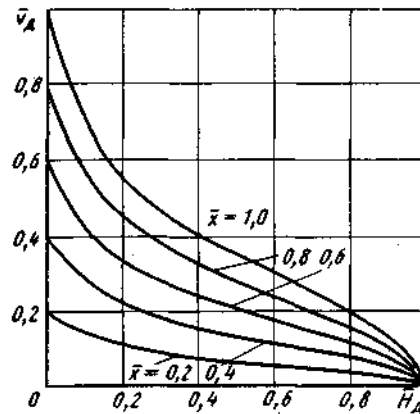
$$v_{d\max} = \frac{RT_n \eta_{д.с}}{p_n q_d} \left(\frac{p_n}{\sigma_d p_c}\right)^{1/n} G_{d\max}. \quad (3.104)$$

После подстановки принятых выражений в уравнения (1.102) - (1.104), (1.107) получим систему уравнений в относительных величинах:

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_d &= \bar{H}_d (1 - \bar{p}_c) + \bar{p}_c; \\ \bar{p}_n &= \begin{cases} \bar{p}_d & \text{при } \bar{p}_d > \bar{p}_{кр}; \\ \bar{p}_{кр} & \text{при } \bar{p}_d \leq \bar{p}_{кр}; \end{cases} \\ \bar{G}_d &= 2\bar{x} \sqrt{\bar{p}_n (1 - \bar{p}_n)}; \\ \bar{v}_d &= \bar{G}_d (\bar{p}_c/\bar{p}_d)^{1/n}. \end{aligned} \right\} \quad (3.105)$$

Вид нагрузочных характеристик пневмопривода с дроссельным регулированием скорости, рассчитанных по уравнениям (1.108) при $p_n = 0,6$ МПа, $p_c = 0,1$ МПа, $p_{кр} = 0,4$ и $n = 1,2$ (рис. 3.11), свидетельствует о «падающем» характере их (особенно в зоне $0 < H_d < 0,3$) при фиксированных значениях \bar{x} . Это означает, что при переменной нагрузке на пневмодвигатель скорость движения поршня будет существенно изменяться при неизменном управляющем воздействии на пневмодроссель,

Рис. 3.11. Нагрузочные характеристики пневмопривода при различной степени открытия дросселя



Но если нагрузка на пневмоподъемник постоянная, то указанное свойство пневмопривода не имеет отрицательного значения. Оценим КПД пневмопривода с аккумулятором на входе и дроссельным регулированием скорости. В данном случае КПД пневмопривода

$$\eta = N_n / N_a, \quad (3.106)$$

где N_n — эффективная мощность, развиваемая поршнем пневмо-цилиндра; N_a — мощность потока рабочей среды, поступающей из аккумулятора через дроссель в камеру пневмоцилиндра. Целесообразно в приведенном соотношении мощностей выделить потери энергии непосредственно в объемном двигателе (пневмо-цилиндре) (см. параграф 1.3):

$$\eta_d = N_n / N_{п.д}, \quad (3.107)$$

где η_d — КПД объемного двигателя; $N_{п.д}$ — мощность потока рабочей среды, подводимого к объемному двигателю.

Введем понятие КПД регулируемого дросселя с пневмолиниями:

$$\eta_a = N_{п.д} / N_a. \quad (3.108)$$

При этом общий КПД аккумуляторного пневмопривода с дроссельным регулированием скорости получится в виде произведения двух частных КПД:

$$\eta = \eta_a \eta_d. \quad (3.109)$$

Преобразуем выражение для КПД η_a дросселя с пневмолиниями путем введения относительной потери мощности

$$\varepsilon_N = (N_a - N_{п.д}) / N_{п.д}. \quad (3.110)$$

После преобразования и подстановки будем иметь

$$\eta_a = \frac{N_{п.д}}{N_a} = \frac{1}{1 + (N_a - N_{п.д}) / N_{п.д}} = \frac{1}{1 + \varepsilon_N}. \quad (3.111)$$

Ранее получено выражение (1.35). В соответствии с этим для результирующей мощности подводимого к объемному двигателю потока рабочей среды и отводимого от него

$$N_{п.д} = Q_d (p_n - \sigma_d p_c). \quad (3.112)$$

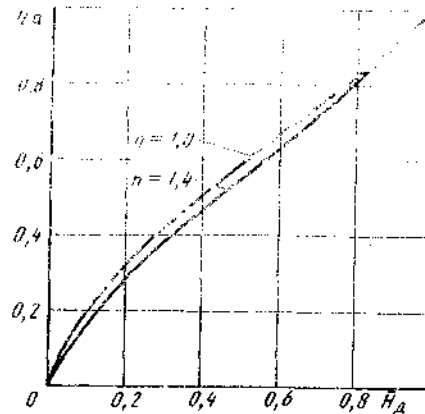
Разность мощностей потока рабочей среды до пневмодросселя и после него можно выразить через массовый расход G_d и разность удельных механических энергий a_a и a_n :

$$N_a - N_{п.д} = G_d (a_a - a_n) = Q_d \rho_n (a_a - a_n). \quad (3.113)$$

На основании проведенного в параграфе 1.2 анализа из выражения (1.14) полной удельной механической энергии учтем только основную потенциальный член. Если принять процесс расширения газа при дросселировании и течении по трубопроводу в рабочую камеру политропическим, то

$$a_a - a_n = \frac{n}{n-1} \left(\frac{p_a}{\rho_n} - \frac{p_n}{\rho_n} \right). \quad (3.114)$$

Рис. 3.12 Зависимость КПД дросселирующего устройства аккумуляторного пневмопривода от внешней нагрузки



После подстановки и преобразования получим

$$N_{\text{в}} \approx N_{\text{д. д}} \quad (3.115)$$

$$= \frac{n}{n-1} Q_{\text{д}} p_{\text{в}} \left[\left(\frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{в}}} \right)^{1/n} - \frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{в}}} \right].$$

Подставив в формулу для ε_N найденные выражения и введя относительные величины $p_{\text{д}} = p_{\text{д}}/p_{\text{н}}$ и $p_{\text{с}} = \sigma_{\text{др}}/p_{\text{н}}$, будем иметь

$$\varepsilon_N = \frac{n}{n-1} \frac{\bar{p}_{\text{д}}^{1/n} - \bar{p}_{\text{д}}}{\bar{p}_{\text{д}} - \bar{p}_{\text{с}}}. \quad (3.116)$$

Для воздуха показатель политропы изменяется в пределах $1 \leq n \leq 1.4$. При изотермическом процессе ($n=1$) по формуле (1.111) получаем неопределенность типа $0/0$, которую раскрываем по правилу Лопиталя, взяв производные от выражений в числителе и знаменателе по переменной n :

$$\lim_{n \rightarrow 1} \varepsilon_N = \lim_{n \rightarrow 1} \frac{\bar{p}_{\text{д}}^{1/n} - \bar{p}_{\text{д}} + n \bar{p}_{\text{д}}^{1/n} \ln \bar{p}_{\text{д}} (-1/n^2)}{\bar{p}_{\text{д}} - \bar{p}_{\text{с}}} = \frac{\ln(1/\bar{p}_{\text{д}})}{1 - (\bar{p}_{\text{с}}/\bar{p}_{\text{д}})}. \quad (3.117)$$

Рассчитаем и построим зависимость КПД $\eta_{\text{д}}$ дросселирующей части пневмопривода от относительной внешней нагрузки $H_{\text{д}}$ по формулам (1.108), (1.111) и (1.110). Результаты расчета при $p_{\text{н}} = 0.6$ МПа, $p_{\text{с}} = 0.1$ МПа и $\sigma = 1$ для двух режимов расширения воздуха: изотермического ($n = 1$) и адиабатного ($n = 1.4$) показаны на рис. 3.12. Некоторое повышение значения $\eta_{\text{д}}$ с уменьшением показателя n политропического процесса связано с увеличением притока тепловой энергии из окружающего пространства через стенки в рабочую среду.

Сравнение КПД $\eta_{\text{д}}$ дросселирующих устройств гидро- и пневмопривода (рис. 1.16 и 1.23) наглядно показывает, что при использовании аккумулятора КПД объемного привода с дроссельным регулированием скорости существенно повышается.

3.4 Стабилизация, синхронизация, пропорциональное регулирование

При использовании объемных гидроприводов с нерегулируемыми гидромашинами возникает необходимость поддержания постоянной скорости гидродвигателя при переменной нагрузке или обеспечения одинаковой скорости движения нескольких гидродвигателей [15, 35]. Для этого применяют автоматически действующие дроссельные устройства. Конструктивное исполнение, их может быть различным, но принцип действия одинаков. Он состоит в поддержании на регулирующем дросселе постоянного перепада давления с помощью гидравлически управляемого клапана. Благодаря постоянному перепаду давления на одном или нескольких дросселях стабилизируется один или синхронизируются несколько потоков жидкости.

Рассмотрим дроссель но-клапанный регулирующие устройства на конкретных примерах. Назначение регулятора потока жидкости (рис. 3.13), поступающей от насоса 1 - стабилизировать скорость Од гидродвигателя при различной внешней нагрузке

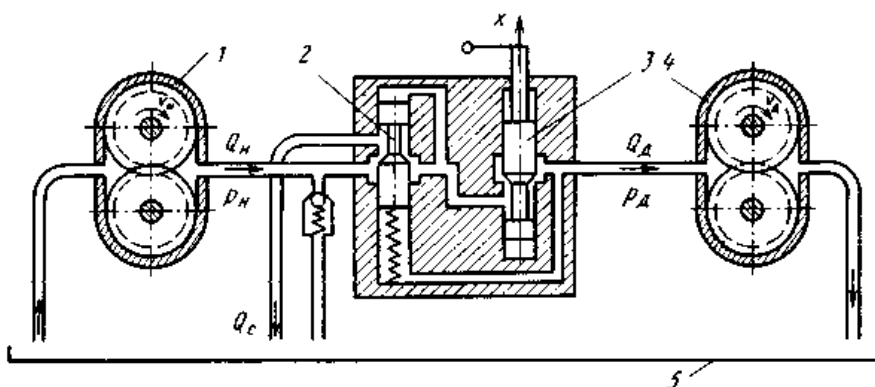


Рис. 3.13 . Схема гидропривода с регулятором потока жидкости

на него. Отдельно взятый дроссель 3 не обеспечивает постоянства скорости гидродвигателя 4 при переменной нагрузке. (Это подробно рассмотрено в п. 1.6.) Для стабилизации потока жидкости в гидроприводе с дроссельным регулированием скорости необходимо дополнительное автоматически действующее устройство, например клапан 2.

Клапан управляется пружиной и двумя давлениями жидкости: до дросселя p_n , после него p_d . Клапан дросселирует часть потока жидкости, поступающего из напорной линии в бак 5. Благодаря такому устройству и действию клапан поддерживает постоянный перепад давлений жидкости на дросселе 3. Перепад давлений зависит от настройки (поджатия) пружины клапана. Обычно перепад составляет 0,1 ... 0,3 МПа. Давление p_d жидкости за дросселем 3 в камере гидродвигателя изменяется в зависимости от внешней нагрузки J , на гидродвигатель.

Давление p_n жидкости в напорной линии до дросселя 3 регулируется клапаном 2 так, чтобы разница давлений $p_n - p_d$ оставалась постоянной. Следовательно, и расход Q_d жидкости через дроссель 3 в гидродвигатель будет постоянным. Это видно из уравнения (1.69) с учетом величины $f = bx$ и новых обозначений давлений жидкости

$$Q_d = \mu b x \sqrt{(2/\rho) (p_n - p_d)}. \quad (3.118)$$

При $p_n - p_d = \text{const}$ величина $Q_n = \text{const}$. Однако следует отметить, что перепад давлений $\Delta p = p_n - p_d$ на дросселе 3 клапан 2 поддерживает с некоторой погрешностью. Для анализа причин погрешности рассмотрим уравнение равновесия сил на запорно-регулирующем элементе клапана 2:

$$F (p_n - p_d) = c (l_0 + l) + P_{\tau}, \quad (3.119)$$

где F — эффективная площадь в камерах гидравлического управления клапаном; c — жесткость пружины клапана; l_0 — предварительное поджатие пружины клапана при настройке; l — отклонение запорно-регулирующего элемента от исходного положения

при работе клапана; P_T — сила контактного трения на запорно-регулирующем элементе.

Идеальный регулируемый перепад давлений жидкости будет при $I = 0$ и $P_T = 0$:

$$\Delta p_{\text{и}} = c l_0 / F. \quad (3.120)$$

Действительный перепад давлений на дросселе 3, регулируемый клапаном 2,

$$\Delta p = \frac{c l_0}{F} \left(1 + \frac{l}{l_0} + \frac{P_T}{c l_0} \right). \quad (3.121)$$

Относительная погрешность регулирования перепада давлений на дросселе

$$\varepsilon_{\text{п. д}} = \frac{\Delta p - \Delta p_{\text{и}}}{\Delta p_{\text{и}}} = \frac{l}{l_0} + \frac{P_T}{c l_0}. \quad (3.122)$$

Идеальный расход, обеспечиваемый регулятором потока, согласно формуле (1.84) равен

$$Q_{\text{д. и}} = \mu b x \sqrt{(2/\rho) \Delta p_{\text{и}}}. \quad (3.123)$$

Действительный расход жидкости с учетом погрешности регулирования перепада давлений

$$Q_{\text{д}} = \mu b x \sqrt{(2/\rho) \Delta p_{\text{и}} (1 + \varepsilon_{\text{п. д}})}. \quad (3.124)$$

Относительная погрешность стабилизации потока (расхода) жидкости

$$\varepsilon_{\text{о. п}} = (Q_{\text{д}} - Q_{\text{д. и}}) / Q_{\text{д. и}} = \sqrt{1 + \varepsilon_{\text{п. д}}} - 1. \quad (3.125)$$

Сила P_T контактного трения может иметь положительный или отрицательный знак в зависимости от направления перемещения запорно-регулирующего элемента клапана 2 золотникового типа. Соответственно различный знак может иметь и относительная погрешность $\varepsilon_{\text{о. п}}$ стабилизации расхода жидкости. Основные способы снижения величины $\varepsilon_{\text{о. п}}$ — гидростатическая и гидродинамическая разгрузка запорно-регулирующего элемента и увеличение взаимно связанных параметров F , c и l_0 клапана.

Скорость $v_{\text{д}}$ движения выходного звена гидродвигателя связана с расходом жидкости через регулятор потока $Q_{\text{п}}$ зависимостью (1.32), откуда после подстановки выражения (1.87) получаем

$$v_{\text{д}} = \mu b x (\eta_{\text{д. о}} / q_{\text{д}}) \sqrt{(2/\rho) \Delta p_{\text{и}} (1 + \varepsilon_{\text{п. д}})}. \quad (3.126)$$

Для удобства графического изображения и анализа введем относительные переменные: $v_{\text{д}} = v_{\text{д}} / v_{\text{дmax}}$ и $x = x / x_{\text{max}}$, где

$$v_{\text{дmax}} = \mu b x \left(\frac{2}{q_{\text{д}}} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{и}}} \quad (3.127)$$

В результате получим уравнение стабилизируемой скорости выходного звена гидропривода с регулятором потока

$$\tilde{v}_{\text{д}} = \tilde{x} \eta_{\text{д. о}} \sqrt{1 + \varepsilon_{\text{п. д}}} = \tilde{x} \eta_{\text{д. о}} (1 + \varepsilon_{\text{о. п}}). \quad (3.128)$$

Объемный $T_{\text{д. о}}$ гидродвигателя и относительная погрешность $\varepsilon_{\text{о. п}}$ регулирования потока зависят от давления $p_{\text{д}}$ жидкости и соответственно нагрузки $H_{\text{д}}$ на гидродвигатель. Примерная нагрузочная характеристика гидропривода с регулятором потока жидкости показана на рис.3.14.

Регуляторы потока жидкости могут иметь различные конструктивные модификации [3, 35]: с предохранительным клапаном, редукционным, обратным и включаются в гидросистему привода различно. Рассмотренный регулятор потока, как наиболее экономичный, применяется преимущественно.

В групповом гидроприводе, содержащем один насос и несколько параллельно подключенных гидродвигателей, одинаковая скорость их выходных звеньев при различной нагрузке обеспечивается дроссельно-клапанным устройством, называемым делителем потока.

В гидравлическом подъемнике с делителем потока (рис. 3.15) подъемник имеет два гидроцилиндра, которые поднимают платформу 7 с грузом 8 и питаются от одного насоса (на рисунке не показан). При внецентренном расположении груза на платформе силовое воздействие на поршни 6 двух гидроцилиндров будет неодинаковым ($H_{\text{д1}} \neq H_{\text{д2}}$). Если при этом подключить гидроцилиндры к насосу без синхронизирующего устройства, то в движение

придет только тот поршень, на который нагрузка будет меньше. Платформа перекошится и подъемник не выполнит своего назначения. Для одновременного движения обоих поршней необходимо устройство, синхронизирующее потоки жидкости, направленные в цилиндры 5. Одно из таких устройств — дроссельный делитель потока.

В корпусе 1 делителя потока расположены два одинаковых дросселя 2 и 3 и свободно плавающий золотник 4, выполняющий функцию дросселирующего двустороннего клапана. Поток жидкости с расходом Q_H под давлением p_H раздваивается на

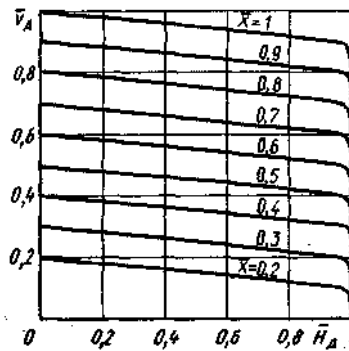


Рис. 3.14 . Нагрузочные характеристики гидропривода с регулятором потока жидкости

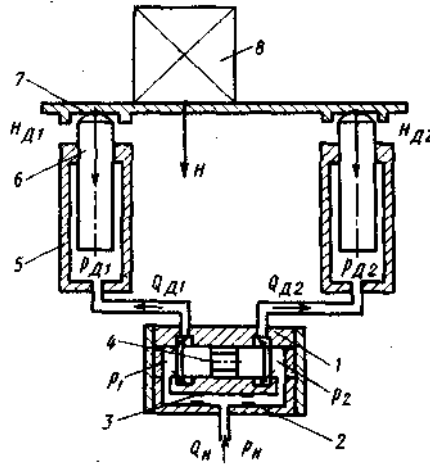


Рис. 3.15 . Гидравлический подъемник с делителем потока жидкости

с расходами $Q_{Д1}$ и $Q_{Д2}$. При этом жидкость в каждой линии проходит через постоянный дроссель 2 или 3 и переменную дросселирующую щель, образуемую торцевой кромкой золотника 4 и расточкой в корпусе 1. Золотник 4 перемещается под действием давлений p_1 и p_2 в торцовых камерах. При перемещении золотника восстанавливается приблизительное равенство давлений p_1 и p_2 в результате изменения проходного сечения дросселирующих щелей. Таким способом клапан золотникового типа 4 поддерживает одинаковый или мало отличающийся перепад давлений на постоянных дросселях 2 и 3 при различной нагрузке на поршни 6 гидроцилиндров ($H_{Д1} \neq H_{Д2}$) и соответственно различных давлениях в подводящих трубопроводах ($p_{Д1} \neq p_{Д2}$). В результате обеспечивается синхронизация потоков ($Q_{Д1} = Q_{Д2}$) и движение поршней с одинаковыми или близкими скоростями. При этом платформа и груз не перекашиваются.

Рассмотрим процессы, происходящие в делителе потока, и их математическое описание. Делитель потока устроен так, чтобы дросселирующий золотник 4 мог перемещаться и изменять проходные площади переменных щелей, пока силы, действующие на него, не уравновесятся. Уравнение равновесия сил на золотнике

$$F(p_1 - p_2) = P_T, \quad (3.129)$$

где F — эффективная площадь торцевой поверхности золотника; P_T — сила контактного трения, возникающая между золотником и корпусом.

Уравнения расходов жидкости через одинаковые постоянные дроссели в правой и левой ветвях делителя потока согласно выражению (1.69) с учетом новых обозначений переменных имеют вид

$$Q_{Д1} = \alpha \sqrt{p_H - p_1}; \quad Q_{Д2} = \alpha \sqrt{p_H - p_2}. \quad (3.130)$$

Проводимость нелинейного дросселя

$$\alpha = \mu f V(2/\rho). \quad (3.131)$$

Уравнение деления потока жидкости от насоса на две ветви

$$Q_H = Q_{Д1} + Q_{Д2}. \quad (3.132)$$

Относительная погрешность синхронизации потоков

$$\varepsilon_{0,0} = 2(Q_{Д2} - Q_{Д1})/Q_H. \quad (3.133)$$

Преобразуем исходное выражение

$$\varepsilon_{0,0} = 2(Q_{Д2} - Q_{Д1})(Q_{Д2} + Q_{Д1})/Q_H^2 = 2(Q_{Д2}^2 - Q_{Д1}^2)/Q_H^2. \quad (3.134)$$

Подставив величины из уравнений, описывающих процессы в делителе потока жидкости, получим

$$\epsilon_{\text{с.с.}} = 2\alpha^2 P_T / (Q_n^2 F). \quad (3.135)$$

Формула (1.91) показывает пути уменьшения относительной погрешности синхронизации потоков жидкости в групповом гидроприводе. Уменьшение величины α имеет предел, связанный с допустимой площадью f проходного сечения постоянных дросселей. Причина состоит в засоряемости малых отверстий. Кроме того, малая проводимость α нелинейных дросселей приводит к значительным энергетическим потерям в гидроприводе. Основной способ снижения относительной погрешности синхронизации потоков жидкости — увеличение d_3 диаметра золотника. Сила трения P_m пропорциональна диаметру в первой степени, а эффективная площадь F — диаметру во второй:

$$P_T / F = (k_P \pi d_3) / (\pi d_3^2 / 4) = 4k_P / d_3, \quad (3.136)$$

где k_P — коэффициент пропорциональности силы контактного трения.

Существенный недостаток дроссельных синхронизирующих устройств состоит в накоплении рассогласования положений выходных звеньев синхронизируемых гидродвигателей. Даже при малой погрешности синхронизации и соответственно малом отличии скоростей движения выходных звеньев рассогласование между ними с течением времени может стать значительным, поэтому во многих групповых синхронизируемых гидроприводах предусматривают режим периодического согласования выходных звеньев гидродвигателей.

Общая тенденция автоматизации машин и производственных процессов привела к созданию и применению в объемных приводах **гидроаппаратов с пропорциональным электрическим управлением**. К ним относятся дроссели, регуляторы расхода, клапаны и распределители [35]. Входными элементами указанных гидроаппаратов служат пропорциональные электромагниты, которые воздействуют на управляющую ступень аппаратов. Запорно-регулирующий элемент основной ступени гидроаппарата (дросселя, регулятора расхода или распределителя) перемещается давлением жидкости, поступающей из гидромоста управляющей ступени. Пропорциональную зависимость перемещения запорно-регулирующего элемента от входного электрического сигнала обеспечивают электронный блок управления и датчик обратной связи.

Благодаря регулятору расхода с пропорциональным электрическим управлением в гидроприводе осуществляется не только стабилизация расхода жидкости с погрешностью не более; $\pm 5\%$, но и дистанционное или автоматическое управление расходом жидкости и соответственно скоростью выходного звена гидродвигателя. Гистерезис регулировочной характеристики можно снизить с помощью электронного блока до 2% . Время срабатывания рассматриваемого гидроаппарата $0,08 \dots 0,18$ с.

Гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением по функциональным возможностям приближаются к электрогидравлическим усилителям. Первые конструктивно проще и менее чувствительны к загрязнению жидкости, но время срабатывания у них превышает $0,04$ с, поэтому гидрораспределители с пропорциональным управлением успешно применяют в гидроприводах с разомкнутой цепью управления, а электрогидравлические усилители — в следящих гидроприводах.

4.1 Способы управления движением двухпозиционными ГПС

Большая группа объемных приводов различных машин и технологического оборудования имеет в процессе работы только два фиксированных положения (позиции). Такие приводы называют двухпозиционными. В качестве двигателей в них обычно используют наиболее простые по конструкции гидро- или пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения. Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую выполняется наиболее простым релейным способом посредством гидро- или пневмораспределителей.

В качестве примера на рис. 4.1 показаны в условных обозначениях этапы релейного управления движением двухпозиционного гидроцилиндра. При отсутствии управляющего воздействия на трехпозиционный гидрораспределитель 3 его запорно-регулирующий элемент находится под воздействием центрирующих пружин в среднем положении и запирает

жидкость в камерах гидроцилиндра 5. Управляющим воздействием может быть ручное механическое, гидравлическое, пневматическое или электромагнитное. После поступления управляющего воздействия запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя смещается в одно из крайних положений. Благодаря этому камеры гидроцилиндра 5 соединяются исполнительными гидролиниями 4 и 7, соответственно с напорной 1 и сливной 2 гидролиниями, и выходное звено 6 перемещается из одной крайней позиции в другую до упора. Для уяснения процессов на рис. 4.1 показаны три последовательно занимаемые положения запорно-регулирующего элемента. На общих схемах гидро- или пневмоприводов эти этапы управления отдельно не изображают, но подразумевают.

Простота конструкции исполнительной части привода, содержащей элементы, показанные на рис. 4.1, и возможность управления релейными сигналами x определили широкое применение двухпозиционных гидро- и пневмоприводов при механизации и автоматизации производственных процессов в различных отраслях машиностроения. Относительно простые циклы программного управления двухпозиционными приводами можно осуществить путем введения в привод небольшого числа дополнительных аппаратов

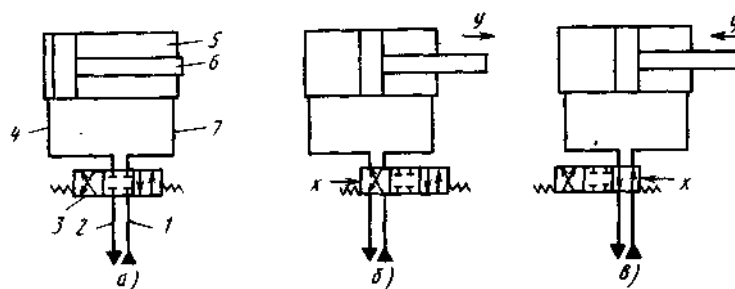


Рис. 4.1. Этапы релейного управления движением двухпозиционного привода:
а — фиксация выходного звена; б — прямой ход; в — обратный ход

Примеры простых циклов, автоматически обрабатываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 4.2. Циклограммы изображены в координатах: t — время, y — перемещение выходного звена. На рис. 4.2, а, б — графики движения выходного звена привода показаны упрощенно, а на рис. 4.2, в, г — выделены зоны разгона и торможения.

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- или пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени. Управление по пути осуществляется обычно двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины. Распределители

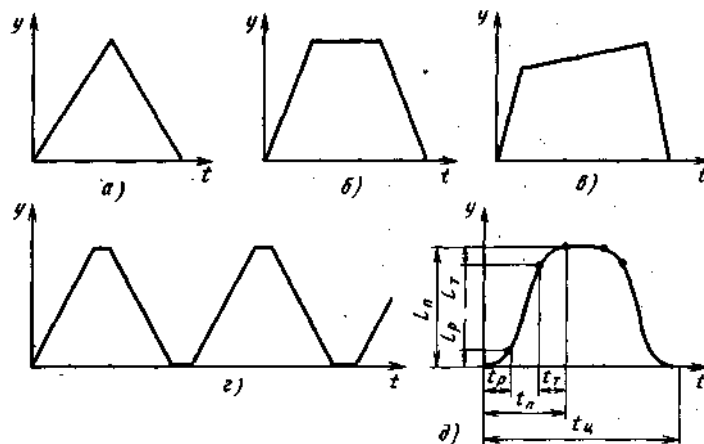


Рис. 4.2. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов:

а — «прямой ход — обратный ход — остановка»; б — «прямой ход — выстой — обратный ход — остановка»; в — «быстрый подвод — рабочий ход — обратный ход — остановка»; г — периодическое возвратно-поступательное (поворотное) движение; д — «прямой ход — выстой — обратный ход — остановка» с выделенными зонами разгона и торможения; t_n и t_r — полный ход и время выходного звена; L_n и L_r — перемещение и время при разгоне; L_t и t_t — то же, при торможении; $t_{ц}$ — время отработки цикла

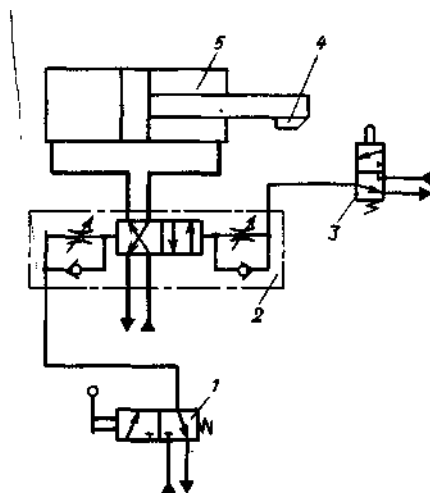


Рис. 4.3. Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой код — обратный код — остановка»

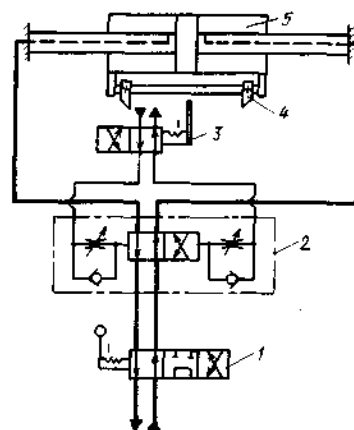


Рис. 4.4. Схема гидропривода с периодическим возвратно-поступательным движением

размещают так, чтобы их входной элемент, например рычаг < роликом, взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6, 8 и 10 мм, у пневмораспределителей — 2, 5 и 8 мм. Поэтому в приводах со значительным расходом рабочей среды применяют вторую ступень управления — распределители с достаточным проходным сечением и двусторонним гидравлическим или пневматическим управлением.

Пример схемы исполнительной части гидропривода, автоматически отрабатывающего простой цикл «прямой ход — обратный ход — остановка», показан на рис. 4.3. Гидропривод включается кратковременным воздействием на двухпозиционный гидрораспределитель 1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель 2 второй ступени управления включает прямой ход выходного звена (штока) путем соединения поршневой полости гидроцилиндра 5 с напорной гидролинией, а штоковой — со сливной. Реверсирование выходного звена гидропривода выполняется после воздействия кулачка 4 на путевой гидрораспределитель 3. При этом гидрораспределитель 2 переключается и соответственно соединяются штоковая полость гидроцилиндра 5 с напорной гидролинией, а поршневая — со сливной. Если нет ручного воздействия на гидрораспределитель 1, то поршень со штоком

останавливается на упоре в начальном положении. Гидрораспределитель 2 снабжен дроссельно-клапанной плитой, благодаря чему его запорно-регулирующий элемент (золотник) плавно перемещается, тем самым предохраняя гидросистему от резких возрастаний (скачков) давления.

Чтобы обеспечить периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра 5 (рис. 4.4) - выходного звена гидропривода (см. рис. 4.2, 2), целесообразно использовать двухпозиционный крановый гидрораспределитель 3 (рис. 4.4), переключаемый подвижными упорами 4, которые соединены с подвижной частью гидропривода. Гидрораспределитель 3 гидравлически управляет гидрораспределителем 2 второй ступени с дроссельно-клапанной плитой. Для включения и выключения движения гидропривода предусмотрен трехпозиционный гидрораспределитель 1 с ручным управлением. При среднем положении гидрораспределителя 1 жидкость в полостях гидроцилиндра 5 заперта, а насосная установка разгружена (напорная гидролиния соединена со сливной). При показанном на рис. 4.4 положении гидрораспределителя 1 происходит периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра 5. В третьем положении гидрораспределителя 1 гидроцилиндр 5 перемещается в одно из крайних положений.

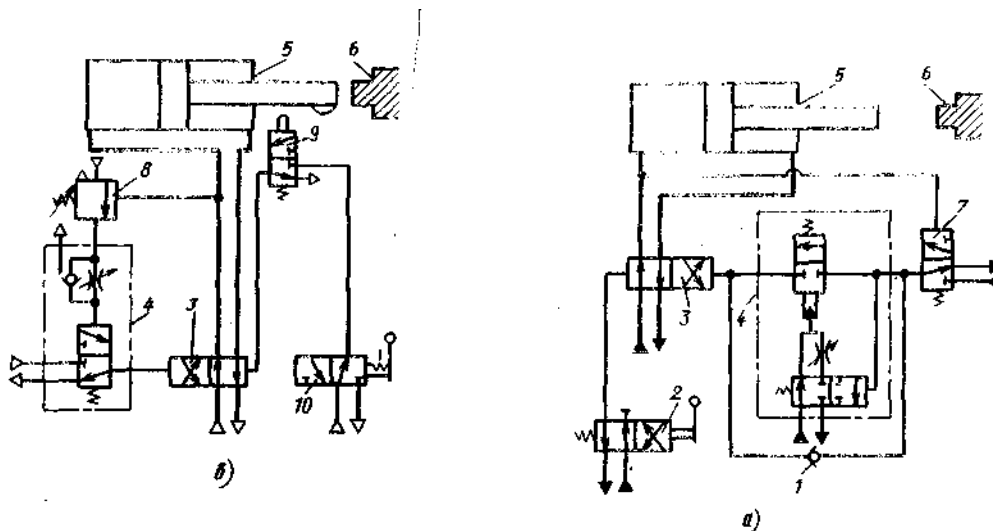


Рис. 4.5. Схемы приводов с автоматическим управлением по циклу
«прямой ход — выдержка на упоре — обратный ход»:
а — гидропривода; б — пневмопривода

Путевое управление движением привода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до девяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке. Примеры соответствующих схем гидро- и пневмопривода показаны на рис. 4.5, а, б. Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя 5 на неподвижном упоре 6. Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный клапан в насосной установке (на схеме не показана) или до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показан).

Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель 7 (рис. 4.5, а) или клапан давления 8 (рис. 4.5, б), пружины которых настроены на максимальное давление рабочей среды. Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена привода на упоре (рис. 4.2, б), в схеме привода предусматривается клапан 4 выдержки времени (рис. 4.5, а, б). При этом распределитель 3 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя 7 или клапана 8, а через определенное время, соответствующее настройке клапана 4, называемого также реле времени. Принцип действия клапана 4 состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры. Клапан 1 обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии. Распределитель 2 необходим для начального включения гидропривода. Распределители 9 и 10 нужны для переключения пневмопривода на автоматическую работу. Весьма распространенный цикл работы гидроприводов станков — «быстрый подвод инструмента — рабочий ход — быстрый отвод — остановка» (см. рис. 4.2, в), поэтому в станкостроении применяются комбинированные аппараты, представляющие собой ёочетание путевого распределителя, регулятора потока и обратного клапана [35]. На быстрый подвод инструмента привод включается при подаче электрического сигнала в гидрораспределитель 2 с электромагнитным управлением (рис. 4.6). Переключение на рабочий ход выполняется воздействием кулачка 4 на путевой гидрораспределитель комбинированного аппарата 1. При этом рабочая жидкость из штоковой полости гидроцилиндра 3 направляется в регулятор потока, настроенный на заданную скорость движения выходного звена. Электрический сигнал на реверс к гидрораспределителю 2 поступает от микропереключателя 5. Отвод инструмента выполняется быстро, так как поток жидкости поступает в штоковую полость гидроцилиндра 3, минуя регулятор, через обратный клапан.

Конструкция гидро- и пневмоприводов с цикловым управлением существенно упрощается при использовании малогабаритных электрических путевых переключателей (рис. 4.7). Конечные электрические переключатели 5 и 7 подают сигналы к двухступенчатому (двухкаскадиному) гидрораспределителю 1 с электромагнитным управлением. Гидрораспределитель 2 с электрическим управлением получает сигнал от промежуточного электрического переключателя 6 и управляет клапаном последовательности 3. Регулируемый дроссель 4 настраивается на заданную рабочую скорость движения выходного звена гидроцилиндра 8. Электрогидравлическая система управления приводом обеспечивает цикл «быстрый подвод — рабочий ход — быстрый отвод — остановку». Следует отметить, что гидромеханическая часть привода упрощается при усложнении электрической части.

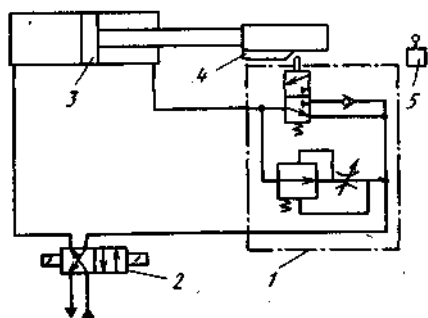


Рис. 46. Схема гидропривода с устройством для автоматического управления по циклу: «быстрый подвод — рабочий ход — быстрый отвод — остановка»

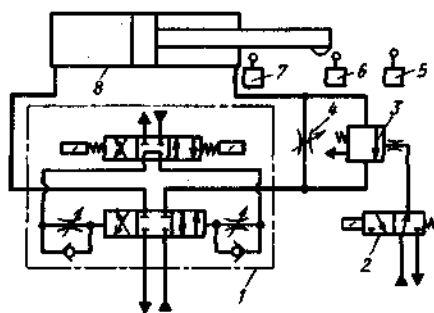


Рис. 4.7. Схема гидропривода с электрогидравлическим цикловым управлением

Для циклового управления гидро- и пневмоприводами серийно выпускаются соответствующие аппараты [29, 35]. Средства пневмоавтоматики имеют более широкую номенклатуру элементов высокого уровня давления, чем средства гидроавтоматизации: разнообразные по конструкции устройства для ручного ввода информации, индикаторы давления, электропневматические и пневмо-электрические преобразователи, клапаны и логические элементы. Эти устройства обеспечивают различные блокировки, а также возможность сочетания ручного и автоматического управления приводами. На рис. 2.8 показана схема пневмопривода с ручным и автоматическим путевым управлением и блокировками. Переключение с ручного режима управления на автоматический выполняется пневмораспределителем 1 (тумблером). Индикатор 2 давления визуализирует о включенном режиме работы пневмопривода. Для путевого автоматического управления приводом применены пневмораспределители 8(1) и 8(2) с переключением от кулачка. Ручное управление обеспечивают пневмораспределители 3(1) и 3(2) с кнопками. Для стыковки устройств автоматического и ручного управления они соединены трубопроводами с управляющими камерами пневмораспределителя 5 второй ступени посредством логических элементов «ИЛИ» 4(1) и 4(2). Механизмы машины (на рис. 4.8 не показаны) взаимодействуют с блокировочными двухпозиционными пневмораспределителями 6(1), 6(2) и 6(3). Движение выходного звена пневмоцилиндра 7 в автоматическом режиме вперед не начинается, пока не сработают все три пневмораспределителя 6, что соответствует правильному исходному положению механизмов машины.

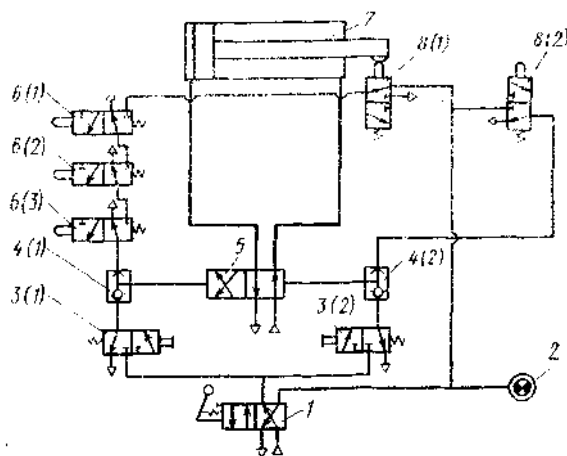


Рис. 4.8. Схема пневмопривода с ручным и автоматическим путевым управлением и блокировками

При использовании в машинах или технологическом оборудовании группового привода нередко возникает необходимость в обеспечении заданной последовательности движения выходных звеньев и связанных с ними исполнительных механизмов. Схема группового пневмопривода с автоматически обеспечиваемой последовательностью движений исполнительных механизмов показана на рис. 4.9. В групповом приводе предусмотрены три последовательно действующих пневмоцилиндра 4, 9 и 13. Путевое управление каждым из них обеспечивают пневмораспределители 2 и 3, 6 и 7, 11 и 12, взаимодействующие с кулачками на штоках. Внешнее управление групповым приводом осуществляет пневмораспределитель 14 с ручным управлением. При одном положении запорно-регулирующего элемента этого распределителя пневмоцилиндры последовательно отработывают полуцикл «ход вперед — остановка», при другом, показанном на схеме, — полуцикл «ход назад — остановка». Последовательность отработки движений каждым пневмоцилиндром достигается соединением путевых пневмораспределителей, относящихся к одному пневмоцилиндру, с основными пневмораспределителями второй ступени, управляющими движением последующих пневмоцилиндров. При прямом ходе путевые пневмораспределители 12 и 7 управляют основными пневмораспределителями 5 и 1 с двусторонним пневматическим управлением. При обратном движении пневмоцилиндров путевые пневмораспределители 2 и 6 управляют основными пневмораспределителями 5 и 10 также с двусторонним пневматическим управлением. Пневмораспределитель 8 с пневматическим управлением **предусмотрен** в системе пневмоприводов для разветвления **управляющих потоков рабочей среды** и усиления их по расходу.

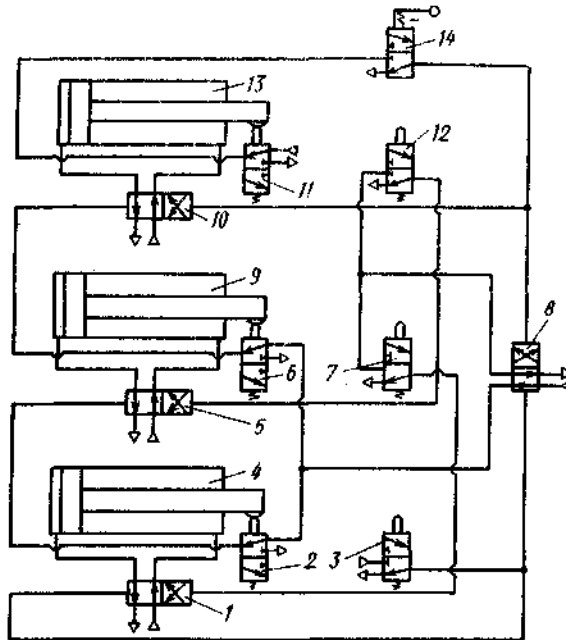


Рис. 4.9. Схема группового пневмопривода с автоматическим управлением последовательным движением пневмоцилиндров

Рассмотренные в данном параграфе примеры систем циклового управления гидро- и пневмоприводами называют децентрализованными. Для относительно сложных цикловых программ автоматического управления приводами применяют способ централизованного управления. Для этого устанавливают командо-аппараты, матричные коммутаторы и логические управляющие блоки. Если при проектировании приводов с простыми циклами работы возможен интуитивный подбор аппаратов и составление схемы по словесно выраженной программе, то для реализации сложных циклов программ необходимо пользоваться формализованными методами проектирования систем приводов.

5.1 Энергетический расчет ГПС и выбор двигателя

Проектировочный расчет двухпозиционных приводов начинается с уточнения условий работы привода. Можно выделить два наиболее типичных варианта работы двухпозиционных приводов: перемещение из одной позиции в другую при постоянной или малоизменяющейся внешней нагрузке и движение со ступенчато изменяемыми скоростями и нагрузками. Условия движения привода определяются заданной циклограммой (см. рис. 5.1). Внешняя нагрузка на привод рассчитывается по данным: рабочего процесса машины. Сюда относятся силы (моменты сил) сопротивления внешней среды, инерции и трения в исполнительном механизме.

Рассмотрим работу типового двухпозиционного привода релейным управлением при перемещении выходного звена из одной позиции в другую. Примерная циклограмма такого привода изображена на рис. 5.1, б. На циклограмме выделены характерные участки: разгон, движение с установившейся скоростью и торможение, если время срабатывания распределителя значительно меньше времени движения выходного звена, то характер движения зависит не от управляющего воздействия, а от параметров привода и внешней нагрузки. Как показывает опыт проектирования двух-позиционных приводов, одинаковое полное время t_n перемещения выходного звена из одной позиции в другую на расстояние L_n может быть достигнуто при одинаковой внешней нагрузке различным сочетанием параметров объемного привода. От сочетания параметров привода существенно зависят его габаритные размеры, масса и стоимость. Следовательно, при проектировании двухпозиционных приводов возникает задача оптимизации основных параметров. Начинать решение этой задачи целесообразно на начальном этапе проектирования двухпозиционного привода путем выбора оптимального закона движения выходного звена.

Наиболее наглядно закон движения выходного звена из начальной позиции в конечную показан на тахограмме, отображающей зависимость скорости v движения от времени t . При построении идеальных тахограмм (рис. 5.2) принимают ускорение и замедление постоянными и одинаковыми по модулю, скорость установившегося движения постоянной. При таких допущениях участки идеальных тахограмм представляют собой отрезки прямых линий, время t_v разгона равно времени t_n торможения.

Из всего разнообразия идеальных тахограмм можно выделить три принципиально различные по виду: треугольную, прямоугольную и трапецидальную (рис. 5.2). Геометрической общностью приведенных фигур должно быть равенство их площадей. Этим отображается общее для всех законов движения выходного звена условие полного перемещения на расстояние L_n за требуемое время t_n . Связь между этими величинами устанавливается геометрическим истолкованием интеграла функции $v = \Phi(t)$:

$$L_n = \int_0^{t_n} v dt. \quad (5.1)$$

Для трех основных видов тахограмм (рис. 5.2): треугольной, прямоугольной и трапецидальной получим соответствующие зависимости:

$$L_n = v_{max} t_n / 2; \quad L_n = v_{max} t_n; \quad L_n = v_n (t_n - t_p). \quad (5.2)$$

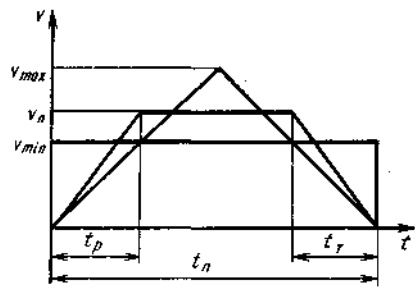
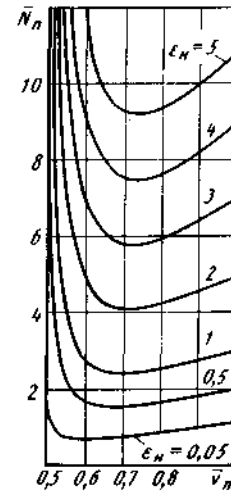


Рис. 5.1. Идеальные тахограммы движения выходного звена двухпозиционного привода при релейном управлении

Рис. 5.2. Зависимость относительной предельной мощности N_n на выходном звене объемного двигателя от относительной предельной скорости v_n движения при различных значениях показателя ϵ_n нагрузки



Величину v_n назовем предельной скоростью при трапецеидальной тахограмме. Выражения (2.1) позволяют сделать существенные выводы. Скорость установившегося движения выходного звена находится в границах

$$L_n/t_n \leq v_n \leq 2L_n/t_n. \quad (5.3)$$

Ускорение, принятое постоянным при разгоне выходного звена привода, можно выразить зависимостью

$$\omega_n = v_n/t_p = v_n^2/(v_n t_n - L_n). \quad (5.4)$$

Полная внешняя нагрузка на выходное звено при разгоне привода

$$H_n = m_n \omega_n + H_0, \quad (5.5)$$

где m_n — приведенная к выходному звену масса (момент инерции) рабочего механизма и перемещаемого груза; H_0 — приведенная к выходному звену результирующая внешних статических (потенциальных и диссипативных) сил или моментов сил. Продольная мощность на выходном звене привода

$$N_n = v_n H_n. \quad (5.6)$$

Определим зависимость предельной мощности от предельной скорости $N_n = \Phi(v_n)$ при трапецеидальной тахограмме движения выходного звена привода. Ее можно найти, если подставить в формулу (2.5) выражения (2.4) и (2.3):

$$N_n = m_n v_n^2/(v_n t_n - L_n) + v_n H_0. \quad (5.7)$$

Для анализа уравнения (2.6) удобно ввести относительные величины $v = v_n/v_{max}$ и $N_n = N_n/(v_{max} H_0)$ и обозначить комплекс величин

$$\epsilon_n = m_n v_{max}^2/(2H_0 L_n). \quad (5.8)$$

Величину ϵ_n можно назвать показателем вида нагрузки, так как она представляет собой отношение максимальной кинетической энергии движущихся масс к полной работе статических внешних сил. Величина ϵ_n показывает, какая из нагрузок на привод преобладает — статическая или динамическая.

В соответствии с принятыми величинами находим из выражения (2.6) зависимость относительной предельной мощности N_n от относительной предельной скорости v_n выходного звена привода:

$$\bar{N}_n = \epsilon_n \bar{v}_n^3 / (\bar{v}_n - 0,5) + \bar{v}_n. \quad (5.9)$$

Область существования функции $N_n = \Phi(v_n)$ ограничена диапазоном $0,5 \leq v_n \leq 1,0$. На рис. 5.3 показана зависимость этой функции при различных значениях ϵ_n . Как видно, при двух-позиционном движении привода имеется явно выраженный экстремум (минимум), что подтверждает целесообразность оптимизации величины v_n . При каждом значении показателя ϵ_n имеется свой минимум величины N_n . С возрастанием величины ϵ_n , т. е. при преобладании динамической нагрузки, экстремум становится более глубоким. Следует отметить, что снижение предельной мощности на выходном звене при прочих равных условиях позволяет уменьшить габаритные размеры, массу и стоимость двухпозиционного привода.

Аналитическое условие минимального значения функции $N_n = \Phi(v_n)$ находим, взяв производную по v_n от выражения (2.8) и приравняв ее нулю:

$$\frac{d\bar{N}_n}{d\bar{v}_n} = \epsilon_n \frac{3\bar{v}_n^2 (\bar{v}_n - 0,5) - \bar{v}_n^3}{(\bar{v}_n - 0,5)^2} + 1; \quad (5.10)$$

$$\epsilon_n \frac{\bar{v}_n^2 (2\bar{v}_n - 1,5)}{(\bar{v}_n - 0,5)^2} + 1 = 0. \quad (5.11)$$

Решение полученного уравнения относительно величины v_n громоздко, поэтому целесообразно применить график, связывающий величины ϵ_n и v_n . По относительно простой зависимости

$$\epsilon_n = (\bar{v}_n - 0,5)^2 / [\bar{v}_n^2 (1,5 - 2\bar{v}_n)] \quad (5.12)$$

рассчитан и построен график $\epsilon_n = \Phi(v_n)$, отражающий зависимость оптимальной относительной предельной скорости v_n выходного звена от показателя ϵ_n (рис. 5.3). Полученная графическая зависимость охватывает большой диапазон величин $0,001 \leq \epsilon_n \leq 10$, поэтому на оси абсцисс использована логарифмическая сетка. Анализ этой зависимости позволяет сделать вывод о том, что оптимальные значения относительной предельной скорости лежат в пределах $0,5 < v_n < 0,75$. Соответственно для абсолютной величины предельной скорости имеем зону оптимальных значений

$$L_n/t_n < v_n < 1,5L_n/t_n. \quad (5.13)$$

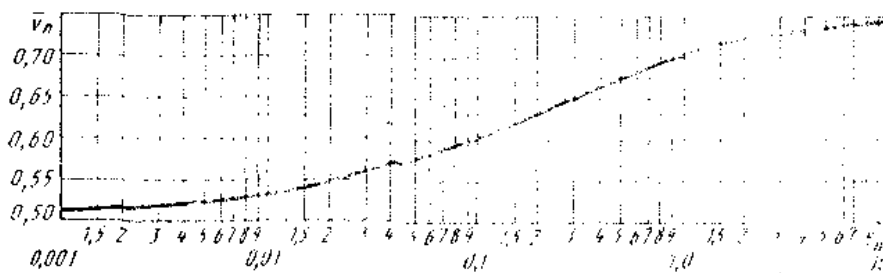


Рис. 5.3. Зависимость оптимальной по мощности привода относительной предельной скорости v_n движения выходного звена ϵ_n

Анализ движения выходного двухпозиционного привода и оптимизация предельной скорости при перемещении исполнительного механизма из начальной позиции в конечную позволял!! рекомендовать такую последовательность энергетического расчета гидро- или пневмопривода.

$$v_{max} = 2L_n/t_n; \quad (5.14)$$

$$\epsilon_n = m_n v_{max}^2 / (2H_e L_n); \quad (5.15)$$

Исходными данными служат полный путь L_{Π} перемещения выходного звена, полное время t_{Π} перемещения, приведенная масса (момент инерции) m_{Π} и приведенная статическая сила (момент сил) H_c . По формулам определяем Второй типичный вариант условий работы двухпозиционного привода рассмотрим на примере работы агрегатной головки автоматической станочной линии [35]. Упрощенная циклограмма работы гидропривода показана на рис. 5.4, в. Выделим периоды:

находим значение v_n по графику на рис. 5.3, далее рассчитываем

$$v_n = v_{\max} \bar{v}_n; \quad (5.16)$$

$$\omega_n = v_n^2 / (v_n t_n - L_n); \quad (5.17)$$

$$H_n = m_n \omega_n + H_c; \quad (5.18)$$

$$N_n = v_n H_n. \quad (5.19)$$

$$t_n = t_n + t_m + t_n + t_b. \quad (5.20)$$

1) быстрое движение вперед (подвод инструмента к обрабатываемой детали) на расстояние L_n за время t_n при внешней нагрузке H_n ; медленное движение вперед (рабочая подача инструмента при обработке детали) на расстояние L_m со скоростью v_m при внешней нагрузке H_m ; 3) быстрое движение назад (отвод инструмента) на расстояние $L_n + L_m$ за время t_n при внешней нагрузке H_n ; 4) выстой выходного звена привода и агрегатной головки в исходном положении в течение времени t_b . Полное время цикла T_{Π} цикла и время τ_b выстоя обычно задаются. Время медленного движения вперед (рабочей подачи) выходного звена находится по заданным пути и скорости рабочей подачи агрегатной головки $t_m = L_m / v_m$. Если принять одинаковым максимальный расход жидкости в первом и третьем периодах работы гидропривода, то

$$t_n / t_n = \sigma_n (L_m + L_n) / L_n. \quad (5.21)$$

Время быстрого хода вперед и быстрого хода назад

$$t_n = \frac{t_n - t_n - t_m}{1 + \sigma_n (L_m + L_n) / L_n}; \quad (5.22)$$

$$t_n = t_n - t_n - t_m - t_n. \quad (5.23)$$

Предельная скорость выходного звена гидропривода при быстром движении вперед

$$v_n = 1,25 L_n / t_n. \quad (5.24)$$

Нагрузка H_n и предельная мощность N_n на выходном звене гидропривода определяются по трем последним выражениям (2.10). Нагрузка H_m на гидропривод во втором периоде рассчитывается по формулам, определяющим силу резания при обработке детали инструментом. При этом эффективная мощность на выходном звене $N_m = v_m H_m$. Упрощенные скоростная и нагрузочная диаграммы гидропривода агрегатной головки при ходе вперед изображены на рис. 5.4.

В итоге энергетического расчета исполнительный части привода выбирают типоразмер объемного двигателя, который должен обеспечить предельную скорость v_n движения выходного звена и преодолевать максимальную внешнюю нагрузку Y_n или Y_m . Расчетная формула для определения главного параметра объемного двигателя — его удельного рабочего объема q_a выводится совместным решением уравнений (1.29) и (1.58) $p_{\text{ном}} = p_n - p_{\text{ат}}$ при $\delta_n = 1$ и $p_b = p_{\text{ат}}$:

$$q_n = H_n / (p_{\text{ном}} \eta_{\text{г. в}} \eta_{\text{д. м}}), \quad (5.25)$$

где $p_{\text{ном}}$ — номинальное давление рабочей среды; $p_{\text{ат}}$ — атмосферное давление. Движущая сила H_n (момент сил) объемного двигателя в выражении (2.13) приравнивается максимальной внешней нагрузке Y_n или H_m . Номинальное давление $p_{\text{ном}}$ выбирается соответственно принятому в отрасли машиностроения, где предполагается использовать проектируемый привод. В общем для объемных приводов

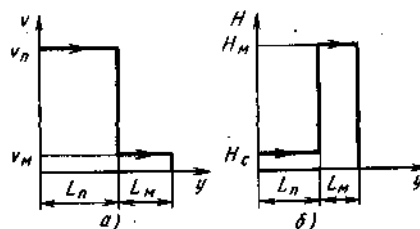


Рис. 5.4. Диаграммы привода агрегатной головки при ходе в а — скоростная; б — нагрузочная

используют следующие значения номинальных давлений ($p_{ном}$, МПа): 0,1; 0,16; 6,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250. Наиболее употребительны такие диапазоны номинальных давлений: в пневмоприводах промышленного применения $p_{ном} = 0,63 \dots 1$ МПа, в гидроприводах технологического оборудования $p_{ном} = 6,3 \dots 12,5$ МПа, в гидроприводах сельскохозяйственных машин $p_{ном} = 6,3 \dots 16$ МПа, в гидроприводах летательных аппаратов $p_{ном} = 10 \dots 25$ МПа, в гидроприводах дорожно-строительных и коммунальных машин $p_{ном} = 16 \dots 32$ МПа, в гидроприводах горных машин 16...50 МПа и в гидрофицированных прессах $p_{ном} = 32 \dots 50$ МПа.

В формулу (2.13) подставляют приближенное значение механического КПД $\eta_{дм}$ объемного двигателя, соответствующее типу двигателя. Ориентиром могут служить экспериментальные значения $\eta_{дм}$, приведенные в каталогах на гидро- и пневмооборудование. Например, величина $\eta_{дм}$ гидроцилиндров с эластичными уплотнениями составляет 0,85...0,95, пневмоцилиндров при диаметрах поршней 25...400 мм — 0,75...0,95, поворотных пластинчатых гидродвигателей — 0,8...0,9, аксиально-поршневых гидромоторов с наклонной шайбой — 0,85...0,9.

Значения гидравлического КПД $\eta_{га}$ линий и аппаратов выбирают с учетом потерь, энергии и габаритных размеров трубопроводов и аппаратов. Для приводов с расчетной мощностью на выходном звене 0,5...5 кВт в первом приближении можно принять $\eta_{га} = 0,75 \dots 0,9$. При дальнейшем расчете эту величину корректируют.

$$d_d = \sqrt[3]{4q_d/\pi}. \quad (5.26)$$

После расчета по формуле (2.13) главного параметра объемного двигателя — удельного рабочего объема q_d подбирают из каталогов на гидро- или пневмооборудование образец двигателя соответствующего типоразмера. У гидро- и пневмоцилиндров объем q_d равен эффективной площади поршня F_d , поэтому расчетный диаметр поршня

$$q_d = \pi d_d^2/4 \quad (5.27)$$

После выбора ближайшего большего значения d_d по каталогу и определяют коэффициент соотношения эффективных площадей (для одноштокового двигателя)

$$\sigma_d = 1 - (d_{ш}/d_d)^2, \quad (5.28)$$

где $d_{ш}$ — диаметр штока.

Длина гидро- или пневмоцилиндра должна обеспечить требуемый полный ход $L_{вых}$ выходного звена. Объем q_d серийно выпускаемого поворотного двигателя связан с максимальным рабочим объемом $V_{доох}$, максимальным углом поворота ($\theta_{доох}$ зависимостью

$$q_d = V_{доох}'/\theta_{доох}'. \quad (5.29)$$

Удельный рабочий объем мембранного гидро- или пневм.ой"" линдра соответствует эффективной площади мембраны

$$q_d = F_m = \pi (d_m^2 + d_{ш}d_m + d_{ш}^2)/12, \quad (5.30)$$

где d_m — диаметр заземления мембраны; $d_{ш}$ — диаметр жесткого центра.

Некоторые формулы, связывающие удельный рабочий объем двигателей с их параметрами, приведен в параграфе 1.3.

Если требуемый типоразмер гидро- или пневмодвигателя отсутс"" ствует среди серийно выпускаемых промышленностью, то составляют задание на его разработку. Основными исходными данными при этом служат удельный рабочий объем q_d , предельная скорость v_n движения выходного звена, максимальное перемещение L_{max} выходного звена и требуемый ресурс работы (число циклов или часы наработки до первого отказа).

5.2 Гидравлический расчет ГПС

Следующий этап проекторочного расчета двухпозиционного привода с релейным управлением заключается в определении проходных сечений трубопроводов и аппаратов и гидравлических потерь давления при течении рабочей среды. При этом необходимо отметить существенное противоречие, возникающее при выборе трубопроводов и аппаратов. С уменьшением проходного сечения габаритные размеры и масса трубопроводов уменьшаются, а гидравлические потери давления при прочих равных условиях увеличиваются, поэтому цель гидравлического расчета привода — обеспечить минимальные массы и габаритные размеры трубопроводов и аппаратов при допустимых гидравлических потерях энергии. Возникающая на данном этапе проектирования оптимизационная задача решается методом последовательных приближений.

При первом приближении проходное сечение трубопроводов и аппаратов выбирают на основании рекомендуемых значений скорости течения рабочей среды. Далее оценивают массогабаритные показатели трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери в них. Допустимые гидравлические потери давления принимают при энергетическом расчете привода в виде гидравлического КПД $\eta_{га}$ линий и аппаратов.

Во втором приближении проходное сечение корректируют в соответствии с проведенной оценкой первого варианта, и вновь выполняют выбор трубопроводов и аппаратов и рассчитывают гидравлические потери давления. В большинстве случаев двух-трех приближений достаточно для решения поставленной оптимизационной задачи.

Исходными данными при расчете проходного сечения трубопроводов и аппаратов служат расстояния между агрегатами привода и предельный объемный или массовый расход рабочей среды. Число и типы аппаратов и трубопроводов определяют на основании составленной в самом начале проектирования привода принципиальной схемы.

В качестве примера на рис. 5.5 показана упрощенная схема двухпозиционного гидропривода с релейным управлением. Насосная станция содержит бак 1, насос 2 и предохранительный клапан 3. В напорной линии гидропривода расположены первый участок 4 напорного трубопровода, фильтр 5, второй участок 6 напорного трубопровода, обратный клапан 7, гидрораспределитель 8 с электрическим управлением и участок 9 трубопровода. К сливной линии гидропривода относятся участок 11 сливного трубопровода, тормозная дроссель 12, участок 14 сливного трубопровода и подпорный клапан 16. Длины

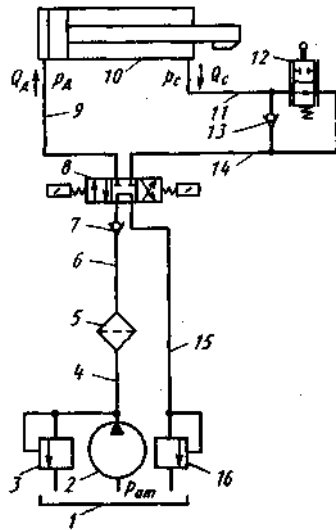


Рис. 5.5 Принципиальная схема двухпозиционного гидропривода с релейным управлением

участков трубопроводов устанавливают приблизительно в соответствии с предполагаемой компоновкой привода на машине. Гидравлические потери давления в приводе рассчитывают отдельно для напорной или сливной (выхлопной) линий. Это не: необходимо для последующего определения гидравлического КПД $\eta_{га}$ трубопроводов и аппаратов по формуле (1.58). Уравнения связей между давлениями имеют вид

$$p_n = p_{ном} + p_{ат}; \quad (5.31)$$

$$p_d = p_n - \Delta p_d; \quad (5.32)$$

$$p_c = p_{ат} + \Delta p_c, \quad (5.33)$$

где $p_{ном}$ и $p_{ат}$ — давление номинальное и атмосферное; p_d и p_c — давление в напорной и сливной (выхлопной) камерах объемного двигателя; Δp_d и Δp_c — гидравлические потери давления при течении рабочей среды в напорной и сливной (выхлопной) линиях привода.

Для расчета гидравлических потерь давления жидкости удобно пользоваться объемным расходом. При течении газов в трубопроводах и аппаратах вследствие существенного изменения плотности приходится использовать массовый расход рабочей среды.

Объемные расходы рабочей среды в напорной и сливной (выхлопной) линиях объемного привода определяются в соответствии с выражением П.32) по формулам

$$Q_d = q_d v_d / \eta_d, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (5.34)$$

$$Q_c = q_d \sigma_d v_d \eta_d, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.35)$$

Удельный рабочий объем q_n двигателя и предельная установившаяся скорость $v_d = v_n$ движения выходного звена определены в процессе энергетического расчета привода. Объемный КПД $\eta_{до}$ двигателя находится по данным каталога-справочника на гидро- или пневмооборудование.

Массовые расходы газов в напорной и выхлопной линиях пневмоцилиндра

$$G_d = \rho_d Q_d; G_c = \rho_c Q_c. \quad (5.35)$$

Плотность газов в напорной и выхлопной камерах пневмодвигателя определяются по уравнениям состояния идеальных газов (Клапейрона)

$$\rho_d = p_d / (RT_d); \rho_c = p_c / (RT_c). \quad (5.35)$$

При изотермическом процессе (наиболее распространенном) течения газов в трубопроводах температура в камерах двигателя при установившемся движении выходного звена выравнивается и становится близкой к температуре $T_{ат}$ окружающей атмосферы, поэтому можно принять $T_d = T_c = T_{ат}$. Удельная газовая постоянная для сухого воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К).

Ориентировочные значения давлений в камерах объемного двигателя p_d и p_o при установившемся движении выходного звена с предельной скоростью v_n и внешней нагрузкой Y_b можно найти, пользуясь зависимостями (1.29), (1.58) и (2.14) и приняв определенное значение соотношения гидравлических потерь давления в напорной и выхлопной линиях:

$$\varepsilon_{\Delta p} = \Delta p_d / \Delta p_c. \quad (5.35)$$

Совместно решив названные выражения с учетом $\sigma_b = 1$, $p_b = P_{ат}$ и приняв, что $p_n - \sigma_{вр\text{ат}} \approx p_c - P_{ат}$, получим

$$p_o = p_{ном} (1 - \eta_{в.а}) / (\sigma_d + \varepsilon_{\Delta p}) + p_{ат}; p_d = H_d / (q_d \eta_{д.м}) + \sigma_d p_o. \quad (5.35)$$

В первом приближении значение гидравлического КПД $\eta_{га}$, трубопроводов и аппаратов назначается таким, каким оно было принято при энергетическом расчете привода. Сила (момент сил) на выходном звене объемного двигателя при установившейся предельной скорости движения принимается равной внешней нагрузке $H_d = H_b$. Предполагаемое соотношение гидравлических потерь $\varepsilon_{\Delta p}$ давления в линиях привода назначается в первом приближении равным обратной величине квадрата соотношения эффективных площадей рабочих камер объемного двигателя $\varepsilon_{\Delta p} = 1/\sigma_{в.а}^2$. Объясняется это тем, что гидравлические потери давления пропорциональны квадратам скоростей рабочей среды в линиях привода. При втором приближении значение $\varepsilon_{\Delta p}$ можно уточнить по результатам гидравлического расчета.

После определения исходных данных рассчитывают проходные сечения и выбирают в первом приближении типоразмеры трубопроводов и аппаратов. Основной параметр трубопроводов гидро-и пневмоаппаратов — условный проход du , под которым подразумевают диаметр круга с площадью, равной проходному сечению трубопровода или канала в корпусе. У трубопроводов с круглым проходным сечением значение d_d соответствует диаметру d внутренней цилиндрической поверхности. У гидро-и пневмоаппаратов (распределителей, обратных клапанов, фильтров) за условный проход du обычно принимают диаметр круга, площадь которого равна минимальной площади проходного сечения устройства. Присоединительная арматура также характеризуется условным проходом. В соответствии с условным проходом на трубопроводах, арматуре и в аппаратах нарезают присоединительную резьбу. Таким образом обеспечивают совместимость элементов привода при сборке.

2.1. Параметры распределителей

Параметр	Пневмораспределители			Гидрораспределители		
	d_y , мм					
	12	16	20	16	20	32
V_a , дм ³	0,98	1,15	2,3	3,4	10,2	16,9
m_a , кг	2,7	3,2	6,3	8,6	16,5	45

В первом приближении требуемый условный проход d_v определяют на основании рекомендуемых скоростей течения рабочей среды в трубопроводах гидро- и пневмоприводов. Для напорных трубопроводов гидроприводов рекомендуемая средняя скорость $u_T = 5$ м/с, для пневмоприводов можно принять $u_T = 50$ м/с. Внутренний диаметр трубопровода, соответствующий расходу Q_d и скорости u_T ,

$$d = \sqrt{4Q_d/(\pi u_T)}. \quad (5.35)$$

По величине d подбирают из справочника на трубопроводы соответствующей отрасли машиностроения ближайшее из нормального ряда значение условного прохода d_v . Государственный стандарт предусматривает следующие значения условных проходов, мм: 2,5; 3,2; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250 [35]. По величине d_v выбирают подходящие типоразмеры трубопроводов и арматуры (соединений и присоединений).

Внешний объем V_T и массу трубопроводов приближенно оценивают так:

$$V_d = \pi (d_y + 2s_T)^2 l_T/4; \quad (5.35)$$

$$m_T = \pi (d_y + s_T) s_T l_T \rho_T, \quad (5.35)$$

где S_T — толщина стенки; l_T — суммарная длина трубопроводов; ρ_T — плотность материала трубопроводов.

Гидро- или пневмоаппаратуру первоначально также выбирают по условному проходу d_v из каталогов-справочников на гидро-или пневмооборудование. Кроме того, ориентиром может служить рекомендуемый в технической характеристике аппарата номинальный расход $Q_{ном}$. Внешний объем и масса аппаратов существенно зависят от условного прохода d_v , поэтому допускается выбирать аппараты с уменьшенным до полутора раз условным проходом. Трубопроводы при этом остаются прежние. Возникает необходимость в переходных элементах для монтажа привода. В качестве примеров в табл. 2.1 приведены данные о внешнем объеме V_a и массе m_a в зависимости от условного прохода d_v для четырехлинейных пневмораспределителей с пневмоуправлением и четырехлинейных гидрораспределителей с электрогидравлическим управлением.

После первоначального выбора типоразмеров трубопроводов и аппаратов рассчитывают гидравлические потери давления на выделенных элементарных участках привода. В качестве основной гидравлической характеристики каждого элементарного участка привода (линии, местного сопротивления или аппарата) удобно использовать эффективную площадь F_Σ или f_Σ проходного сечения. Как показано в параграфе 1.4, у однородного трубопровода при течении жидкости

$$F_\Sigma = F_T / \sqrt{\lambda l/d}; \quad (5.35)$$

при течении сжатого воздуха

$$F_\Sigma = F_T / \sqrt{\lambda l/d + (2/n) \ln(p_0/p)}. \quad (5.35)$$

Площадь $F_T = \pi d^2/4$ проходного сечения трубопровода определяется по выбранному условному проходу $d = d_v$. Длина l участка Трубопровода назначается приближенно в соответствии с предполагаемой компоновкой привода на машине. Коэффициент λ гидравлического сопротивления трубопровода определяется по применяемым в гидравлике эмпирическим зависимостям (см. параграф 1.4). При этом целесообразно уточнить расчетную скорость течения рабочей среды в трубах. Для напорной и сливной линий гидропривода $u = Q_d/F_T$, и $u = Q_c/F_T$. Для напорной и выхлопной линий пневмопривода $u = G_d RT_d / F_{T,d}$ и $u = G_c \times RT_c / F_{T,c}$.

При Установившемся движении выходного звена привода процесс течения рабочей среды в трубопроводах можно принять изотермическим, а температуру — соответствующей температуре окружающей атмосферы ($T_d = T_c = T_{ам}$). Получаемые средние скорости в сечениях участков близки к рекомендуемым и далеки от скорости звука $u_{\text{зв}} = \sqrt{kRT}$. Следовательно, режим течения воздуха в трубах будет, как правило, докритическим.

Величиной $(2/\pi) \ln(p_0/p)$ в выражении (2.23) во многих случаях можно пренебречь. Однако после определения давлений p_0 и p в начале и конце участка трубы необходимо сравнить этот член с $\lambda l/d$ и, если нужно, скорректировать эффективную площадь F_a трубопровода.

Для Местных сопротивлений в виде изгиба трубопровода, сужения γ расширения каналов в переходных деталях можно принять

$$F_s = F_r / \sqrt{\xi_m}, \quad (5.35)$$

где ξ_m — коэффициент местного сопротивления, определяемый по справочным данным [1, 29].

Эффективные площади f_3 проходных сечений аппаратов (распределителей, фильтров, клапанов) находят по экспериментальным данным, приведенным в каталогах на гидро- или пневмооборудование. В технических характеристиках гидроаппаратов экспериментальные данные могут быть представлены: в виде графиков зависимости перепада давления от расхода $\Delta p = \Phi(Q)$ или в виде одного значения перепада давления Δp при фиксированном (номинальном) расходе Q через аппарат. Первый вариант не требует определения площади f_3 . Для второго в соответствии с параграфом П.69) имеем

$$f_3 = Q / \sqrt{(2/\rho) \Delta p}. \quad (5.35)$$

в технических характеристиках пневмоаппаратов экспериментальные данные могут быть представлены графиками $Q = \Phi(\Delta p)$ при определенном давлении p_0 на входе в аппарат; перепадом давления Δp при фиксированных объемных расходах Q_0 и давлении p_0 на входе; параметром k_v , характеризующим пропускную способность пневмоаппарата. На основании зависимостей (1.99), (1.93) $Q_0 = G/p_0$ и $f_3 = \mu f$ получаем

$$f_3 = Q_0 p_0 / \sqrt{2RT_0 (p_0 - \Delta p) \Delta p}. \quad (5.35)$$

Под пропускной способностью пневмоаппарата k_v подразумевается расход Q_v воды плотностью $\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ при перепаде давления $\Delta p_v = 0,98 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Из уравнения для объемного расхода воды

$$Q_v = f \sqrt{2 \Delta p_v / 1000} \quad (5.35)$$

после подстановки числовых значений величин получим зависимость для определения эффективной площади, m^2 , проходного сечения аппарата

$$f_3 = Q_v / 14. \quad (5.35)$$

Размерность Q_v должна быть выражена в системе СИ, поэтому при k_v в $m^3/ч$ величина $Q_v = f_{cv}/3600$, при k_v в $л/мин$ $Q_v = 0,06 f_{cv}$.

Потерю (перепад) давления на клапане с подпружиненным запорно-регулирующим элементом определяют по перепадно-расходной характеристике в соответствии с настройкой клапана (поджатием пружины).

Гидравлические потери давления в объемном приводе при установившемся движении выходного звена рассчитывают отдельно для напорной и сливной (выхлопной) линий привода. При этом за основу принимают принцип наложения гидравлических потерь, согласно которому

$$\Delta p_d = \sum_{i=1}^n \Delta p_{di}; \quad \Delta p_c = \sum_{i=1}^n \Delta p_{ci}, \quad (5.35)$$

где Δp_{di} и Δp_{ci} — гидравлические потери давления в отдельных последовательно расположенных элементарных участках напорной и сливной (выхлопной) линий привода; n_d, n_c — число указанных участков.

Под гидравлической потерей давления на каждом трубопроводе и аппарате подразумевается разность давлений

$$\Delta p = p_0 - p, \quad (5.35)$$

где p_0 и p — давление в начальном и конечном сечениях трубопровода или аппарата по направлению течения рабочей среды. Для гидроприводов последовательность расчета гидравлических потерь давления в элементах

напорной и сливной линий безразлична. Но для расчета пневмоприводов в связи с изменением плотности при течении рабочей среды приходится придерживаться определенного порядка определения гидравлических потерь давления. Для единообразия примем такую последовательность. Гидравлические потери в напорной линии привода целесообразно рассчитывать, начиная с элемента (трубопровода или аппарата), ближайшего к насосу, аккумулятору или ресиверу. При этом известной величиной в начале каждого расчета будет давление p_0 в начальном сечении участка. Перед первым элементом $p_0 = p_{ном} + p_{ат}$. Для каждого последующего $i + 1$ -го элемента начальное давление получится вычитанием потери давления на предыдущем элементе $p_{0, i+1} = p_{0, i} - \Delta p_i$. Потери давления в трубопроводе при изотермическом течении жидкости и воздуха будут согласно зависимостям (1.47) и (1.56) выражаться формулами

$$\Delta p_{\tau} = (\rho/2) (Q_{\pi}/F_{\pi})^2;$$

$$\Delta p_{\tau} = p_0 - \sqrt{p_0^2 - RT_0 (G_{\pi}/F_{\pi})^2}.$$

Потери давления в гидро- и пневмоаппаратах при установившемся движении привода рассчитывают по формулам, полученным на основании выражений (1.69) и (1.100):

$$\Delta p_{\text{а}} = (\rho/2) (Q_{\pi}/f_{\text{а}})^2;$$

$$\Delta p_{\text{а}} = \frac{p_0}{2} - \sqrt{\left(\frac{p_0}{2}\right)^2 - \frac{RT_0}{2} \left(\frac{G_{\pi}}{f_{\text{а}}}\right)^2}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях можно определять по зависимостям (2.31) и (2.32), подставив вместо l_s значение $F_{\text{а}}$, найденное по формуле (2.24).

Гидравлические потери давления в сливной (выхлопной) линии привода приходится рассчитывать, начиная от выхода в бак или атмосферу, где давление $p = p_{ат}$. При этом перед расчетом каждого последующего элемента должно быть известно давление p в конечном его сечении. Для $i+1$ 1-го элемента $p_{i+1} = p_i + \Delta p_i$.

Эта особенность приводит к видоизменению расчетных формул. Потери давления в трубопроводе при изотермическом течении жидкости и сжатого воздуха в соответствии с выражениями (1.47) и (1.56)

$$\Delta p_{\tau} = (\rho/2) (Q/F_{\pi})^2;$$

$$\Delta p_{\tau} = \sqrt{p^2 + RT_0 (G_c/F_{\pi})^2} - p.$$

Потери давления в аппаратах сливной и выхлопной линий рассчитываются по формулам, полученным из выражений (1.69) и 1.1.100)

$$\Delta p_{\text{а}} = (\rho/2) (Q_c/f_{\text{а}})^2;$$

$$\Delta p_{\text{а}} = [RT_0/(2\rho)] (G_c/f_{\text{а}})^2.$$

Гидравлические потери в местных сопротивлениях для рассматриваемой линии привода определяются зависимостями (2.35), (2.36) при подстановке вместо f_z значения F_z , рассчитанного по формуле (2.24).

Суммарные потери давления в напорной $A_{pд}$ и сливной (выхлопной) $A_{pс}$ линиях привода находят по формуле (2.28), давления p_d и p_c в рабочих камерах объемного двигателя — с помощью зависимости (2.14), гидравлический КПД линии и аппаратов — по выражению (1.58) при $\sigma_H=1$ и $p_B = p_{ат}$:

$$\eta_{p, a} = (p_d - \sigma_d p_c) / (p_H - p_{ат}). \quad (5.35)$$

Полученное значение $\eta_{p, a}$ сравнивают с принятым при энергетическом расчете ($\eta_{га} = 0,75 \dots 0,9$). Если делают вывод о необходимости корректирования условного прохода d_y , то выполняют вторичный выбор гидро- или пневмолиний и аппаратов по справочникам и каталогам на гидро- или пневмооборудование. Допускается выбирать аппараты с уменьшенным по сравнению с трубопроводами условным проходом d_y . При этом вновь оценивают внешний объем и массу трубопроводов и аппаратов по формуле (2.21) и справочным данным. Далее повторяют полный гидравлический расчет привода. Перед этим корректируют величину $e_{др}$ по выражению (2.18) и полученным значениям $D_{pд}$ и $A_{pс}$ уточняют давление p_c , p_d по формуле (2.19), плотности ρ_d , ρ_c по выражению (2.17), расходы G_d , G_c по зависимости (2.16). В большинстве случаев для выбора трубопроводов и аппаратов оказывается достаточным двух-трех приближений.

В процессе проектирования объемного привода необходимо определить компоновку гидро- или пневмоаппаратов на машине. Для удобства обслуживания и безопасности наружных утечек целесообразно аппараты размещать на панели насосной установки. Однако в сложных гидросистемах гидроаппараты приходится группировать вблизи гидродвигателей.

Гидро- и пневмоустройства можно соединять трубопроводами, плитами стыкового или модульного монтажа. Соответственно этому промышленность выпускает аппараты трубного (резьбового) соединения, стыкового и модульного исполнения. Соединение трубами наиболее универсально, но громоздко и неудобно для монтажа и эксплуатации.

У гидро- и пневмоаппаратов стыкового исполнения все каналы подвода, отвода, слива и управления выведены на одну наружную поверхность, по которой происходит стыковка. Аппараты между собой соединяют плитой стыкового монтажа, в которой выполнены соединительные каналы и крепежные отверстия. Соединения плит и аппаратов уплотняют круглыми резиновыми кольцами, расположенными в углублениях на плитах. Унификация присоединительных и монтажных отверстий стыковых плоскостей позволяет беспрепятственно заменять аппараты и упрощает условия эксплуатации и ремонта оборудования.

Гидро- и пневмоаппараты модульного исполнения имеют две стыковые плоскости с одинаковыми координатами присоединительных отверстий, расположенных сверху и снизу корпуса. Модульные аппараты соединяют между собой непосредственно или через плиты модульного монтажа. В результате получают единый пакет, замыкаемый сверху и снизу распределителем или плитой-заглушкой. Для управляющих частей объемных приводов промышленность выпускает модульную аппаратуру миниатюрного исполнения. Применение аппаратов модульного исполнения упрощает изготовление гидро- и пневмоприводов.

6.1 Выбор и энергетический расчет насосной установки

Особенность гидроприводов с цикловым программным управлением — периодически изменяющийся режим работы. Пример схемы исполнительской части одного из таких гидроприводов показан на рис. 6.1. Упрощенная циклограмма работы гидропривода изображена на рис. 5.1, где существенно различаются четыре периода: 1 — быстрое движение вперед, 2 — медленное движение вперед, 3 — быстрое движение назад, 4 — выстой выходного звена в исходном положении.

Энергетический расчет исполнительской части привода с цикловым программным управлением рассмотрен на примере гидропривода агрегатной головки автоматической станочной линии. В результате такого расчета определяются и принимаются следующие кинематические, силовые и временные величины: предельная скорость v_n при быстром движении, скорость v_H медленного движения (рабочей подачи инструмента), силы (момента силы) $H_в$ и H_M внешней нагрузки при быстром (холостом) и медленном (рабочем) движении выходного звена, продолжительность t_n , t_m , t_H и t_B каждого из четырех периодов. Упрощенные изображения скоростной и нагрузочной диаграмм гидропривода агрегатной головки при движении вперед показаны на рис. 5.2, где наглядно представлена основная особенность работы двухпозиционного привода с цикловым программным управлением: несовпадение максимальных скорости v_n и силы H_M внешней нагрузки.

Энергетический расчет насосной установки гидропривода рассматриваемого типа необходимо начинать с определения подачи и давления жидкости в названных периодах работы. В соответствии с формулой (1.32) и учетом объемного КПД Ла. о аппаратов имеем зависимости для расчета требуемых величин подачи рабочей жидкости насосной установкой в первом и втором периодах работы привода:

$$Q_{н1} = q_d v_n / (\eta_{д. о} \eta_{а. о}); \quad (6.1)$$

$$Q_{н2} = q_d v_H / (\eta_{д. о} \eta_{а. о}). \quad (5.35)$$

Давление жидкости в первом и втором периодах работы в соответствии с выражением (1.29) при $\sigma_n = 1$, $p_в = p_{ат}$ и учете гидравлического КПД $\eta_{г. а}$, аппаратов, найденного по формуле (1.58):

$$p_{н1} = H_в / (q_d \eta_{г. а} \eta_{д. м}) + p_{ат}; \quad (6.2)$$

$$p_{н2} = H_M / (q_d \eta_{г. а} \eta_{д. м}) + p_{ат}. \quad (5.3)$$

Для третьего периода работы рассматриваемого гидропривода можно принять

$$Q_{н3} = \sigma_d Q_{н1}; \quad p_{н3} = p_{н1} / \sigma_d. \quad (6.4)$$

Удельный рабочий объем q_n двигателя и гидравлический КПД $\eta_{гд}$ гидроаппаратов определены в итоге энергетического и гидравлического расчетов исполнительных частей привода (см. параграфы 2.2 и 2.3). Частные КПД $\eta_{до}$ и $\eta_{дм}$ объемного гидродвигателя находятся по данным технической характеристики выбранного гидродвигателя. Примерные значения этих КПД приведены в п. 1.3. Зависимость для определения объемного КПД $\eta_{до}$ аппаратов дана в п. 1.9. Во многих случаях значение $\eta_{до}=0,92 \dots 0,96$. Стандартное атмосферное давление $p_{ат}$ принято равным $1,013 \cdot 10^5$ Па. Чтобы обеспечить исполнительную часть гидропривода с цикловым программным управлением рабочей жидкостью с требуемыми подачами $Q_{н1}$, $Q_{н2}$, $Q_{н3}$ и давлениями $p_{н1}$, $p_{н2}$, $p_{н3}$, могут применяться насосные установки различных типов. Рассмотрим характерные разновидности таких установок: однонасосную с переливным клапаном, двухнасосную с двумя клапанами, насосно-аккумуляторную с авторегулируемым насосом. Остановимся на методике расчета и выбора основных агрегатов насосных установок и сравним их по конструктивным и энергетическим показателям.

$$q_n = V_{н.о.}/(2\pi) \quad \text{или} \quad q_n = Q_{ном}/(u_n \eta_{н.о.}), \quad (6.5)$$

где $V_{н.о.}$ — рабочий объем насоса; $Q_{ном}$ — номинальная подача насоса; u_n — скорость приводного вала; $\eta_{н.о.}$ — объемный КПД насоса (см. п. 1.3).

Наиболее простой вариант установки — однонасосная с переливным клапаном (рис. 6.1, а). В ней применены нерегулируемый самовсасывающий насос 5, приводящий электродвигатель 4, переливной клапан 6, фильтр 2 в сливной линии 8, теплообменник 3 и

масляный бак 1. Типоразмер насоса выбирается по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения в соответствии с требуемыми подачами $Q_{ном} > Q_{н1}$ и давлениями $p_{ном} > p_{н2}$. Например, при номинальном давлении жидкости до 6,3 МПа целесообразно применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа — аксиально- или радиально-поршневые. Основной расчетный параметр — удельный рабочий объем q_n определяется по данным технической характеристики выбранного насоса с использованием формулы (1.25) или

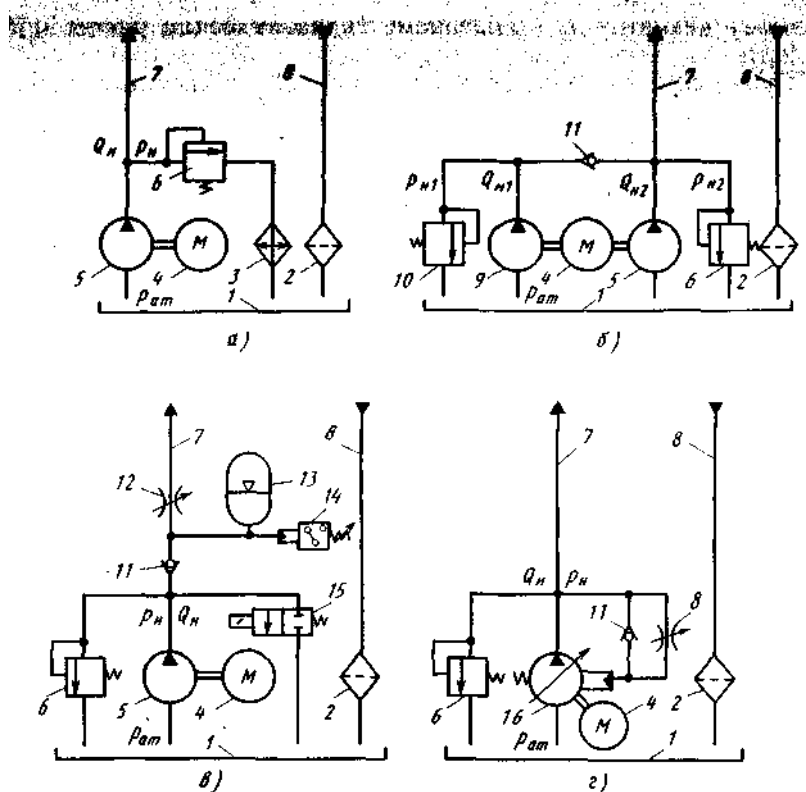


Рис. 6.1. Типовые схемы насосных установок гидроприводов с цикловым программным управлением

Крутящий момент на валу насоса согласно формуле (1.28) при $\sigma_H = 1$, $p_v = p_{at}$ и приводящая мощность равны:

$$H_H = q_H (p_{H2} - p_{at}) / \eta_{H.M}; \quad N_H = v_H H_H. \quad (6.6)$$

Механический КПД $\eta_{H.M}$ насоса определяется из технической характеристики насоса. Примерные значения $\eta_{H.M}$ приведены в п. 1.3. По величинам H_H и N_H подбирают приводящий двигатель. Для гидроприводов стационарных машин и технологического оборудования обычно используют асинхронные электродвигатели. В мобильной машине насос может присоединяться к валу отбора мощности от теплового двигателя.

Типоразмер переливного клапана также выбирают с учетом значений Q_{H1} и p_{H2} . Максимальный расход Q_{max} через клапан и давление p_{max} настройки клапана должны быть $Q_{max} > Q_{H1}$ и

$p_{max} \geq p_{H2}$. При Q_{max} менее 1 ДМ³/С обычно используют клапанный

прямого действия, при больших расходах предпочтение отдают клапанам непрямого действия. Фильтр, расположенный в сливной гидролинии, подбирают по расходу Q_{H1} жидкости или по условному диаметру d_y , найденному гидравлическим расчетом (см. п. 2.3).

Существенный недостаток однонасосной установки с переливным клапаном — значительная потеря мощности ΔN_M потока жидкости во втором периоде работы гидропривода. Причиной служит перелив большого количества жидкости через клапан при полном рабочем давлении p_{H2} . На основании формул (1.17)—(1.19) получаем зависимость для расчета потери мощности

$$\Delta N_M = (p_{H2} - p_{at}) (Q_{ном} - Q_{H2}). \quad (6.7)$$

Отрицательный результат потери мощности потока жидкости состоит не только в непроизводительном расходовании энергии, но и в нагреве рабочей жидкости. При этом приходится принимать меры для охлаждения жидкости с помощью теплообменного аппарата или значительно увеличивать объем бака. Для реализации указанных мер выполняют тепловой расчет гидропривода (см. п. 2.6).

Потери мощности потока жидкости существенно снижаются при использовании двухнасосной установки с двумя переливными клапанами (рис. 6.1, б). Эффект достигается комбинацией насоса высокого давления и малой подачи с насосом низкого давления и большой подачи. Насосы сочетаются соответственно с клапанами высокого и низкого давления, которые должны быть настроены на значения p_{H1} и p_{H2} . Между насосами установлен обратный клапан 11. В первом и третьем периодах работы гидропривода оба насоса при низком давлении p_{H1} подают жидкость в напорную гидролинию 7. Их суммарная подача должна быть не меньше значения Q_{H1} . Во втором периоде работы гидропривода давление в напорной гидролинии возрастает до величины p_{H2} . При этом обратный клапан 11 закрывается. Насос 9 подает жидкость через клапан низкого давления 10 на слив. Насос 5, соединенный с клапаном 6 высокого давления, подает жидкость в исполнительную часть гидропривода. Подача насоса 5 должна быть не менее Q_{H2} .

В соответствии с условиями работы двухнасосной установки насос 5 подбирается из каталога на гидрооборудование по номинальной подаче $Q_{ном2} \geq Q_H$ и номинальному давлению $p_{ном2} \geq p_M$. Насос 9 выбирается по подаче $Q_{ном1} \geq Q_{H1} - Q_{ном2}$ и давлению $p_{ном1} \geq p_{H1}$. Следует отметить, что в станкостроительной промышленности выпускаются комплекты двух различных насосов с одним приводным электродвигателем.

Удельные рабочие объемы насосов низкого и высокого давления определяют в соответствии с параграфом (1.31) по формулам:

$$q_{H1} = Q_{ном1} / (v_{H1} \eta_{H.01}); \quad q_{H2} = Q_{ном2} / (v_{H2} \eta_{H.02}). \quad (6.8)$$

Крутящие моменты на валах насосов согласно формуле

$$H_{H1} = q_{H1} (p_{H1} - p_{at}) / \eta_{H.M1}; \quad H_{H2} = q_{H2} (p_{H2} - p_{at}) / \eta_{H.M2}. \quad (6.9)$$

Приводные мощности насосов:

$$N_{н1} = v_{н1} H_{н1}; \quad N_{н2} = v_{н2} H_{н2}. \quad (6.10)$$

Если оба насоса приводятся в движение от одного электродвигателя, то последний подбирают по суммарному крутящему моменту H_H и суммарной мощности N_H :

$$H_H = H_{н1} + H_{н2}; \quad N_H = N_{н1} + N_{н2}. \quad (6.11)$$

Мощность потока жидкости в насосной установке во втором периоде работы гидропривода теряется в основном из-за перелива жидкости, подаваемой насосом 9 через клапан 10 при относительно низком давлении $p_{н1}$:

$$\Delta N_M = (p_{н1} - p_{ат}) Q_{ном1}. \quad (6.12)$$

Так как давление $p_{н1}$ значительно меньше величины $p_{н2}$, то потеря мощности в двухнасосной установке существенно меньше, чем в однонасосной. Недостаток рассмотренной насосной установки — удвоенное число основных гидроагрегатов.

Полностью устранить потерю мощности вследствие перелива жидкости через клапан можно при использовании насосно-аккумуляторной установки (на рис. 6.1, в). Клапан 6 в ней играет только предохранительную роль. Избыток жидкости во втором

периоде работы гидропривода поступает в аккумулятор 13. Послеполной зарядки аккумулятора жидкостью электрическое реледавления 14 включает разгрузочный гидрораспределитель 15.

При этом жидкость сливается по открытой гидролинии в бак и, следовательно, насос 5 разгружается. В первом и третьем периодах работы гидропривода насос 5 и аккумулятор 13 одновременно подают рабочую жидкость под давлением в нагнетательную гидролинию 7. Для ограничения предельной скорости движения при быстрых ходах выходного звена предусмотрен регулируемый дроссель 12. Аккумулятор должен заряжаться жидкостью при повторяющейся циклической работе гидропривода во втором и четвертом периодах.

Для расчета основных параметров насосно-аккумуляторной установки удобно использовать уравнения баланса объемов жидкости в четырех периодах работы гидропривода!

$$1) Q_H t_n + V_{м1} = Q_{н1} t_n; \quad (6.13)$$

$$2) Q_H t_m = Q_{н2} t_m + V_{м2}; \quad (6.14)$$

$$3) Q_H t_n + V_{м2} = Q_{н2} t_n; \quad (6.15)$$

$$4) Q_H t_b = V_{м1}. \quad (6.16)$$

где Q_H — подача насоса; $V_{м1}$ и $V_{м2}$ — объемы жидкости, вытесняемые из аккумулятора в первом и третьем периодах; t_n , t_m , t_n и t_b — продолжительности первого, второго, третьего и четвертого периодов работы гидропривода.

Совместным решением второго уравнения с третьим и первого с четвертым получаем формулы для расчета требуемой подачи насоса:

$$Q_H = (Q_{н2} t_m + Q_{н2} t_n) / (t_m + t_n); \quad Q_H = Q_{н1} t_n / (t_n + t_b). \quad (6.17)$$

Из полученных значений Q_H принимают большее и по нему выбирают из каталога типоразмер насоса. По номинальной подаче $Q_{ном}$ или рабочему объему $V_{ном}$ выбранного насоса находят, как описано, удельный рабочий объем q_H . Из приведенных исходных уравнений при подстановке $Q_H = Q_{ном}$ определяют объемы жидкости, поступающие из аккумулятора в напорную гидролинию в первом и третьем периодах:

$$V_{м1} = (Q_{н1} - Q_{ном}) t_n; \quad V_{м2} = (Q_{н2} - Q_{ном}) t_n. \quad (6.18)$$

Большее из полученных значений $V_{м1}$ или $V_{м2}$ принимают в качестве маневрового объема $V_{ман}$ аккумулятора. Нижний уровень давления в аккумуляторе приходится устанавливать по условию работы гидропривода во втором периоде $p_{min} = p_{н2}$.

Найденные значения $V_{ман}$ и p_{min} — исходные для выбора типоразмера

аккумулятора. Из трех типов гидроаккумуляторов: грузового, пружинного и пневматического чаще всего выбирают последний, обеспечивающий минимальные габаритные размеры и массу. Для нормальной работы пневмогидравлического аккумулятора рекомендуется придерживаться следующего соотношения минимального и максимального давлений при разрядке и зарядке жидкостью:

$$\bar{p}_{\text{ак}} = p_{\text{min}}/p_{\text{max}} = 0,7 \dots 0,8. \quad (6.19)$$

Кроме того, давление зарядки пневмогидроаккумулятора газом (обычно азотом) принимают ниже минимального давления жидкости:

$$\bar{p}_{\text{зар}} = p_{\text{зар}}/p_{\text{min}} = 0,9 \dots 0,94, \quad (6.20)$$

что обеспечивает в аккумуляторе остаточный объем жидкости $V_{\text{ос}}$, необходимый для срабатывания элементов гидроавтоматики. Перечисленные рекомендации удобно связать с относительным маневровым объемом аккумулятора

$$\varepsilon_{\text{ман}} = V_{\text{ман}}/V_{\text{ак}}, \quad (6.21)$$

где $V_{\text{ак}}$ — полный объем газовой полости аккумулятора (при отсутствии в нем жидкости).

При выровнявшейся температуре газа остаточный объем жидкости

$$V_{\text{ос}} = V_{\text{ак}} (1 - \bar{p}_{\text{зар}}). \quad (6.22)$$

Уравнение связи рассматриваемых объемов пневмогидроаккумулятора с учетом политропического процесса сжатия идеального газа можно представить в виде

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{ман}} + V_{\text{ос}} + (V_{\text{ак}} - V_{\text{ос}}) \bar{p}_{\text{ак}}^{1/n}. \quad (6.23)$$

Совместное решение трех последних уравнений дает удобную для проекторочного расчета формулу

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \bar{p}_{\text{зар}} (1 - \bar{p}_{\text{ак}}^{1/n}). \quad (6.24)$$

Показатель n политропического процесса зависит от времен расширения (сжатия) газа в аккумуляторе. Известно, что значение n изменяется в пределах от 1 до 1,4 в диапазоне времен изменения давления 180 ... 15 с. В частности, при $p_{\text{зар}} = 0,92$ $p_{\text{ан}} = 0,75$ и $n = 1,3$ получаем по формуле (2.65) относительный маневровый объем $\varepsilon_{\text{ман}} = 0,18$. Требуемый внутренний объем $V_{\text{ак}}$ газовой полости аккумулятора находится при проекторочном расчете по зависимости (2.64): $V_{\text{ак}} = V_{\text{ман}}/\varepsilon_{\text{ман}}$.

Типоразмер пневмогидроаккумулятора выбирают по номинальному давлению жидкости $p_{\text{ном}} \geq p_{\text{min}}$ и номинальной емкости аккумулятора $V_{\text{ном}} \geq V_{\text{ак}}$. После выбора пневмогидроаккумулятора уточняют величины $\varepsilon_{\text{ман}}$ и $p_{\text{ак}}$ и определяют максимальное давление p_{max} газа в заряженном аккумуляторе:

$$\varepsilon_{\text{ман}} = V_{\text{ман}}/V_{\text{ном}}; \quad (6.25)$$

$$\bar{p}_{\text{ак}} = \{1 - (\varepsilon_{\text{ман}}/\bar{p}_{\text{зар}})\}^n; \quad (6.26)$$

$$p_{\text{max}} = p_{\text{min}}/\bar{p}_{\text{ак}}. \quad (6.27)$$

Приводящий двигатель насосно-аккумуляторной установки выбирают после расчета крутящего момента и мощности на приводном валу насоса:

$$H_n = q_n (p_{\max} - p_{\text{ат}}) / \eta_{\text{н.м}}; \quad N_n = v_n H_n. \quad (6.28)$$

По величинам Q_n и p_{\max} подбирают предохранительный клапан 6 и разгрузочный гидрораспределитель 15.

Основной недостаток насосно-аккумуляторной установки — значительные габаритные размеры и масса аккумулятора. Значительно меньшие габаритные размеры и масса у насосной установки с авторегулируемым насосом (рис. 6.1, з). В ней, как и в предыдущем случае, отсутствуют непроизводительные потери энергии вследствие перелива жидкости под давлением через клапан. Во втором периоде работы гидропривода подача жидкости снижается путем регулирования насоса 16 по давлению в нагнетательной гидролинии. Подача жидкости насосной установкой автоматически приспособляется к требуемому расходу ее в исполнительной части гидропривода. Примерная статическая характеристика авторегулируемого насоса $q_n = \Phi(p_n)$ показана на рис. 6.2. При использовании в механизме регулятора цилиндрической пружины регулировочная ветвь характеристики имеет прямолинейный вид. Во втором периоде работы гидропривода при давлении p_{n2} в напорной гидролинии удельный рабочий объем Φ_n насоса устанавливается регулятором, что обеспечивает необходимую подачу жидкости в исполнительную часть гидропривода при рабочем ходе выходного звена

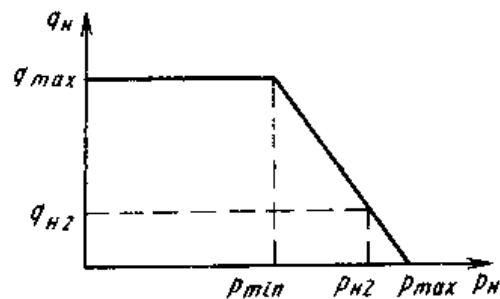


Рис. 6.2 Статическая характеристика авторегулируемого насоса:

q_{\max} — максимальный удельный рабочий объем насоса; p_{\min} , p_{\max} — начальное и конечное давление регулировочной ветви характеристики

Номинальная подача насоса, снабженного автоматическим регулятором, должна быть $Q_{\text{ном}} \geq Q_n$, номинальное давление — $p_{\text{ном}} \geq p_{n2}$. Устанавливаемый настройкой максимальный удельный рабочий объем насоса

$$q_{\max} = Q_{n1} / (v_n \eta_{\text{н.о}}). \quad (6.29)$$

Удельный рабочий объем насоса во втором периоде работы гидропривода должен составлять

$$q_{н2} = Q_{н2}/(\dot{v}_н \eta_{н.о}). \quad (6.30)$$

По условию ограничения мощности на приводном валу насоса минимальное давление настройки регулятора целесообразно принимать равным

$$p_{min} = q_{н2} p_{н2} / q_{max}. \quad (6.31)$$

При этом с учетом прямолинейной характеристики регулятора получаем

$$p_{max} = p_{min} + \frac{p_{н2} - p_{min}}{q_{max} - q_{н2}} q_{max}. \quad (6.32)$$

Номинальные крутящий момент и мощность на приводном валу насоса по условиям второго периода работы гидропривода находят по формулам:

$$H_n = q_{н2} (p_{н2} - p_{ат}) / \eta_{н.м}; \quad N_n = \dot{v}_н H_n. \quad (6.33)$$

По этим величинам выбирают приводящий двигатель.

Недостаток авторегулируемой насосной установки — высокая стоимость регулируемого, насоса по сравнению с ,нерегулируемым. Увеличивающийся выпуск регулируемых насосов с автоматическими регуляторами, несомненно, приведет к снижению их стоимости. Станкостроительная промышленность освоила выпуск комплектов насосных установок со всей необходимой вспомогательной аппаратурой. Они названы станциями гидропривода и удобны для практического применения.

При проектировании насосной установки необходимо предусмотреть применение фильтров для очистки рабочей жидкости в процессе эксплуатации гидропривода. Требования к чистоте жидкости задают номинальной тонкостью фильтрации или классом чистоты жидкости. Под **номинальной тонкостью фильтрации** подразумевают минимальный размер загрязняющих частиц, задерживаемых фильтром на 90%. Класс чистоты жидкости учитывает число частиц в 100 см³ при размере не более определенной величины.

По месту расположения в гидроприводе фильтры разделяют на приемные (всасывающие), сливные и напорные. *Приемные фильтры* устанавливают перед насосом на всасывающей линии. Они предотвращают попадание в насос сравнительно крупных частиц (имеют тонкость фильтрации 80 мкм). Перепад давления на фильтроэлементе не должен превышать 0,02 МПа.

Сливные фильтры размещают на сливной линии для удаления образующихся в гидросистеме загрязнений. Так как эти фильтры работают при низком давлении, то очищают небольшие размеры и могут встраиваться в баки. Тонкость фильтрации их 10 ... 25 мкм. Однако сливные фильтры непосредственно не защищают работающие элементы гидропривода от загрязнений. При их применении возрастают требования к герметичности баков.

Напорные фильтры обеспечивают полнопоточную или пропорциональную очистку рабочей жидкости. Их устанавливают, в напорной линии последовательно или параллельно. Тонкость фильтрации составляет 10 ... 40 мкм. Напорные фильтры целесообразно также применять для непосредственной защиты от засорения высокочувствительных элементов гидросистемы.

Все фильтры перечисленных типов необходимо снабжать перепускными клапанами, срабатывающими при чрезмерном загрязнении фильтроэлемента и существенном повышении на нем перепада давлений. Если в конструкции фильтра не предусмотрен перепускной клапан, то необходимо параллельно устанавливать предохранительный клапан.

7.1 Тепловой расчет ГПС

При работе объемного гидропривода рабочая жидкость нагревается. Причина заключается в том, что в результате трения в жидкости и между деталями часть механической энергии гидропривода преобразуется в тепловую, поэтому при проектировании объемного гидропривода обязателен тепловой расчет. В итоге теплового расчета оценивают температуру рабочей жидкости при работе гидропривода, выбирают объем гидробака и определяют при необходимости основные параметры теплообмен-НОРО аппарата.

Оптимальная температура рабочей жидкости для большинства гидроприводов промышленного назначения 50 ... 60 °С. Допускается кратковременное повышение температуры до 75 °С. Повышение температуры рабочей жидкости сопровождается снижением ее вязкости и повышением интенсивности окисления. У минеральных масел при повышении температуры на 8... 10 °С интенсивность окисления приблизительно удваивается. При высоких температурах в жидкости происходит выпадение и отложение смол. Исключение составляют синтетические жидкости, которые допускают температуру до 150 °С и более. Но их применяют только в специальных гидроприводах, например, на летательных аппаратах, движущихся со сверхзвуковой скоростью.

Из-за снижения вязкости жидкости при повышении температуры сверх рекомендованной существенно увеличиваются утечки через зазоры и ухудшается смазка трущихся поверхностей деталей. В результате снижается КПД и сокращается технический ресурс гидропривода. Минимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости должна быть не менее 15 мм²/с для шестеренных, 12 мм²/с для пластинчатых и 8 мм²/с для роторно-поршневых насосов и гидромоторов. Исключение составляют случаи применения водно-масляной эмульсии в гидроприводах для обеспечения пожаробезопасности. Кинематическая вязкость 5%-ной водно-масляной эмульсии составляет при 60 °С 0,85 мм²/с. Рекомендуемый диапазон вязкости и тип рабочей жидкости необходимо устанавливать по данным технической характеристики гидромашины.

При тепловом расчете гидропривода рассматривают местный и осредненный по гидросистеме нагрев рабочей жидкости. Местный нагрев возникает при течении жидкости через существенное местное сопротивление: дроссель или клапан. Потеря мощности ΔN_M потока жидкости при течении через местное сопротивление выражается в соответствии с формулами (1.17)–(1.19) уравнением

$$\Delta N_M = \Delta p_M Q_M, \quad (7.1)$$

где Δp_M — потеря (перепад) давления; Q_M — объемный расход жидкости через местное сопротивление.

Мощность $N_{T.M}$ выделяемого при этом теплового потока можно связать с параметрами и местным нагревом жидкости зависимостью

$$N_{T.M} = c_{ж} \rho_{ж} Q_M \Delta T_M, \quad (7.2)$$

где $c_{ж}$ — удельная теплоемкость жидкости; $\rho_{ж}$ — плотность жидкости; ΔT_M — местное приращение температуры жидкости.

В связи с быстротой процесса течения жидкости через дроссель или клапан теплообменом со стенками в зоне гидроаппарата можно пренебречь. Следовательно, по закону сохранения энергии $N_{T.M} = \Delta N_M$. Подставив выражение (2.67) в (2.68), получим формулу для расчета местного приращения температуры (нагрева) жидкости при течении через местное сопротивление:

$$\Delta T_M = \Delta p_M / (c_{ж} \rho_{ж}). \quad (7.3)$$

Оценим численно рассматриваемый процесс. В среднем у минеральных масел $\rho_{ж} = 900 \text{ кг/м}^3$, $c_{ж} = 1880 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°C)}$. При этом $\Delta T_M \approx \Delta p_M / (17 \cdot 10^5 \text{ °C})$. Таким образом, при перепаде давления на дросселе или клапане $\Delta p_M = 100 \cdot 10^5 \text{ Па}$ местное приращение температуры потока жидкости будет $\Delta T_M \approx 6 \text{ °C}$.

Определение осредненного приращения температуры (нагрева) жидкости на выделенном участке гидропривода или во всей гидросистеме с учетом не только тепловыделения, но и теплоотдачи представляет сложную техническую задачу. При тепловом расчете объемного гидропривода используют упрощенное математическое описание процесса приращения температуры жидкости

$$\Delta T = \Delta T_H e^{-\gamma t} + (N_{т.н}/P_{т.н}) (1 - e^{-\gamma t}), \quad (7.4)$$

где ΔT_H — начальная разница температур жидкости и окружающей среды; $N_{тн}$ — мощность источников тепловой энергии; $P_{тн}$ — удельная мощность теплоотдачи в окружающую среду при перепаде температур 1 °C;

$$\Delta T_H = T_H - T_0; \quad (7.5)$$

$$\gamma = P_{т.н}/C_T; \quad (7.6)$$

$$P_{т.н} = \sum_{i=1}^{n_T} k_{т.н i} F_{ci}; \quad (7.7)$$

$$C_T = m_{ж} c_{ж} + m_c c_c, \quad (7.8)$$

где T_H — начальная температура жидкости; T_0 — температура окружающей среды; n_T — выделенное число элементов, разнородных по теплопередающим свойствам; $k_{тн i}$ — коэффициент теплопередачи от жидкости через i -ю стенку в окружающее пространство; F_{ci} — площадь поверхности i -й стенки; $m_{ж}$ и m_c — массы жидкости и стенок; $c_{ж}$ и c_c — удельные теплоемкости жидкости и стенок.

Мощность источников тепловой энергии

$$N_{т.н} = N_{в.н} + \Delta N, \quad (7.9)$$

где $N_{в.н}$ — мощность теплового потока, поглощаемого гидро приводом от внешних источников; ΔN — потери мощности в гидроприводе, отражающие преобразование части механической энергии в тепловую. Примером внешнего источника теплоты может быть нагрев стенок гидроагрегатов солнечным излучением ГСЛ. В этом случае

$$N_{в.н} = g_c F_{ст} \alpha_{ст}, \quad (7.10)$$

где g_c — солнечная постоянная для данного района; для различных районов $g_c = 350 \dots 950$ Вт/м²; $F_{ст}$ — площадь нагреваемой поверхности стенок; $\alpha_{ст}$ — коэффициент черноты облучаемой поверхности (стенок); для полированной поверхности $\alpha_{ст} = 0,1$, для шероховатой $\alpha_{ст} = 0,9$.

Потери мощности в гидроприводе в целом определяются разностью между мощностью N_H на приводном валу насоса и мощностью N_D на выходном звене гидродвигателя:

$$\Delta N = N_H - N_D. \quad (7.11)$$

Потери мощности в гидроприводе выражаются через общий КПД $\eta_{г.п} = N_D/N_H$ уравнениями:

$$\Delta N = N_H (1 - \eta_{г.п}); \quad \Delta N = N_H (1/\eta_{г.п} - 1). \quad (7.12)$$

Общий КПД $\eta_{гп}$ может быть найден по формуле (1.120) как произведение всех частных КПД, взятых из технических характеристик гидромашин и полученных в результате предварительного гидравлического расчета. Чаще всего величину ΔN определяют по частям. В общем виде

$$\Delta N = \sum_{i=1}^{n_2} \Delta N_i, \quad (7.13)$$

где n_2 — число выделенных элементов гидропривода, преобразующих механическую энергию в тепловую; ΔN_i — потеря мощности в i -м элементе, т. е. потеря механической энергии в элементе в единицу времени.

В трубопроводах и местных сопротивлениях (дресселях, клапанах, распределителях, фильтрах) потери мощности потока жидкости выражаются в соответствии с выражениями (1.17)— (1.19) через перепады давления Δp и объемные расходы Q :

где индексами «т» и «м» обозначена принадлежность потока жидкости к трубопроводу и местному сопротивлению.

Потерю мощности в гидролиниях и гидроаппаратах привода в совокупности можно приближенно вычислить по гидравлическому КПД $\eta_{га}$, номинальному давлению $p_{ном}$ и объемной подаче насоса Q_H :

$$\Delta N_t = p_{ном} Q_H (1 - \eta_{га}). \quad (7.14)$$

Потеря мощности в гидромашинах определяется разностями подводимых и отводимых мощностей:

$$\Delta N_t = N_H - N_{п.н}; \quad \Delta N_t = N_{п.д} - N_d, \quad (7.15)$$

где N_H и N_d — мощность на входном звене насоса и выходном звене гидродвигателя; $N_{п.н}$ и $N_{п.д}$ — результирующая мощность подводимых и отводимых потоков жидкости, относящаяся соответственно к насосу и гидродвигателю.

На основании приведенных разностей мощностей и выражений (1.33) получаем расчетные формулы для насоса и гидродвигателя:

$$\Delta N_t = \Delta p_t Q_t; \quad \Delta N_t = \Delta p_m Q_m. \quad (7.16)$$

$$\Delta N_t = N_H (1 - \eta_H); \quad \Delta N_t = N_d (1/\eta_d - 1), \quad (7.17)$$

где η_H, η_d - КПД насоса и гидродвигателя.

Величины N_H и N_d зависят от давлений p_H и p_d и расходов Q_H и Q_d жидкости, поэтому иногда удобнее пользоваться формулами, полученными на основании зависимостей (1.28), (1.29), (1.31), (1.32), (1.36), (1.37) и (1.58). Для насоса и гидродвигателя потеря мощности соответственно равна

$$\Delta N_t = Q_H (p_H - p_B) (1/\eta_H - 1); \quad (7.18)$$

$$\Delta N_t = Q_d (p_d - p_0) (1 - \eta_d). \quad (7.19)$$

2. Плотность и теплоемкость материалов, жидкостей и газов

Материал, жидкость и газы	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°C)
Бронза	8800	400
Сталь	7700	480
Чугун	7500	540
Алюминий	2700	910
Резина	1200	1400
Минеральное масло	900	1880
Вода	1000	4200
Воздух	1207	1010

Мощность $N_{ти}$ внутренних источников теплоты определяется для отдельных участков и для всего гидропривода. Кроме того, часто приходится выделять и оценивать отдельные периоды работы гидропривода. Если необходимо рассчитать среднюю за цикл мощность источников тепловой энергии, то используют формулу

$$N_{\tau, \text{ср}} = \sum_{i=1}^{n_n} \frac{N_{\tau, \text{н}} t_i}{t_{\text{ц}}}, \quad (7.20)$$

где n_n — число периодов в цикле; $N_{\text{ти}}$ — мощность источников тепловой энергии в i -м периоде; t_i — продолжительность i -го периода; $t_{\text{ц}}$ — полное время цикла работы гидропривода.

Примерные данные о средних значениях плотности и теплоемкости материалов стенок, жидкостей и газов приведены в табл. 2.2. Коэффициент теплопередачи $k_{\text{тп}}$ от рабочей жидкости через стенку в охлаждающую среду (воздух или воду) зависит от геометрической формы, толщины и теплопроводности стенки и особенно от условий конвекции.

Значения коэффициента $k_{\text{тп}}$ Вт/(м²°C):

При отсутствии циркуляции воздуха. .	8 ... 12
При естественной циркуляции воздуха	15 ... 30
В воздушном теплообменнике.....	70 ... 90
В водяном теплообменнике	100 ... 200

Площади F_i поверхностей стенок трубопроводов и гидроагрегатов находятся по соответствующим геометрическим зависимостям. При определении площади F_c теплопередающих поверхностей гидробака удобно пользоваться уравнением связи этой площади с полезным объемом V_6 гидробака. Взаимосвязь величин $F_{\text{ст}}$ и V_6 зависит от формы гидробака. Для цилиндра, куба и параллелепипеда с соотношением сторон 1:2:3

$$F_{\text{ст}} = 5,5V_6^{2/3}; \quad F_{\text{ст}} = 6V_6^{2/3}; \quad F_{\text{ст}} = 6,7V_6^{2/3}. \quad (7.21)$$

При первоначальном выборе полезного объема V_6 гидробака (м³) пользуются рекомендацией о его величине, соответствующей трех- или пятиминутной подаче насоса:

$$V_6 = (180 \dots 300) Q_{\text{н}}. \quad (7.22)$$

В приведенном материале содержатся примерные числовые данные, рекомендации и формулы для определения величин входящих в уравнение (2.70) процесса приращения температур (нагрева и охлаждения) жидкости при работе гидропривода. Принятая экспоненциальная закономерность изменения температуры жидкости позволяет приблизительно определить время достижения установившегося теплового режима гидропривода

$$t_y = (3 \dots 4)/\gamma. \quad (7.23)$$

При таком значении времени экспоненциальная функция будет соответственно равна $e^{-\gamma t_y} = 0,05 \dots 0,02$ и ее можно приравнять нулю.

Уравнение (2.70) при $t = t_y$ преобразуется в формулу для расчета приращения температуры жидкости при установившемся тепловом режиме работы гидропривода

$$\Delta T = N_{\tau, \text{н}} / P_{\tau, \text{н}}. \quad (7.24)$$

Искомая температура рабочей жидкости

$$T_{ж} = T_{н} + \Delta T. \quad (7.25)$$

Величина $T_{ж}$ сравнивается с допустимым для нормальной работы гидропривода значением.

Наиболее простой вариант теплового расчета — определение осредненной для всего гидропривода установившейся в течение многих циклов работы температуры $T_{ж}$ жидкости. Такой расчет применим и достаточен, если в гидроприводе с разомкнутым потоком жидкости нет существенных по перепаду давления местных сопротивлений, приводящих к значительному местному нагреву жидкости. Можно также использовать простой вариант расчета для оценки теплового режима гидропривода с машинным регулированием скорости и замкнутым потоком жидкости.

Во многих случаях температура жидкости в различных частях гидропривода неодинакова даже при установившемся тепловом режиме, поэтому приходится определять эту температуру отдельно перед насосом (в гидробаке), перед гидродвигателем и после дросселей и переливных клапанов. Начальная температура T_n жидкости в гидробаке принимается равной температуре T_o окружающей среды (атмосферы). За начальную температуру жидкости перед гидродвигателем необходимо принимать установившуюся температуру в гидробаке. Если время t_y достижения установившегося теплового режима значительно (в 2 раза и более) превышает время t_n цикла работы гидропривода, то температуру $T_{ж}$ жидкости перед насосом и гидродвигателем можно определять при средней за цикл мощности $N_{т.ср}$ источников теплоты по формулам (2.82) и (2.83). При соизмеримых значениях t_y и t_n температура жидкости в гидроприводе колеблется во времени и ее приходится рассчитывать последовательно в каждом периоде работы гидропривода по формулам (2.70) и (2.83). Местный нагрев жидкости вычисляется по формулам (2.69) и (2.83).

Предельные значения температуры рабочей жидкости на нефтяной основе перед насосом и гидродвигателем не должны превышать соответственно 50 и 60 °С. Допускается кратковременный местный нагрев жидкости до 75 °С. Если рассчитанная температура жидкости превышает допустимую или рекомендуемую, то необходимо прибегнуть к конструктивным мерам: увеличить полезный объем бака, применить теплообменный аппарат (теплообменник), изменить структуру гидропривода с целью снижения потерь механической энергии. С увеличением полезного объема V_6 гидробака возрастает согласно формуле (2.79) площадь $F_{ст}$ его теплопередающей поверхности, что способствует снижению установившейся температуры жидкости. Недостаток такого конструктивного мероприятия — существенное увеличение габаритных размеров насосной установки.

Для охлаждения рабочей жидкости в гидроприводах машин применяют теплообменники двух типов: водяные и воздушные. Водяные меньше по габаритным размерам, чем воздушные, но для них нужен водопровод, поэтому в гидроприводах мобильных машин используют преимущественно воздушные теплообменники (радиаторы и калориферы). При выборе теплообменника необходимо определить мощность $N_{та}$ отводимого в нем теплового потока:

$$N_{т.а} = N_{т.н} - P_{т.п}(T_6 - T_o), \quad (7.26)$$

где $N_{т.н}$ — полная мощность источников теплоты (в рассматриваемом периоде или средняя); $P_{т.п}$ — удельная мощность теплопередачи через стенки трубопроводов и гидроагрегатов без учета теплообменника; T_6 — допустимая установившаяся температура жидкости в гидробаке; T_o — температура окружающей атмосферы. Кроме того, необходимо найти температуру рабочей жидкости и охлаждающей среды (воды или воздуха) на входе и выходе теплообменника. С этой целью используют уравнения связи; мощности $N_{та}$ теплового потока с приращениями температур жидкости и охлаждающей среды:

$$c_{ж}\rho_{ж}Q_{ж}(T_{ж.о} - T_{ж.а}) = N_{т.а}; \quad (7.27)$$

$$c_{в}\rho_{в}Q_{в}(T_{в.а} - T_{в.о}) = N_{т.а}, \quad (7.28)$$

где $Q_{ж}$ и $Q_{в}$ — объемный расход рабочей жидкости и охлаждающей среды через теплообменник; $T_{ж.о}$ и $T_{ж.а}$ — температура жидкости на входе и выходе теплообменника; $c_{в}$ и $\rho_{в}$ — удельная теплоемкость и плотность охлаждающей среды (воды или воздуха); $T_{в.а}$ и $T_{в.о}$ — температура окружающей среды на выходе и входе теплообменника.

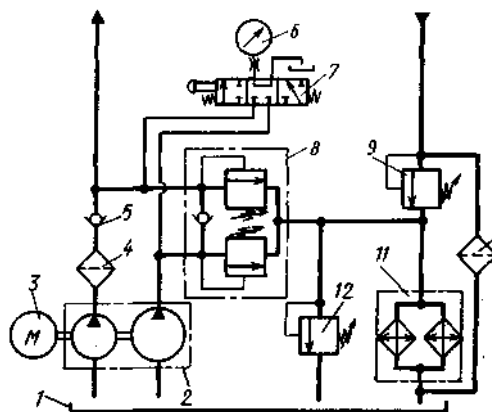


Рис. 7.1 . Гидравлическая схема насосной установки с теплооб-менным аппаратом:

1 — гидробак; 2 — сдвоенный насос; 3 — приводной электродвигатель; 4 — фильтр; 5 — обратный клапан; 6 — манометр; 7 — гидрораспределитель для включения ма- нометра; 8 — разделительная панель; 9 — подпорный клапан; 10 — фильтр тонкой очистки; 11 — воздушный теплообменник; 12 — предохранительный клапан

Теплообменник обычно устанавливают в кон- це сливной гидролинии, т. е. перед гидробаком (Рис. 7.1). поэтому температура $T_{ж.а}$ принимается равной температуре $T_о$ жидкости в гидробаке. Температура $T_{ж.о}$ находится из уравнения (2.85), где остальные величины известны. Температура $T_{в.о}$ равна температуре $T_о$ или температуре воды, подводимой по водопроводу. При выборе

температуры $T_{в.а}$ возникает оптимизационная задача. Чем выше значение $T_{в.а}$, тем меньше расход $Q_в$ воды или воздуха, но больше площадь теплопередачи и, следовательно, габаритные размеры теплообменника. Целесообразно оценивать сочетания параметров нескольких вариантов. В первом приближении можно принять $T_{в.а} = T_{в.о} + (20 \dots 30) ^\circ\text{C}$. При этом необходимо иметь в виду ограничение $T_{в.а} < T_о$. Расход $Q_в$ охлаждающей среды находится по формуле (2.85).

После определения и выбора названных величин находят средний температурный напор $\Delta T_{ср}$ в теплообменнике. При встречном направлении движения в теплообменнике рабочей жидкости и охлаждающей среды

$$\Delta T_{ср} = (T_{ж.о} - T_{в.а} + T_{ж.а} - T_{в.о})/2. \quad (7.29)$$

Площадь теплопередающей поверхности теплообменника [5, 40]

$$F_{с.а} = N_{т.а}/(k_{т.а} \Delta T_{ср}). \quad (7.30)$$

Коэффициент $k_{т.а}$ теплопередачи принимается по известным экспериментальным данным (см. значения $k_{т.п}$ на с. 121).

По мощности $N_{т.а}$ отводимого потока и требуемой площади $F_{с.а}$ теплопередающей поверхности подбирают типоразмер теплообменника, выпускаемого промышленностью, или проектируют новый. В стационарных гидроприводах применяют змеевиковые и кожухотрубные водяные теплообменники. Известны водяные маслоохладители типа МО с поверхностью охлаждения $F_{с.а} = 0,63 \dots 10 \text{ м}^2$ и мощностью отводимого теплового потока $N_{т.а} = 5,8 \dots 93 \text{ кВт}$. В гидроприводах мобильных машин используют воздушные теплообменники — калориферы типа Г44-2 с площадью $F_{с.а} = 1,7 \dots 5,1 \text{ м}^2$ и мощностью $N_{т.а} = 1,7 \dots 4,5 \text{ кВт}$.

При установке теплообменника в сливной гидролинии объемного гидропривода (см. рис.7.1) необходимо предусмотреть защиту тонкостенных трубопроводов специальным клапаном 12 от чрезмерного давления в период пуска насосной установки с «холодной» рабочей жидкостью.

В случаях, когда необходимо поддерживать температуру рабочей жидкости гидропривода постоянной и равной температуре окружающего воздуха, применяют автоматическую холодильную машину.

8.1 Обобщенное математическое описание динамики ГПС

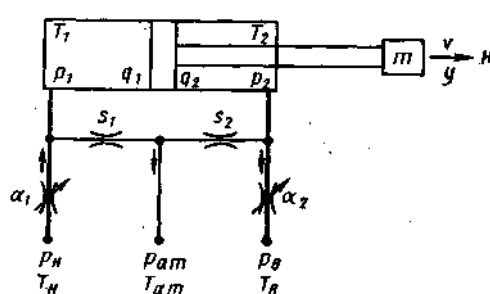
В процессе проектирования гидро- и пневмоприводов быстродействующих машин приходится проводить динамический анализ расчетным путем. Это позволяет снизить затраты времени и средств на экспериментальную доработку опытных образцов и способствует повышению их качества. Однако при индивидуальном подходе к математическому описанию конкретных гидро- и пневмоприводов и дальнейшем составлении и отладке специальной программы расчета на ЭВМ затраты времени на динамический анализ оказываются чрезмерными. Выходом из такого положения может быть одноразовая разработка и последующее многократное использование для большой группы гидро- и пневмоприводов обобщенного математического описания и универсальной программы динамического расчета на ЭВМ.

Для составления обобщенного математического описания динамики двух-позиционных приводов существуют определенные предпосылки. Способы управления двухпозиционными гидро- и пневмоприводами имеют много общего (см. параграф 2.1). Как показано в параграфе 2.7, вполне возможно единое по форме математическое описание внутренних процессов в гидро- и пневмоприводах. Уравнения движения выходных звеньев гидро- и пневмоприводов основаны на общих законах механики. Большую группу конструктивных вариантов двухпозиционных приводов удастся привести к единой расчетной схеме.

Общая расчетная схема исполнительный части двухпозиционных приводов показана на рис. 8.1 На схеме изображены двухпозиционный двигатель, напорная, сливная (выхлопная) и дренажная линии гидросистемы. Трубопроводы и аппараты представлены эквивалентными регулируемыми дросселями с проводимостями α_1 и α_2 . Щели и зазоры в рабочих камерах и полостях, через которые происходят утечки рабочей среды в дренажную линию, показаны на схеме ламинарными дросселями с проводимостями s_1 и s_2 . Давление и температура рабочей среды в начальном сечении напорной ветви обозначены p_n и T_n , а в конечном сечении сливной (выхлопной) линии — p_b и T_b . На выходе дренажной линии давление и температура соответствуют величинам $p_{ат}$ и $T_{ат}$. В двух рабочих камерах двигателя удельный рабочий объем, давление и температура обозначены соответственно q_1, p_1, T_1 и q_2, p_2, T_2 . Буквами v и y обозначены скорость и перемещение выходного звена, буквой m — приведенная масса подвижных частей привода и рабочего органа машины.

Эквивалентное замещение трубопроводов и аппаратов напорной и сливной (выхлопной) линий привода условными регулируемыми дросселями в расчетной схеме основывается на равенстве общих потерь давления в отдельных названных ветвях Δp_d и Δp_c . Величины Δp_d и Δp_c определяют гидравлическим расчетом исполнительный части привода при предельных объемных или массовых расходах рабочей среды Q_d и Q_c или G_d и G_c . Затем для эквивалентных условных дросселей в напорной и сливной (выхлопной) линиях находят соответствующие эффективные площади f_{s1} и f_{s2} проходных сечений. Применительно

к гидроприводу по формулам



$$f_{s1} = Q_d / \sqrt{(2/\rho) \Delta p_d} \quad (8.1)$$

$$f_{s2} = Q_c / \sqrt{(2/\rho) \Delta p_c} \quad (8.2)$$

Рис 8.1 . Расчетная схема исполнительный части двух позиционного привода

Для условных дросселей пневмопривода по формуле (1.100) с учетом выражения (2.14) имеем

$$f_{\text{эл}} = \begin{cases} G_{\text{д}}/\sqrt{[2/(RT_{\text{н}})] \Delta p_{\text{д}} (\rho_{\text{н}} - \Delta \rho_{\text{д}})} & \text{при } \rho_{\text{н}} - \Delta \rho_{\text{д}} > \bar{p}_{\text{кр}} \rho_{\text{в}}; \\ G_{\text{д}}/\rho_{\text{н}} \sqrt{[2/(RT_{\text{н}})] \bar{p}_{\text{кр}} (1 - \bar{p}_{\text{кр}})} & \text{при } \rho_{\text{н}} - \Delta \rho_{\text{д}} \leq \bar{p}_{\text{кр}} \rho_{\text{в}}; \end{cases} \quad (8.3)$$

$$f_{\text{эл}} = \begin{cases} G_{\text{с}}/\sqrt{[2/(RT_{\text{с}})] \Delta p_{\text{с}} \rho_{\text{ат}}} & \text{при } \rho_{\text{ат}} + \Delta \rho_{\text{с}} < \rho_{\text{ат}}/\bar{p}_{\text{кр}}; \\ G_{\text{с}}/(\rho_{\text{ат}} + \Delta \rho_{\text{с}}) \sqrt{[2/(RT_{\text{с}})] \bar{p}_{\text{кр}} (1 - \bar{p}_{\text{кр}})} & \text{при } \rho_{\text{ат}} + \Delta \rho_{\text{с}} \geq \rho_{\text{ат}}/\bar{p}_{\text{кр}}. \end{cases} \quad (8.4)$$

В приведенных формулах обычно принимают $T_{\text{н}} = T_{\text{с}} = 293^\circ \text{C}$, $\rho_{\text{ат}} = 10^5$ Па и $\bar{p}_{\text{кр}} = 0,5$.

Посредством ламинарных дросселей с проводимостями s_1 и s_2 в расчетной схеме объемного привода (см. рис. 8.1) отражены утечки рабочей среды из камер

I полостей двигателя и аппаратов, расположенных соответственно в напорной и сливной (выхлопной) линиях. Достоверные сведения об утечках жидкости в гидромашинах и аппаратах можно получить только экспериментально. В технической характеристике объемного гидродвигателя можно найти величину

объемного КПД $\eta_{\text{од}}$, снятую при номинальных расходе $Q_{\text{ном}}$ и давлении $p_{\text{ном}}$ жидкости. Объемные утечки при этом могут быть определены по формуле

$$Q_{\text{у.д}} = Q_{\text{ном}} (1 - \eta_{\text{од}}). \quad (8.5)$$

В технических характеристиках гидроаппаратов содержатся данные об объемных утечках $Q_{\text{у.а}}$ при номинальном давлении $p_{\text{ном}}$. Общие утечки $Q_{\text{у}}$ в рассматриваемой линии привода определяют суммированием значений $Q_{\text{у.д}}$ и $Q_{\text{у.а}}$. Объемную проводимость эквивалентного ламинарного дросселя вычисляют в соответствии с уравнением (2.108) по формуле

$$\alpha_0 = Q_{\text{у}}/p_{\text{ном}}. \quad (8.6)$$

В большинстве случаев экспериментальные данные об утечках воздуха в пневмомашинах и пневмоаппаратах отсутствуют. В первом приближении можно использовать данные об утечках жидкости в аналогичных машинах и аппаратах и формулу связи массовой и объемной проводимостей ламинарного дросселя:

$$\alpha_{\text{м}} = (\alpha_0 \mu_{\text{ж}}/\mu_{\text{в}})/(2RT), \quad (8.7)$$

где $\mu_{\text{ж}}$ и $\mu_{\text{в}}$, — коэффициенты динамической вязкости жидкости и воздуха.

С учетом принятого общего обозначения (2.112) проводимости ламинарного дросселя имеем

$$s_i = \begin{cases} \alpha_{0i} & \text{для гидропривода;} \\ \alpha_{\text{м}i} & \text{для пневмопривода.} \end{cases} \quad (8.8)$$

Индекс $i=1$ обозначает принадлежность к напорной линии привода, $i=2$ — к сливной (выхлопной).

8.2 Методика динамического расчета

Двухпозиционными приводами управляют путем воздействия на распределительные и дросселирующие аппараты. Выделяют два основных типа воздействия: внешнее управляющее и внутреннее регулирующее. Внешнее воздействие может быть ручным или автоматическим (посредством электрического гидравлического или пневматического сигналов). Результат всех видов управляющих воздействий — перемещение x запорно-регулирующего элемента распределителя или дросселя в функции времени t . Текущее время в каждый данный момент может быть выражено через начальное $t(0)$ и приращение Δt :

$$t = t(0) + \Delta t. \quad (8.9)$$

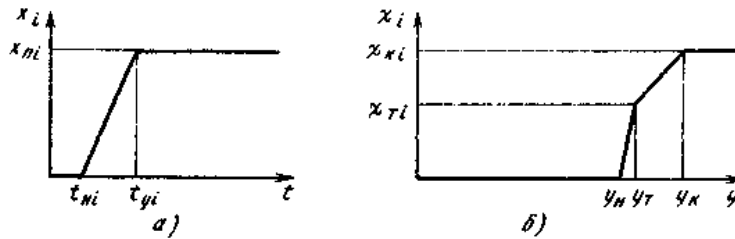


Рис. 8.2. Примерные графики внешних воздействий на регулирующие аппараты двухпозиционного привода: а — управляющего воздействия; б — обратной связи

Для основной группы двухпозиционных приводов зависимость x от t можно выразить относительно простой кусочно-линейной функцией (рис. 8.2, а)

$$x_i = \begin{cases} 0 & \text{при } t \leq t_{ni}; \\ \frac{x_{ni}}{t_{yi} - t_{ni}} (t - t_{ni}) & \text{при } t_{ni} < t < t_{yi}; \\ x_{ni} & \text{при } t \geq t_{yi}; \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 2. \quad (8.10)$$

где t_{ni} — время начала движения запорно-регулирующего элемента (время задержки сигнала); t_{yi} и x_{ni} — полное время управления (срабатывания) и полное перемещение запорно-регулирующего элемента.

Величины x_n и t_y зависят от типоразмера аппарата, связанного с условным проходом d_y , и способа управления распределителем. В большинстве случаев можно принять $x_n = d_y/2$. Ориентировочное время срабатывания распределителей приведено в табл. 2.4.

Внутреннее регулирующее воздействие в двухпозиционном приводе выполняет тормозное устройство — тормозной дроссель с нажимным кулачком или демпфер, встроенный в объемный двигатель (см. параграф 2.4). Действие тормозного устройства связано с перемещением y выходного звена привода, что соответствует понятию внутренней обратной связи. Перемещение x_i запорно-регулирующего элемента тормозного устройства под действием обратной связи можно описать кусочно-линейной функцией (рис. 8.2, б)

$$x_i = \begin{cases} 0 & \text{при } y \leq y_n; \\ \chi(y - y_n)/(y_t - y_n) & \text{при } y_n < y \leq y_t; \\ \chi_{ti} + (\chi_{ni} - \chi_{ti})(y - y_t)/(y_n - y_t) & \text{при } y_t < y < y_n; \\ \chi_{ni} & \text{при } y \geq y_n; \end{cases} \quad i = 1 \quad (8.11)$$

2.4 Быстродействие распределителей

Распределитель; способ управления	d_y , мм	t_y , с
Гидравлический и пневматический; Электромагнитный;	4... 10	0,02... 0,06
Гидравлический;	20... 32	0,1... 0,2

электрогидравлический; Пневматический; электропневматический	10...20	0,06...0,2
Гидравлический с дроссельно-клапанной плитой; гидравлический	16... 32	До 3

3 Связь исходных данных со структурой двухпозиционного привода

Вариант привода	Исходные данные
С двухкамерным двигателем и общим гидрораспределителем	$t_{п1} = t_{п2}, t_{y1} = t_{y2},$ $x_{п1} = x_{п2}, x_{п1} = x_{п2}$
С однокамерным двигателем (одностороннего движения)	$t_{y2} = 0, t_{п2} = -1, x_{п2} = 0,$ $x_{п2} = -1, f_{п2} = 1$
Без тормозных устройств в камерах двигателя или линиях гидросистемы	$\chi_{к1} = \chi_{к2} = \chi_{т1} = \chi_{т2} = 0,$ $y_{п} = y_{п}, y_{т} = y_{п} + 1, y_{к} = y_{п} + 2$
С тормозным дросселем в сливной (выхлопной) линии и нажимным кулачком на выходном звене объемного двигателя	$\chi_{к1} = \chi_{т1} = 0, \chi_{к2} = x_{п2} - x_{п2},$ $\chi_{т2} = (x_{п2} - x_{п2}) (1 - f_{з, п} / f_{з2}),$ $y_{п} = y_{т} - x_{п2}, y_{к} = y_{п}, y_{т} = y_{п} - L_{т}$
С дроссельным демпфером,строенным в сливную (выхлопную) камеру объемного двигателя	$\chi_{к1} = \chi_{т1} = 0, \chi_{к2} = \chi_{т2},$ $\chi_{т2} = (x_{п2} - x_{п2}) (1 - f_{з, п} / f_{з2})$ $y_{п} = y_{п}, y_{т} = y_{п} - L_{т},$ $y_{к} = y_{т} - (2 \dots 5) 10^{-4}$

где $y_{п}, y_{т}$ и $y_{к}$ — координаты выходного звена, соответствующие началу воздействия обратной связи, началу эффективного торможения и концу воздействия Кратной связи; X_{mi} и X_{ki} — перемещения i -го запорно-регулирующего элемента, соответствующие координатам $y_{п}$ и $y_{к}$ выходного звена.

Ц. В результате воздействий управляющего сигнала и обратной связи изменяются эффективные проводимости аппаратов в напорной и сливной (выхлопной) линиях привода, поэтому необходимо связать эффективные проводимости условных дросселей в расчетной схеме (см. рис. 8.1) с принятыми переменными величинами X_{mi} и X_{ki} . С достаточной степенью точности можно записать:

$$f_{\text{э}i}(x_i, \chi_i) = \begin{cases} 0 & \text{при } x_i - \chi_i \leq x_{\text{н}i}; \\ f_{\text{э}i}(x_i - \chi_i - x_{\text{н}i}) / (x_{\text{п}i} - x_{\text{н}i}) & \text{при } x_{\text{н}i} < x_i - \chi_i < x_{\text{п}i}; \\ f_{\text{э}i} & \text{при } x_i - \chi_i > x_{\text{п}i}; \end{cases} \quad (8.12)$$

где $X_{\text{н}i}$ — положительное перекрытие i -го запорно-регулирующего элемента, $f_{\text{э}i}$ — полная эффективная площадь i -го эквивалентного (условного) дросселя. Значение $f_{\text{э}i}$ определяют по формулам (2.123)—(2.126) для напорной и сливной (выхлопной) линий привода. Приблизительно можно принять $x_{\text{с}} = 0,2x_{\text{п}}$. Точные значения полного хода $x_{\text{п}}$ и положительного перекрытия $x_{\text{с}}$ запорно-регулирующего элемента распределительного или дросселирующего аппарата получают экспериментально или по чертежно-технической документации.

Зависимости (2.131)—(2.133) справедливы для большой группы различных по структуре двухпозиционных приводов. Варианты приводов отражаются в обобщенном математическом описании посредством исходных данных, т. е. принятием соответствующих значений постоянных величин, входящих в зависимости (2.131)—(2.33). Некоторые рекомендации о назначении исходных данных приведены Табл. 2.5. В ней дополнительно обозначено: $y_{\text{п}}$ — полное перемещение выходного звена; $f_{\text{эп}}$ — полная эффективная площадь проходного сечения тормозного дросселя в начале

интенсивного торможения; L_T — тормозной путь; $f_{эд}$ — эффективное проходное сечение постоянного дросселя в демпфирующем устройстве. Величину L_n назначают на основании предварительной оценки процесса торможения (см. п. 2.4), значение $f_{эд}$ определяют по формуле (2.47), $f_{эд}$ — по (2.43). При расчете на ЭВМ необходимо исключить случаи деления на ноль. Это условие учтено в рекомендациях по выбору исходных данных ($t_{n2} = -1$, $x_{n2} = -1$, $U_m = U_n + 1$ и $y_k = y_n + 2$).

Текущее значение эффективных площадей проходного сечения условных (эквивалентных) дросселей $f_{эд}(*i, \%i)$, где $i = 1$ и 2 , можно вычислять не только по формулам (2.131)–(2.133), но и по другим, соответствующим особенностям конкретного объемного привода. Все последующие величины целесообразно рассчитывать по единым для всех вариантов уравнениям и формулам.

Расчетные зависимости для определения проводимостей гидро- и пневмодросселей в соответствии с выражениями (2.114) и (2.116) имеют вид

$$\begin{aligned} \alpha_i &= f_{эд}(x_i, \chi_i) \sqrt{2/\rho}; \quad i = 1 \text{ и } 2; \\ \alpha_i &= f_{эд}(x_i, \chi_i) \sqrt{2/(RT)}; \quad i = 1 \text{ и } 2. \end{aligned} \quad (8.13)$$

Температура газов

$$T = \begin{cases} T_n & \text{при } i = 1; \\ T_2 & \text{при } i = 2, \end{cases} \quad (8.14)$$

где T_n — температура газов в начальном сечении напорной пневмолнии.

Температура газов в выхлопной камере пневмодвигателя

$$T_2 = T_{ат} (p_2/p_{ат})^{(n_2-1)/n_2}, \quad (8.15)$$

где $T_{ат}$ — температура газов в конечном сечении выхлопной линии (в атмосфере); p_2 и $p_{ат}$ — давление газов в выхлопной камере пневмодвигателя и в конечном сечении выхлопной пневмолнии (в атмосфере); n_2 — показатель политропического процесса сжатия газов в выхлопной камере пневмодвигателя.

При нормальных условиях $T_{ат} = 293$ °С, $p_{ат} = 10^6$ Па. Для однокамерного пневмодвигателя $n_2 = 1$, что обеспечивает по формуле (2.136) при $p_2 = p_{ат}$ абсолютную температуру $T_2 = T_{ат}$.

Для сокращения записи последующий уравнений примем обобщенную величину исходного давления

$$p_0 = \begin{cases} p_n & \text{при } i = 1; \\ p_2 & \text{при } i = 2. \end{cases} \quad (8.16)$$

где p_n — давление в начальном сечении напорной линии привода; p_2 — давление в конечном сечении сливной (выхлопной) линии.

Величины p_n и p_2 относятся к исходным данным. Обычно принимают $p_n = P_{ном} + P_{ат}$ и $P_2 = P_{ат}$. При дифференциальном подключении гидро- или пневмоцилиндра $p_2 = p_n$.

Уравнения перепадных функций $g_i = \Phi(p_i)$ и $\theta = \Phi(p_i)$ представим по формулам (2.113)–(2.115) и (2.117) с учетом возможного течения рабочей среды через дроссели в обе стороны.

Для гидродросселей

$$\begin{aligned} \theta_i &= p_{ат} - p_i; \quad i = 1 \text{ и } 2; \\ g_i &= \begin{cases} \sqrt{p_0 - p_i} & \text{при } p_i \leq p_0; \\ -\sqrt{p_i - p_0} & \text{при } p_i > p_0. \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 2. \end{aligned} \quad (8.17)$$

Для пневмодросселей

$$\theta_i = p_{av}^2 - p_i^2; \quad i = 1 \text{ и } 2;$$

$$g_i = \begin{cases} p_0 \sqrt{\bar{p}_{кр} (1 - \bar{p}_{кр})} & \text{при } p_i \leq p_0 \bar{p}_{кр}; \\ \sqrt{p_i (p_0 - p_i)} & \text{при } p_0 \bar{p}_{кр} < p_i \leq p_0; \quad i = 1 \text{ и } 2. \\ -\sqrt{p_0 (p_i - p_0)} & \text{при } p_0 < p_i < p_0 / \bar{p}_{кр}; \\ -p_i \sqrt{\bar{p}_{кр} (1 - \bar{p}_{кр})} & \text{при } p_i \geq p_0 / \bar{p}_{кр}. \end{cases}$$

Индекс $i = 1$ обозначает принадлежность к напорной камере объемного двигателя,

$i = 2$ — к сливной (выхлопной) камере. При динамическом расчете можно принять $\bar{p}_{кр} = 0,5$.

Выбранный метод линеаризации расходно-перепадных функций посредством интерполяционного многочлена первой степени (см. параграф 2.8) опирается на два значения аргумента и функции: начальное и граничное. Начальные значения давлений $p_1(0)$ и $p_2(0)$, производные по времени от давлений $\dot{p}_1(0)$ и $\dot{p}_2(0)$, перемещение выходного звена $y(0)$ скорости и ускорения выходного звена $v(0)$ и $\dot{v}(0)$ соответствуют выбранному для данной зоны линеаризации начальному значению времени $t(0)$. Граничные значения перечисленных величин можно опре-

ПАЛЯТЬ ПО ФОРМУЛЕ ЭЙЛЕРА :

$$\begin{aligned} p_1(\Delta) &= p_1(0) + \dot{p}_1(0) \Delta t; \\ p_2(\Delta) &= p_2(0) + \dot{p}_2(0) \Delta t; \\ y(\Delta) &= y(0) + v(0) \Delta t, \\ v(\Delta) &= v(0) + \dot{v}(0) \Delta t, \end{aligned} \quad (8.18)$$

где Δt — выбранная малая величина временного шага.

Начальные и граничные значения проводимостей $\alpha_i(0)$ и $\alpha_i(\Delta)$ эквивалентных дросселей вычисляют по зависимостям (2.131)—(2.136) путем подстановки величин $t(0)$, $y(0)$ и $y(\Delta)$. Начальные и граничные значения перепадных функций $\theta_i(0)$, $g_i(0)$ и $\theta_i(\Delta)$, $g(\Delta)$ определяют по формулам (2.138)—(2.141) с подстановкой соответственно величин $p_i(0)$ и $p_i(\Delta)$, где $i = 1$ и 2. Полученные величины

позволяют найти коэффициенты линеаризации a_i , b_i и c_i функции проводимости $\alpha_i = \Phi(y)$ и перепадных функций $\theta_i = \Phi(p_i)$ и $g_i = \Phi(p_i)$. Для этого используют расчетные формулы, соответствующие выведенным ранее выражениям ; (2.118), (2.119) и (2.122):

$$a_i = \begin{cases} 0 & \text{при } v(0) = 0; \\ \frac{\alpha_i(\Delta) - \alpha_i(0)}{y(\Delta) - y(0)} & \text{при } v(0) \neq 0; \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 2; \quad (8.19)$$

$$b_i = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{p}_i(0) = 0; \\ \frac{g_i(\Delta) - g_i(0)}{p_i(\Delta) - p_i(0)} & \text{при } \dot{p}_i(0) \neq 0; \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 2; \quad (8.20)$$

$$c_i = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{p}_i(0) = 0; \\ \frac{\theta_i(\Delta) - \theta_i(0)}{p_i(\Delta) - p_i(0)} & \text{при } \dot{p}_i(0) \neq 0; \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 2. \quad (8.21)$$

Линеаризованные выражения функций проводимости $\alpha_i = \Phi(y)$ и перепадных функций $g_i = \Phi(p_i)$ и $\theta_i = \Phi(p_i)$, где $i = 1$ и 2, имеют вид интерполяционных многочленов первой степени (см. п. 2.8):

$$\begin{aligned} \alpha_i &= \alpha_i(0) + a_i [y - y(0)]; \\ g_i &= g_i(0) + b_i [p_i - p_i(0)]; \quad i = 1 \text{ и } 2. \\ \theta_i &= \theta_i(0) + c_i [p_i - p_i(0)]; \end{aligned} \quad (8.22)$$

Суммарный поток рабочей среды в каждой линии исполнительной части привода в соответствии с принятой расчетной схемой (см. рис. 8.1) и обозначениями (2.112) выражается уравнением

$$\sum \Pi_i = \alpha_i g_i + s_i \theta_i; \quad i = 1 \text{ и } 2. \quad (8.23)$$

Используя описанный в п. 2.8 метод линеаризации расходно-перепадных функций,

разделим переменные

$$\alpha_i g_i = \alpha_i g_i(0) + \alpha_i(0) g_i - \alpha_i(0) g_i(0); \quad i = 1 \text{ и } 2, \quad (8.24)$$

• в подставим интерполяционные многочлены первой степени по выражению (2.146). В результате получим **линеаризованные уравнения суммарных потоков рабочей среды** в напорной ($i = 1$) и сливной (выхлопной) ($i = 2$) линиях двухпозиционного привода:

$$\sum \Pi_i = a_i g_i(0) y + b_i \alpha_i(0) p_i + c_i s_i p_i + h_i; \quad i = 1 \text{ и } 2, \quad (8.25)$$

$$\text{где } h_i = \alpha_i(0) g_i(0) + s_i \theta_i(0) - a_i g_i(0) y(0) - b_i \alpha_i(0) p_i(0) - c_i s_i p_i(0).$$

В п. 2.7 получено общее дифференциальное уравнение (2.100) внутренних переходных процессов в полости объемного привода. Применительно к рассматриваемой расчетной схеме исполнительской части двухпозиционного привода дифференциальные уравнения указанных процессов в напорной и сливной (выхлопной) камерах и линиях будут иметь вид

$$dp_i/dt = \sum \Pi_i/x_i \mp q_i v/\beta_i; \quad i = 1 \text{ и } 2. \quad (8.26)$$

где знак «—» соответствует напорной камере и линии ($i = 1$). знак «+» сливной (выхлопной) камере и линии ($i = 2$).

Обобщенные коэффициенты объемной деформации x_i и β_i вычисляются по формулам (2.92), (2.99), (2.106) и (2.107) отдельно для каждой линии привода удельные рабочие объемы камер двигателя соответственно равны: $q_1 = q_d$ и $q_2 = \sigma_{\text{дв}}$. Уравнениями (2.147) и (2.148) завершается математическое описание внутренних переходных процессов в исполнительской части объемного привода. В них учтены объемная деформация рабочей среды, изменение проходного сечения аппаратов в зависимости от управляющего сигнала и перемещения выходного звена, переменный расход рабочей среды, гидравлические потери давления в линиях привода и утечки рабочей среды из камер и полостей через зазоры между подвижными деталями.

Рассмотрим математическое описание внешних переходных процессов двухпозиционного привода. В качестве исходной зависимости примем уравнение одномерного (однокоординатного) поступательного или вращательного движения выходного звена привода в виде

$$d(mv)/dt = H, \quad (8.27)$$

где $m = m_b + m_d + m_n$ — приведенная к выходному звену масса (момент инерции) подвижных частей; m_b — приведенная масса (момент инерции) движущегося внешнего механизма; m_d — масса (момент инерции) подвижных деталей объемного двигателя; m_n — приведенная к выходному звену масса рабочей среды в трубопроводах привода; H — результирующая всех действующих сил (моментов сил).

Величину m_n определяют по формуле (2.88), значение m_b чаще всего рассчитывают так:

$$m_b = m_m / i_m^2, \quad (8.28)$$

где m_m — масса (момент инерции) внешнего механизма; i_m — передаточное число от выходного звена объемного двигателя (штока или вала) к внешнему рабочему механизму.

Действующие на выходное звено силы (моменты сил) целесообразно разделить на потенциальные H_n и непотенциальные (диссипативные) $H_{\text{нп}}$ в связи с различным характером их воздействия. В группе потенциальных сил выделим внутреннюю и внешнюю силы (моменты сил) H_d и H_a . Группу непотенциальных сил представим в виде приведенной силы (момента сил) трения между деталями двигателя рабочего механизма и со стороны внешней среды H_k и отдельно силы (момента сил), развиваемой дополнительным гидравлическим устройством, H_r .

Таким образом, охватим практически все силы, возникающие на выходном звене двухпозиционных приводов. Связь между названными силами (моментами сил

представим уравнением:

$$H = H_{\text{п}} - H_{\text{к. п}} \quad (8.29)$$

где $H_{\text{п}} = H_{\text{д.м}} - H_{\text{а}}$; $H_{\text{к. п}} = H_{\text{к}} + H_{\text{г}}$.

К внутренним потенциальным силам относятся силы давления рабочей среды на вытеснители объемного двигателя. Возникающая при этом идеальная сила (момент сил) на выходном звене в соответствии с формулой (1.26) и принятыми в расчетной схеме обозначениями величин равна

$$H_{\text{п. п}} = q_1 p_1 - q_2 p_2 \quad (8.30)$$

Внешняя потенциальная (активная) сила $H_{\text{а}}$ возникает вследствие воздействия на рабочий механизм силы тяжести, ветра, упругого сопротивления внешней среды и других потенциальных сил. Многие известные варианты внешних потенциальных сил можно математически описать так:

$$H_{\text{а}} = \begin{cases} 0 & \text{при } y < y_0; \\ H_{\text{п. п}} + k_{\text{а}} (y - y_0)^v & \text{при } y \geq y_0. \end{cases} \quad (8.31)$$

где y_0 — координата начала действия внешней потенциальной силы; $H_{\text{п. п}}$ — постоянная составляющая внешней потенциальной силы; $k_{\text{а}}$ и v — коэффициент пропорциональности и показатель степени переменной составляющей потенциальной силы.

Если внешняя потенциальная сила не зависит от перемещения выходного звена, то $k_{\text{а}} = 0$ и $v = 1$. Применительно к объемным двигателям одностороннего действия возвратную пружину можно учитывать как внешнюю потенциальную силу. При этом $v = 1$, а $k_{\text{а}}$ соответствует жесткости пружины. Начальное значение результирующей потенциальных сил соответствует начальным значениям $p_1(0)$, $p_2(0)$ и $H_{\text{а}}(0)$:

$$H_{\text{п. п}} = q_1 p_1(0) - q_2 p_2(0) - H_{\text{а}}(0) \quad (8.32)$$

Результирующая сил трения $H_{\text{н}}$ в объемном двигателе, рабочем механизме и внешней среде зависит от потенциальных сил и скорости движения. Кроме того, сила трения покоя во многих случаях больше начального значения силы кинематического трения. Перечисленные факторы можно отразить зависимостями:

$$H_{\text{н0}} = H_{\text{к. п}} + k_{\text{к. т}} |q_1 p_1(0) - q_2 p_2(0)|; \quad H_{\text{т. п}} = k_{\text{т. п}} H_{\text{н0}} \quad (8.33)$$

$$H_{\text{н}} = \begin{cases} H_{\text{п. п}} & \text{при } v = 0 \text{ и } |H_{\text{п. п}}| \leq H_{\text{т. п}}; \\ H_{\text{т. п}} & \text{при } v = 0 \text{ и } |H_{\text{п. п}}| > H_{\text{т. п}}; \\ k_{\text{в. т}} v + H_{\text{н0}} & \text{при } v > 0; \\ k_{\text{в. т}} v - H_{\text{н0}} & \text{при } v < 0, \end{cases} \quad (8.34)$$

где $H_{\text{н0}}$ — начальное значение силы кинематического трения; $H_{\text{к. п}}$ — постоянная часть начального значения силы кинематического трения; $k_{\text{к. т}}$ — коэффициент пропорциональности сил механического трения потенциальным силам; $H_{\text{т. п}}$ — предельная сила трения покоя; $k_{\text{т. п}}$ — коэффициент превышения силы трения покоя над начальной силой кинематического трения; $k_{\text{в. т}}$ — коэффициент вязкого трения.

Примерная зависимость $H_{\text{н}} = \Phi(v)$ показана на рис. 8.3, а. Обычно коэффициенты $k_{\text{т. п}} > 1$ и сила $H_{\text{т. п}} > H_{\text{т}}$. Наклон линии на рисунке зависит от

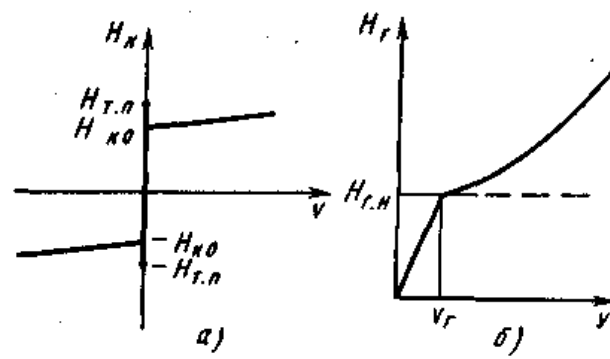


Рис. 8.3. Примерные зависимости диссипативных сил:
 а — сил трения в рабочем механизме; б — сил сопротивления дополнительная гидравлических устройств

9.1 Особенности расчета следящих ГПС с дроссельным управлением

При ручном и автоматическом управлении машинами часто возникает необходимость обеспечить контролируемое перемещение рабочего органа и позиционирование его в любом промежуточном положении с требуемой точностью. Эту задачу успешно решают посредством следящих приводов, которые передают движение руки человека или управляющего воздействия автоматического устройства рабочему органу машины с заданным соотношением и многократным усилением по мощности. В названных функциональных свойствах следящих приводов можно выразить упрощенными зависимостями

$$y = k_x x; \quad (9.1)$$

$$N_y = k_N N_x, \quad (9.2)$$

где y — перемещение выходного звена привода; k_x — передаточный коэффициент следящего привода; x — входное управляющее воздействие; N_y и N_x — мощность выходного и входного воздействий; k_N — коэффициент усиления по мощности.

Входной величиной x может быть перемещение, давление рабочей среды или электрическое напряжение. Следящие приводы соответственно называют с механическим, гидравлическим, пневматическим или электрическим управлением. Коэффициент усиления по мощности у следящих гидро- и пневмоприводов в большинстве случаев лежит в пределах $k_N = 100 \dots 10\,000$, но у электрогидравлических следящих приводов может достигать и больших значений.

Благодаря названным свойствам следящие гидро- и пневмоприводы широко применяются во многих отраслях машинной техники: в механизмах рулевого управления автомобилей и трак-Торов, в рулевых поверхностях самолетов, в станках с копировальными устройствами или числовым программным управлением, в промышленных роботах и автоматических манипуляторах, в механизмах управления рабочими органами подъемных, транспортных, строительных, горных и других машин. Следящие приводы могут входить в состав более мощных гидро- или пневмоприводов, выполняя вспомогательные (обслуживающие) функции. Их называют приборными следящими приводами, гидроусилите-

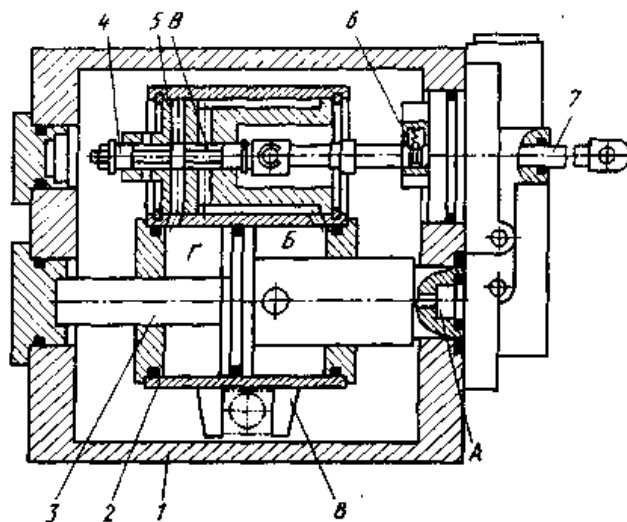


Рис. 9.1. Следящий гидропривод приборного типа

лями или сервоприводами. Мощность следящих приводов приборного типа обычно $1 \dots 2$ кВт. Большинство известных следящих приводов с дроссельным управлением имеют мощность $2 \dots 10$ кВт. Мощность следящих гидроприводов с машинным управлением достигают 200 кВт.

Принцип действия следящих приводов состоит в непрерывном сравнении входного управляющего сигнала с перемещением выходного звена и в регулировании потока рабочей среды пропорционально рассогласованию названных величин. Для уяснения указанного принципа действия рассмотрим конкретный следящий привод. На рис. 9.1 показан следящий гидропривод приборного типа (гидроусилитель), предназначенный для регулирования подачи мощного объемного насоса. В корпусе / расположена исполнительная часть следящего привода, дросселирующий гидрораспределитель и объемный гидродвигатель. Дросселирующий распределитель содержит золотник 4, удерживаемый в среднем положении фиксатором 6, и распределительную втулку 5. В объемный гидродвигатель входят цилиндр 2 с крышками и дифференциальный поршень 3. Управляющее воздействие осуществляется перемещением тяги 7, соединенной с золотником 4.

Выходным звеном данного следящего привода приборного типа служит вилка 8, связанная с цилиндром 2 и воздействующая через цапфу на поворотный блок цилиндров объемного насоса (на рис. 9.1 не показан). Жидкость под давлением от вспомогательной насосной установки (на рис. 9.1 не показана) поступает к входному отверстию А, проходит в подпорную полость цилиндра В и попадает далее в межпоясковую камеру В распределителя. При смещении среднего пояса золотника 4 влево или вправо рабочая полость цилиндра Г соединяется с жидкостью, находящейся в камере В под давлением, или со сливом в корпус /.

Эффективная площадь рабочей полости Г приблизительно в 2 раза больше эффективной площади полости В. Цилиндр 2 движется под действием разности сил давления жидкости в названных полостях. Причем направление движения цилиндра 2 с выходным звеном 8 соответствует направлению смещения золотника 4 под действием тяги 7. Распределительная втулка 5 соединена с цилиндром 2 и движется вместе с ним. Сравнение входного управляющего воздействия (перемещения тяги 7) с выходным сигналом (перемещением вилки 8) осуществляется распределительной парой: золотником 4 и втулкой 5. Золотник смещается тягой, а втулка движется вместе с цилиндром и вилкой. В процессе движения привода поток жидкости регулируется пропорционально рабочей щели, образуемой при смещении золотника относительно втулки. Втулка 5 движется с цилиндром 2 вслед за смещением золотника 4 с тягой 7. Этот процесс можно назвать слежением. Отсюда возникло наименование — следящие приводы.

Позиционирование выходного звена происходит при остановке тяги 7 и золотника 4. В момент, когда втулку и золотник займут относительно один другого среднее (нейтральное) положение, давление в полости Г становится приблизительно равным половине давления в полости В. Благодаря отмеченному соотношению эффективных площадей цилиндра 2 гидравлические силы уравниваются. Выходное звено 8 останавливается. Если под действием сил, нагружающих выходное звено, цилиндр начнет смещаться вместе со втулкой относительно неподвижного золотника, то в результате перераспределения потока и изменения давления в полости Г будет возникать сила, противодействующая смещению. Так выходное звено удерживается в заданной позиции.

Рассмотрение принципа действия следящих приводов целесообразно продолжить на простейшей математической модели. При постоянной внешней нагрузке и установившемся движении выходного звена основные процессы сравнения сигналов и регулирования потока в следящем приводе можно упрощенно составить уравнениями:

$$x_c = k_n x - k_o y; \quad \Pi = k_n x_c; \quad v = k_K \Pi; \quad y = (1/S) v, \quad (9.3)$$

где x_c — результирующий сигнал операции сравнения; k_n и k_o — передаточные коэффициенты входного устройства и обратной связи; Π — поток (расход) рабочей среды через дросселирующий распределитель; k_n — коэффициент пропорциональности регулирующего устройства; v — скорость движения выходного звена; k_K — коэффициент рабочей камеры объемного двигателя; $1/S$ — оператор интегрирования. Первое уравнение отражает действие сравнивающего устройства. Управляющий сигнал x сравнивается с выходным перемещением y с учетом передаточных коэффициентов (суммируются с противоположными знаками). В следящем

гидроприводе приборного типа, показанном на рис. 9.1, значения $k_B = 1$, $k_o = 1$, а величина x_c отражает смещение золотника 4 от среднего положения относительно втулки 5.

Второе уравнение описывает регулирование потока рабочей среды. Применительно к рассмотренному следящему гидроприводу

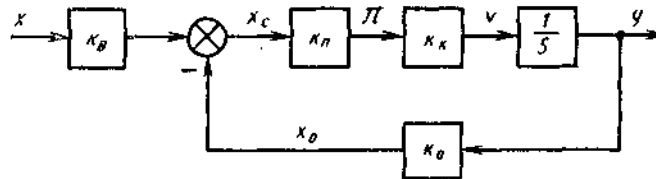


Рис. 3.2. Структурная схема упрощенной математической модели следящего привода

воду приборного типа при условии постоянной нагрузки и установившегося движения можно записать уравнение расхода через дросселирующую щель по формуле (1.69), уравнение сил на выходном звене по выражению (1.29) и зависимости площади дросселирующей щели от смещения золотника в виде

$$\Pi = \mu f \sqrt{(2/\rho) (p_n - p_d)}; \quad H_o = q_d (p_d - \sigma_d p_n) \eta_{л.м}; \quad \dot{f} = \Pi d_3 \psi_n x_c. \quad (9.4)$$

После решения этих уравнений и приведения к виду второго уравнения системы (3.3), получим в данном частном случае развернутое выражение для коэффициента пропорциональности дросселирующего устройства

$$k_n = \mu \pi d_3 \psi_n \sqrt{(2/\rho) [(1 - \sigma_d) p_n - H_o / (q_d \eta_{л.м})]}, \quad (9.5)$$

где μ — коэффициент расхода; d_3 — диаметр золотника; ψ_n — коэффициент использования периметра золотника; ρ — плотность жидкости; σ_d — соотношение эффективных площадей рабочих камер двигателя; p_n — давление в напорной линии; H_o — внешняя статическая нагрузка; q_d — удельный рабочий объем двигателя; $\eta_{л.м}$ — механический КПД двигателя.

Уравнение связи скорости выходного звена с потоком жидкости в рабочую камеру двигателя согласно формуле (1.32) имеет вид

$$v = \Pi \eta_{л.о} / q_d. \quad (9.6)$$

Следовательно, представленный в системе уравнений (3.3) коэффициент рабочей камеры объемного двигателя в рассматриваемом частном случае будет равен

$$k_k = \eta_{л.о} / q_d, \quad (9.7)$$

где $\eta_{л.о}$ — объемный КПД двигателя.

Для наглядности упрощенную математическую модель (3.3) следящего привода представим в виде структурной схемы (рис. 9.2) в соответствии с правилами, принятыми в теории автоматического регулирования. Приведенная схема отражает главную особенность следящего привода — наличие замкнутого контура регулирования, образуемого посредством отрицательной **обратной связи**. Коэффициент усиления всего контура регулирования равен произведению передаточных коэффициентов последовательно расположенных звеньев:

$$k_o = k_n k_k k_o. \quad (9.8)$$

Величину k_v называют добротностью следящего привода по скорости. Рассмотрим влияние добротности на ошибку слежения. Из системы уравнений (3.3) с учетом зависимости (3.6) получаем

$$y = k_x x - v/k_v, \quad (9.9)$$

где $k_x = k_0/k_0$ — передаточный коэффициент следящего привода. Сравнивая полученное уравнение с исходным (3.1), выясняем, что при установившемся движении следящего привода со скоростью v всегда имеется скоростная ошибка слежения

$$\Delta y = v/k_v. \quad (9.10)$$

Формулы (3.4) и (3.5) для коэффициентов k_n и k_k , входящих в добротность контура регулирования, позволяют судить о влиянии параметров следящего привода приборного типа на скоростную ошибку слежения. Для снижения ошибки слежения необходимо увеличивать добротность k_v контура.

Коэффициент усиления следящего привода по мощности при установившемся движении выходного звена может быть найден из соотношений $y = k_x x$, $N_x = H_x x$ и $N_y = H_y y$, где H_x и H_y — силы (моменты сил) на входном элементе и выходном звене следящего привода.

Введем понятие коэффициента увеличения силового воздействия

$$k_H = H_y/H_x. \quad (9.11)$$

Из зависимости (3.2) и представленных соотношений между физическими величинами мощностей, сил и скоростей находим выражение для коэффициента усиления по мощности следящего привода в режиме установившегося движения

$$k_N = k_x k_H. \quad (9.12)$$

В качестве примера рассмотрим числовые данные следящего гидропривода приборного типа, изображенного на рис. 9.1: $k_x = 1$, $H_x = 30$ Н, $q_d = 2,3 \cdot 10^3$ м², $\sigma_d = 0,5$, $p_n = 3$ МПа и $\eta_{д.м} = 0,95$. В соответствии с выражением (1.29)

$$H_y = q_d p_n (1 - \sigma_d) \eta_{д.м} = 2,3 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^6 (1 - 0,5) 0,95 = 3280 \text{ Н};$$

$$k_H = 3280/30 = 109, \quad k_N = 109.$$

Простота конструкции рассмотренного следящего гидропривода обусловлена механическим управлением без входного рычажного механизма ($k_b = 1$) и внутренней единичной обратной связью ($k_0 = 1$). При этом функцию сравнения входного и выходного сигналов выполняет дросселирующий распределитель.

10.1 Выбор структуры и расчет основных параметров следящих ГПС с машинным управлением

Скорость рассматриваемых в данной главе следящих приводов регулируется дросселирующими распределителями путем изменения площадей проходных сечений рабочих щелей. Такой способ регулирования потоков рабочей среды и высокие требования к точности и устойчивости следящих приводов определяют особенности конструкции дросселирующих распределителей.

В следящих приводах преимущественно применяются цилиндрические запорно-регулирующие элементы: золотники и краны. Цилиндрическая форма пары золотник—втулка наиболее технологична и позволяет выполнить сопряженные поверхности с высокой точностью и минимальным зазором. Кроме того, цилиндрическая форма золотника дает возможность наиболее простым способом, например, посредством кольцевых канавок, уравновесить гидростатические силы, возникающие от давления рабочей среды. Общим недостатком цилиндрических дросселирующих распределителей следует назвать возможность заклинивания пары золотник — втулка при попадании твердых частиц в зазор между ними. Устраняют указанное заклинивание соответствующей фильтрацией рабочей среды. Максимальный размер частиц, пропускаемых фильтром, должен быть меньше зазора между сопряженными цилиндрическими поверхностями.

Дросселирующие распределители с плоским запорно-регулирующим элементом могут быть выполнены с односторонним прижимом к коллекторно-распределительному элементу посредством пружины и давления рабочей среды. Такой устройством позволяет исключить заклинивание плоского золотника, не существенно увеличивает силу, необходимую для его перемещения. Конструкция дросселирующего распределителя с односторонним прижимом получается сложной, а габаритные размеры значительными.

Наиболее распространенные варианты дросселирующих распределителей с цилиндрическими парами золотник—втулка показаны на рис. 10.1, где изображены четырехщелевые дросселирующие распределители. Двухщелевые распределители принципиально от них не отличаются, но изготовить их проще. У дросселирующих распределителей следящих приводов диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей и линейные размеры между рабочими кромками приходится выполнять с высокой точностью, чтобы обеспечить в каждом изготавливаемом образце заданные основные параметры пары золотник—втулка. К основным параметрам дросселирующего распределителя относят диаметр d_3 золотника, радиальный зазор δ_0 между сопрягаемыми поверхностями и величину отрицательного h_0 или положительного L_n перекрытия. С перекрытием связан рабочий ход x_p золотника в каждую сторону от среднего положения. При ширине h_p рабочей зоны характеристики проводимости (см. рис. 10.1):

$$x_p = \begin{cases} h_p + h_n & \text{при положительном перекрытии;} \\ h_p & \text{при условном нулевом перекрытии;} \\ h_0 & \text{при малом отрицательном перекрытии.} \end{cases}$$

Максимальный ход $x_{сmax}$ золотника обычно значительно больше величины x_p . Ориентировочные значения основных параметров распределительной пары золотник—втулка у следящих приводов различного назначения приведены в табл. 3.1.

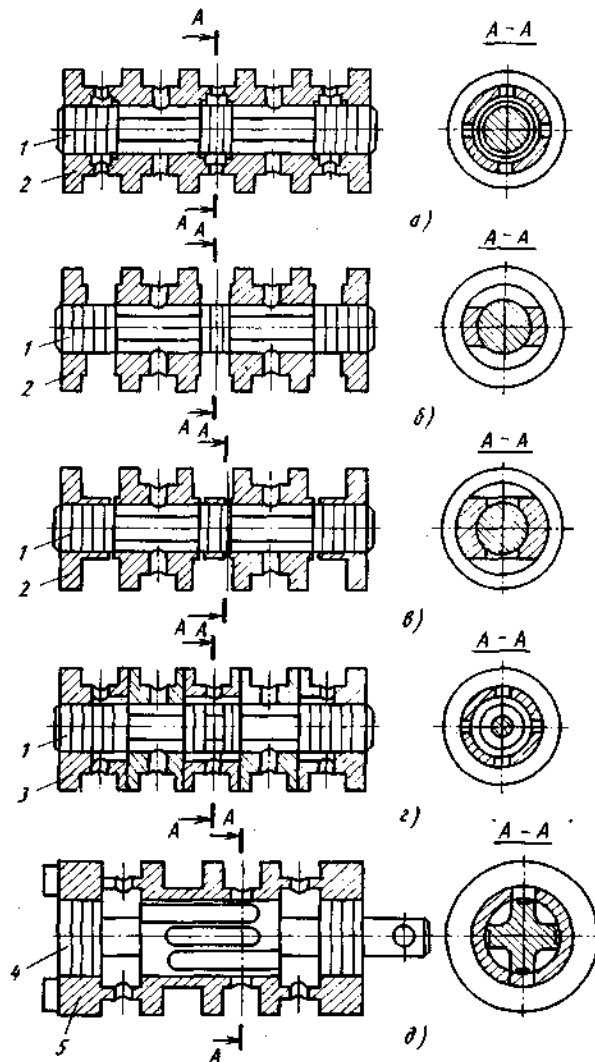


Рис.10.9. Запорно-регулирующие и коллекторно-распределительные элементы дросселирующих распределителей:
 1 — золотник; 2 — втулка; 3 — секция втулки; 4 — кран; 5 — поворотная втулка

Задающее воздействие на следящие приводы копировальных станков — механическое управление движением золотника от копира, поэтому дросселирующий распределитель у таких приводов в основном определяет точность слежения. Как было показано в параграфе 3.1, ошибка слежения Δy связана с перемещением x_0 золотника относительно втулки. Так, при единичной обратной связи $\Delta y = x_c$. Допустимые ошибки слежения при копировальных работах лежат в пределах $\Delta n = 0,05 \dots 0,1$ мм, отсюда необходимость малого отрицательного перекрытия h_0 и малый рабочий ход $ч_p \leq 0,1$ мм золотника. Чтобы обеспечить одинаковые размеры между кромками золотника и втулки у симметричных рабочих щелей, приходится выполнять линейные размеры между кромками с особенно высокой точностью ($\pm 0,005$ мм). Такую точность линейных размеров втулки удастся получить: наружным фрезерованием и последующим шлифованием торцов прямоугольных окон (рис. 10.1, б) а также изготовлением втулки в виде наборных колец с последующей запрессовкой в корпус и притиркой по золотнику (рис. 10.1, г). Точность изготовления колец при этом $\pm 0,002$ мм.

4. Основные параметры (мм) дросселирующих распределителей

Распреде- литель и назначение следящего привода	d_s	δ_o	h_o	h_n	x_p
Гидравли- ческий для копироваль- ных станков	10 ... 40	0,004 ... 0,008	0,05 ... 0,10	—	0,05 ... 0,10
То же, с числовым програм- мным управле- нием	12 ... 15	0,008 ... 0,01	—	0,05 ... 0,10	1,0 ... 2,0
Электро- гидравли- ческий уси- литель для летательных аппаратов	5 ... 10	0,003 ... 0,008	—	0,005 ... 0,02	0,2 ... 0,5
Гидравли- ческий для механизмов рулевого управления автомобилей	36 ... 50	0,02 ... 0,06	0,2 ... 0,5	—	0,5 ... 1,5

Получаемые отрицательные перекрытия контролируются гидравлическим способом [19]. При выполнении во втулке прямоугольных окон периметр золотника участвует в дросселировании потока рабочей среды не полностью (рис. 10.1, б). Этот факт учитывают коэффициентом использования периметра

$$\psi_n = b_c / (\pi d_s), \quad (10.1)$$

где b_c — суммарный размер окон по периметру в одном сечении распределительной втулки. Максимальное значение ψ_n при прямоугольных окнах ограничено размерами перемычек (5 ... 10 мм), обеспечивающими прочность втулки. Распределительная втулка с кольцевыми внутренними расточками (рис. 10.1, а) имеет $\psi_n = 1$.

При изготовлении окон в распределительной втулке применяются также электрофизические способы, в частности, электроэрозионная обработка. Они позволяют выполнять окна прямоугольной и ступенчатой формы (рис. 10.1, в). Для гидростатической разгрузки золотника окна делают обычно парами. По технологическим условиям минимальные размеры окон 0,25x0,25 мм. Ширина каждого из двух окон $b_{ci} = 0,75d_s$. Максимальный коэффициент использования периметра согласно формуле (3.46) $\phi_n = 0,48$.

В следящих гидроприводах станков с числовым программным управлением применяют дросселирующие распределители с крановыми запорно-регулирующими элементами [19]. Рабочие щели в распределительной паре кран-втулка (рис. 10.1, д) образуются поясками крана и круглыми отверстиями во втулке. Точность изготовления поясков и отверстий $\pm 0,03$ мм. Рабочая щель имеет сегментный профиль и, как следствие, переменную ширину. Кран у рассматриваемых следящих приводов приводится во вращение от шагового электродвигателя, втулка непосредственно связана с валом гидромотора. Распределительная пара кран— втулка отличается конструктивной простотой. Однако, чтобы увеличить проходное сечение распределителя, в следящих гидроприводах станков с числовым программным управлением применяют также распределительную пару золотник — втулка с винтовым передаточным механизмом. Примерные значения параметров таких распределителей приведены в табл. 3.1.

Расчет основных параметров дросселирующих распределителей следящих приводов с механическим управлением начинают с выбора величины перекрытия h_o или h_n и определения рабочего смещения x_p золотника относительно втулки. Исходными величинами при этом служат допустимая ошибка Δy_o слежения при основном режиме работы привода и принятые передаточные коэффициенты силовой механической передачи $k_{c, n}$ и цепи обратной связи $k_{o, o}$. На основании выражения (3.11).

$$x_p = (k_{o, o} / k_{c, n}) \Delta y_o. \quad (10.2)$$

Анализ величин перекрытия в дросселирующем распределителе показал, что при высокой требуемой точности слежения целесообразно принять малое отрицательное перекрытие ($ft_0 = 0,5ft_p$). Это положение в полной мере относится к следящим гидроприводам копировальных станков. Для дросселирующих распределителей систем рулевого управления автомо-Оилеи принимают большое отрицательное перекрытие ($h_0 > h_p$). Однако при этом гидравлический люфт x_n на рулевом колесе автомобиля не должен превышать допустимого значения. Принимают

$$h_0 = k_{вм} \cdot x_n, \quad (10.3)$$

где $k_{вм}$ и — коэффициент входной механической передачи. Чтобы снизить перетечки из напорной линии в сливную (выхлопную), дросселирующую распределители многих следящих гидро- и пневмоприводов делают с положительным перекрытием A_n .

Энергетический расчет следящих приводов (см. параграф 3.3) позволил определить оптимальное значение эффективной площади /э проходного сечения рабочей щели распределителя при основном режиме работы следящего привода. Теперь представляется возможным рассчитать диаметр d_3 золотника на основании принятой зависимости $f_3 = \mu f$, где μ - коэффициент расхода, f — геометрическая площадь проходного сечения. При работе следящего привода в режиме $p_H = \text{const}$

$$d_3 = \begin{cases} f_3 / [\mu \pi \psi_n (x_p + h_0)] & \text{при отрицательном перекрытии;} \\ f_3 / [\mu \pi \psi_n (x_p - h_n)] & \text{при положительном перекрытии} \end{cases} \quad (10.4)$$

В результате энергетического расчета для следящего привода системы рулевого управления автомобиля найдена начальная эффективная площадь $f_{3н}$ проходного сечения рабочей щели распределителя (см. параграф 3.3). Диаметр золотника дросселирующего распределителя механизма рулевого управления

$$d_3 = f_{3н} / (\mu \pi h_0) \quad (10.5)$$

При расчете величины d_3 коэффициент μ , для гидрораспределителей при давлении $p_{ном} = 6,3 \dots 20$ МПа принимают равным $0,6 \dots 0,8$, для пневмораспределителей при давлении $p_{ном} = 0,63 \dots 1,0$ МПа — равным $0,8$. Найденное значение d_3 округляют по ГОСТу до нормального диаметра, мм: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; 56; 63; (70); 80; (90); 100 и т. д. В скобках приведены значения дополнительного ряда.

Электрогидравлические следящие приводы снабжены одно-, двух- или трехкаскадным электрогидравлическим усилителем. Рассматриваемая распределительно-дросселирующая пара золотник—втулка представляет собой выходной каскад электрогидравлического усилителя. Поэтому нет необходимости обеспечивать весьма малый рабочий ход золотника ($x_p < 0,1$ мм). Требуемую точность слежения можно достигнуть при $x_p = 0,2 \dots 0,5$ мм благодаря коэффициентам усиления предыдущих каскадов электрогидравлического усилителя и электрического блока. Однако с увеличением значения x_p более 1 мм существенно снижается быстродействие электрогидравлического усилителя.

Чтобы ограничить утечки жидкости в паре золотник—втулка при значительном давлении жидкости ($p_{ном} = 16 \dots 20$ МПа), стремятся выдержать малый радиальный зазор между сопрягаемыми цилиндрическими поверхностями ($\delta_0 = 0,003 \dots 0,008$ мм) и принимают перекрытие h_n положительным. Но при этом возникает проблема обеспечения приемлемой зоны нечувствительности электрогидравлического усилителя. Приходится принимать соотношение $X_p/h_n = 25 \dots 50$. В соответствии с этим положительное перекрытие h_n должно быть $0,005 \dots 0,02$ мм. Выполнить все рабочие щели пары золотник—втулка с близкими и малыми величинами h_n можно лишь при высокой точности выполнения линейных размеров между рабочими кромками поясков золотника и окон втулки. Для этого производство электрогидравлических усилителей должно быть специализированным.

Следовательно, при проектировании электрогидравлического следящего привода с дроссельным регулированием необходимо в первую очередь рассмотреть возможность использования электрогидравлического усилителя подходящего типоразмера, выпускаемого серийно.

Электрогидравлический усилитель выбирают по давлению $P_{ном}$, площади /э проходного сечения дросселирующего распределителя, расходу фдтах и параметрам входного электрического сигнала.

При проектировании дросселирующего распределителя с парой золотник—втулка необходимо иметь в виду, что фаски на золотнике нежелательны, так как при этом увеличивается вероятность заклинивания его во втулке твердыми частицами, выполнять профильные пазы на поясках, золотника нетехнологично. В связи с этим наибольшее

применение получили золотники с прямоугольными буртами и втулки с прямоугольными, ступенчатыми и круглыми окнами (рис. 10.1). К параметрам прямоугольного окна относятся ширина $b_{ок}$ и длина $l_{ок}$. Круглые окна имеют диаметр $d_{ок}$. Ступенчатый профиль окна получают благодаря до-

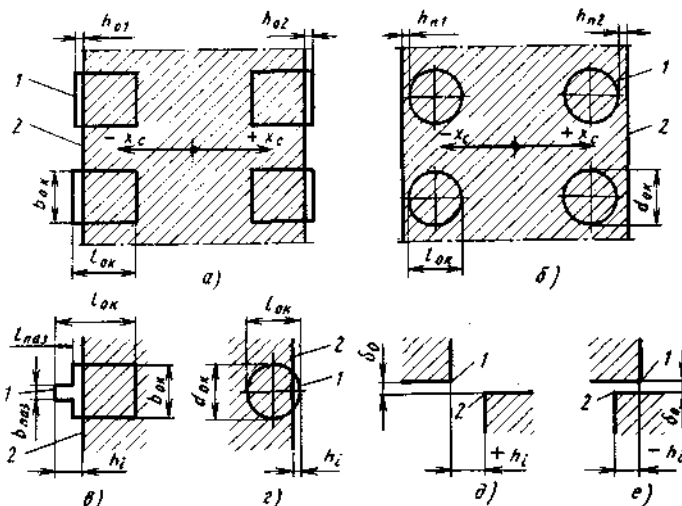


Рис. 10.2. Схемы взаимного расположения окон во втулке и поясков на золотнике:

1 — кромка окна; 2 — кромка пояска

полнительному пазу шириной $b_{нав}$. Надобность в ступенчатом профиле окна возникает при обеспечении устойчивости следящего привода в зоне фиксации выходного звена.

Заканчивают расчет основных параметров дросселирующего распределителя определением характеристик рабочих щелей, в под которыми подразумевают зависимость эффективных проводимостей рабочих щелей от смещения запорно-регулирующего элемента:

$$f_{zi} = \Phi(x_c), \quad (10.6)$$

где i — номер рабочей щели.

Примем нумерацию проводимостей а, как показано на рис. 10.1, е. Первая щель (α_1) соединяет напорную линию с полостью наполнения объемного двигателя, вторая (α_2) — указанную полость со сливной (выхлопной) линией, третья (α_3) — щель расположена между напорной линией и полостью вытеснения двигателя, четвертая (α_4) — между указанной полостью и сливной (выхлопной) линией. Характеристики целесообразно рассчитывать последовательно: определить зависимость осевого размера i -й щели от смещения золотника $h_i = \Phi(x_i)$, вычислить геометрическую площадь проходного сечения щели $f_i = \Phi(h_i)$ и коэффициент расхода $\mu_i = \Phi(h_i)$ и найти искомые характеристики $f_{zi} = \Phi(x_c)$.

При отрицательном перекрытии (рис. 10.1, а) изменение осевых размеров рабочих щелей от смещения золотника можно описать зависимостями:

$$h_i = \begin{cases} x_c + h_{oi}, & \text{при } x_c < l_{ок} - h_{oi}; \\ l_{ок}, & \text{при } x_c \geq l_{ок} - h_{oi}; \end{cases} \quad i = 1 \text{ и } 4. \quad (10.7)$$

10.2 Выбор структуры и расчет основных параметров следящих ГПС с машинным управлением

Объемное (машинное) регулирование скорости гидроприводов осуществляется изменением рабочего объема гидромашин. Передача и преобразование энергии регулируемые гидромашинami рассмотрены в параграфе 1.3. Статические характеристики гидроприводов с машинным управлением ранее отмечены преимущества и недостатки объемного способа регулирования скорости перед дроссельным. Назовем их еще раз. К преимуществам следует отнести значительно меньшие потери энергии и более жесткую нагрузочную характеристику, к недостаткам — конструктивную сложность и повышенную стоимость регулируемых гидромашин. Перечисленные факторы привели к преимущественному использованию гидроприводов с машинным управлением при средних мощностях рабочих механизмов (10 ... 20 кВт) и обязательному применению при больших мощностях (более 50 кВт).

Проектирование гидроприводов с машинным регулированием скорости начинают с выбора структуры и составления принципиальной схемы гидравлической системы. Известны различные схемы гидроприводов с машинным регулированием. Большинство из них можно сгруппировать в шесть типовых структурных схем, показанных на рис. 4.1. Схемы различаются циркуляцией рабочей жидкости, способом машинного регулирования и разветвленностью потоков энергии.

Известны гидроприводы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости. Регулировать скорость гидропривода можно посредством регулируемого насоса, регулируемого гидромотора или с помощью двух регулируемых гидромашин вместе. Различают плавное и ступенчатое регулирование рабочего объема гидромашин. Наряду с однопоточными гидропередачами применяются двухпоточные, представляющие собой сочетание параллельно действующих гидравлической и механической передач. Структурные схемы объемных гидроприводов, показанные на рис. 4.1, упрощены. В явном виде выделены приводящие двигатели, насосы, гидродвигатели, магистральные гидролинии и гидрораспределители. Регулирующие механизмы и вспомогательные устройства будут подробно рассмотрены в последующих параграфах, поэтому здесь они представлены обобщенно в виде прямоугольников, соединенных с магистральными гидролиниями и гидромашинami.

Рассмотрим особенности выделенных структур гидроприводов и их применение в различных отраслях техники.

Схема объемного гидропривода с разомкнутой циркуляцией жидкости (рис. 4.1, а) — единственно возможная при использовании гидродвигателей с различными эффективными площадями рабочих камер ($\sigma_d \neq 1$). Если рабочий орган машины приводится в движение одноштоковым или телескопическим гидроцилиндром, то потоки в напорной и сливной гидролиниях существенно отличаются одна от другой. Это вынуждает применять разомкнутую циркуляцию жидкости, использовать реверсивный гидрораспределитель и устанoв вливать самовсасывающий насос. Регулирующий механизм [нерев-сивного насоса проще, чем реверсивного. Но габаритные размеры самовсасывающего насоса существенно больше, чем насоса с по-питкой. Необходимо отметить также значительное изменение объема жидкости в гидробаке при работе одноштокового или телескопического гидроцилиндра. Такой гидробак должен иметь значительные размеры.

Объемные гидроприводы с регулируемым насосом и разомкнутой циркуляцией жидкости применяются в протяжных станках гидравлических прессах, в гидрофицированных экскаваторах и стреловых кранах большой мощности и других машинах. Объемные гидроприводы с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости имеют сравнительно меньшие габаритные размеры и массу при прочих равных условиях. Замкнутая циркуляция рабочей жидкости применяется при использовании гидродвигателей с одинаковыми эффективными площадями рабочих камер ($\sigma_d = 1$).

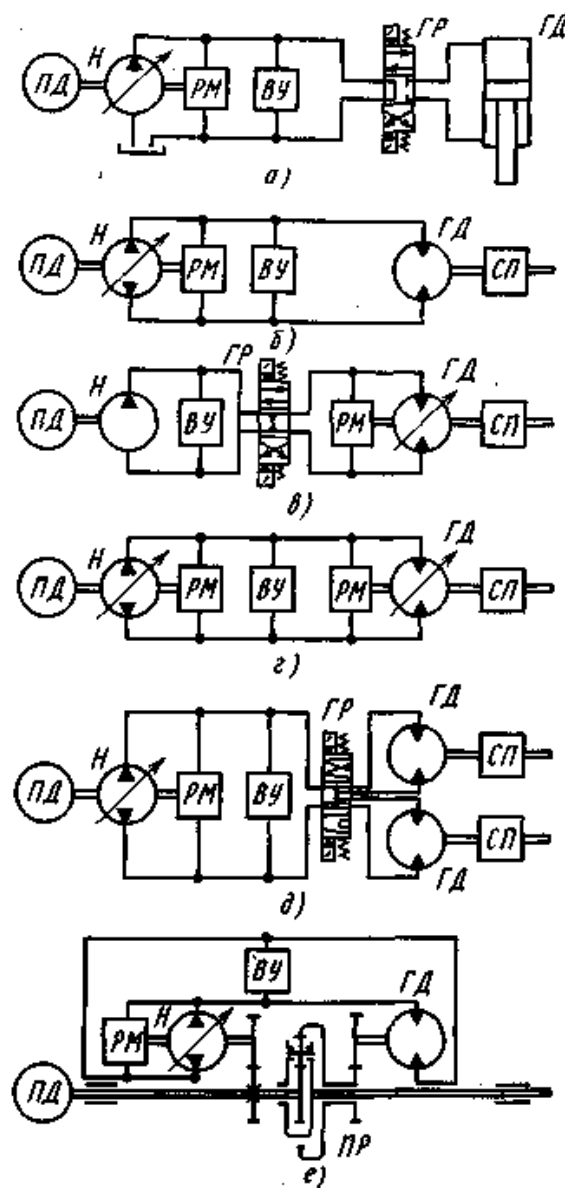


Рис. 10.3 Структурные схемы гидроприводов с машинным регулированием:
 ПД — приводной двигатель; Н — насос; ГД — гидродвигатель; ГР — гидрораспределитель; РМ — регулирующий механизм; ВУ — вспомогательные устройства; СП — силовая передача; ПР — планетарный редуктор

Важные свойства объемных гидроприводов с замкнутой циркуляцией жидкости — возможность торможения рабочего механизма и сопротивление попутной нагрузке посредством приводящего двигателя вместо дросселирования потока жидкости, что существенно снижает нагрев жидкости и обеспечивает в указанных режимах работы рекуперацию электрической энергии.

По способу реализации объемного способа регулирования скорости выделены три структурные схемы гидроприводов: с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем (рис. 10.3, б), с нерегулируемым насосом и регулируемым гидромотором (рис. 10.3, в) и с обеими регулируемыми гидромашинами (рис. 10.3, г). Известны гидромоторы с непрерывным и ступенчатым регулированием рабочего объема. К ступенчатому регулированию гидропривода можно отнести переключение с параллельного соединения на последовательное нескольких гидродвигателей, совместно приводящих в движение рабочий механизм или машину (рис. 10.3, д).

Объемный гидропривод с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем (см. рис. 10.3, б) наиболее распространенный. Гидроприводы с такой структурой применяются во многих машинах и механизмах: в подъемных и поворотных механизмах гидрофицированных кранов, основных механизмах траншейных экскаваторов-дреноукладчиков, рудничных подъемных машинах, механизмах подачи угледобывающих комбайнов, механизмах передвижения самоходных дорожных катков, в следящих гидроприводах с машинным регулированием. Рассматриваемый гидропривод обеспечивает плавный пуск и бесступенчатое регулирование скорости движения

машины посредством одного управляющего органа.

Основной причиной применения объемных гидроприводов с регулируемыми гидромоторами (см. рис. 10.3, в, з) можно считать стремление снизить установочную мощность насосов в условиях разнорежимной работы гидрофицированных машин. В таких условиях работают механизмы передвижения (трансмиссии) многих самоходных сельскохозяйственных, горных, строительных и других машин. Они имеют два режима работы: основной при максимальной нагрузке и относительно небольшой технологической скорости и вспомогательный (маневровый или транспортный) при малой нагрузке и максимальной скорости.

При нерегулируемом гидромоторе насосную установку приходится выбирать по условию сочетания максимальной скорости с максимальной нагрузкой, что приводит к многократному запасу номинальной мощности регулируемого насоса и соответственно к неприемлемым габаритным размерам и массе. Это обстоятельство подробно рассмотрим ниже.

По функциональным свойствам структура объемного гидропривода с регулируемым насосом и регулируемым **гидромотором** (см. рис. 10.3, г) **предпочтительнее для механизмов передвижения** самоходных машин. Такой гидропривод имеет максимальный диапазон скоростного и силового регулирования, приемлемый КПД в основных режимах работы и допустимые массогабаритные показатели. Однако сложность и высокая стоимость двух регулируемых гидромашин с регулируемыми механизмами сдерживают широкое применение объемных гидроприводов этого типа.

Структуры объемных гидроприводов, показанные на рис. 10.3, в, д, отражают попытки компромиссного решения названных проблем. Применение нерегулируемого насоса снижает стоимость гидропривода. Однако дросселирование при разгоне и торможении вызывает дополнительный нагрев жидкости, поэтому гидропривод с такой структурой приемлем лишь для машин и механизмов с длительным циклом установившегося движения. К таким машинам и механизмам относятся конвейеры (транспортёры), шнековые погрузчики и вращатели буровых станков.

Объемные гидроприводы со структурой, показанной на рис. 10.3, д, ориентированы на применение в трансмиссиях самоходных машин с колесными движителями. При этом число гидромоторов обычно равно числу ведущих колес. Переключение гидромоторов с параллельного соединения на последовательное позволяет не только ступенчато увеличить скорость, но и исключить буксование колес.

Применение двухпоточных гидромеханических передач (см. рис. 10.3, е) позволяет повысить КПД привода и снизить установочную мощность гидромашин по сравнению с однопоточной гидропередачей. Гидромеханические (двухпоточные) передачи конструктивно сложнее однопоточных гидропередач, но при большой передаваемой мощности имеют лучшие массогабаритные показатели. Известны примеры эффективного использования двухпоточных гидромеханических передач в трансмиссиях тракторов, приводах авиационных и судовых генераторов, в прокатных станах и других машинах.

Выбор структуры объемного гидропривода сопровождается подготовкой исходных данных для расчета и предварительной оценкой мощности гидромашин. К исходным данным в первую очередь относятся: возможности размещения привода на машине; условия работы машины в окружающей среде; основные кинематические и силовые величины, характеризующие действие рабочего механизма. Под рабочим механизмом подразумевают, например, колесо транспортной машины, звездочку гусеничного движителя, вращатель бурового станка, стрелу или тросовый барабан подъемного крана, рукоять с ковшом или поворотную платформу экскаватора, захват автоматического манипулятора, суппорт метало режущего станка.

Основные факторы, определяющие выбор гидравлических машин и аппаратов при проектировании объемного гидропривода, — принятая структура гидропривода (см. параграф 4.1), необходимая номинальная (установочная) мощность гидромашин и конкретная номенклатура гидрооборудования, выпускаемой соответствующей отраслью промышленности. В гидроприводах средней и большой мощности (более 10 кВт) преимущественно применяются роторно-поршневые гидромашины с номинальным давлением $p_{ном}$, равным 16, 20, 25 и 32 МПа. Они отличаются от других гидромашин

более высоким КПД (0,85 ... 0,92) и приемлемыми массогабаритными показателями (0,5 ... 10 кг/Вт).

Проектировочный расчет гидропривода с машинным регулированием скорости удобно выполнять в такой последовательности. Вначале определяют основные параметры исполнительной части привода, содержащей объемный гидродвигатель и силовую механическую передачу. Затем рассчитывают параметры насосно-приводной части, к которой относятся основной насос и входная механическая передача. Завершают энергетический расчет объемного гидропривода определением параметров и выбором вспомогательных устройств. Для гидропривода стационарной машины обычно подбирают автономный приводящий электродвигатель. Приводящий двигатель самоходной машины (двигатель внутреннего сгорания), как правило, бывает задан.

Схему исполнительной части гидропривода выбирают в зависимости от условий размещения на машине и особенностей движения рабочего механизма. При ограниченном линейном или угловом перемещении рабочего механизма ($y_{\max} < 1$ м или $\varphi_{\max} < \pi/4$) целесообразно в качестве двигателя использовать гидроцилиндр. Поступательное движение можно преобразовывать в поворотное посредством рычажной, зубчато-реечной или винтовой передачи. Передаточный коэффициент силовой механической передачи

$$k_{с.п} = y_{\max} / y_{д\max}; \quad (10.8)$$

$$k_{с.п} = \begin{cases} 1/r_{с.п} & \text{при рычажной передаче;} \\ 2/d_{ош} & \text{при зубчато-реечной передаче;} \\ 2\pi/l_v & \text{при винтовой передаче,} \end{cases} \quad (10.9)$$

где y_{\max} и $y_{д\max}$ — максимальное перемещение рабочего механизма и гидродвигателя; $r_{с.п}$ — плечо рычажной передачи; $d_{ош}$ — диаметр делительной окружности шестерни; l_v — ход винта.

При линейном перемещении рабочего механизма на расстояние до 1 м силовая передача, как правило, не нужна и $k_{с.п} = 1$. При угловом перемещении рабочего механизма на величину $\varphi_{д\max} \leq 3\pi/4$ целесообразно применять поворотный (пластинчатый) гидродвигатель также без силовой механической передачи ($k_{с.п} = 1$).

Для вращательного движения рабочего механизма необходим гидромотор. Роторно-поршневые гидромоторы можно разделить на две группы: высокооборотные аксиально-поршневые с частотой вращения $n_{д.ном} = 2400 \dots 900$ об/мин и крутящими моментами $M_{д.ном} < 1000$ Нм и высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы с $n_{д.ном} = 200 \dots 50$ об/мин и $M_{д.ном} > 1000$ Нм. Высокооборотные гидромоторы чаще всего соединяют с вращающимися рабочими механизмами зубчатыми редукторами. Высокомоментные гидромоторы позволяют осуществлять безредукторное соединение с рабочими механизмами, например, колесами транспортной машины. Во многих случаях целесообразно конструктивно проработать и проанализировать эффективность применения названных вариантов гидромоторов на конкретной машине.

Выбор гидромотора начинают по приближенному значению номинальной мощности $N_{д.ном}$, вычисленному ранее (см. параграф 4.1). При этом сравнивают номинальные скорость $n_{д.ном}$ и момент сил $M_{д.ном}$, взятые из технической характеристики гидромотора, с исходными значениями $n_{м\max}$ и $M_{м\max}$ на рабочем механизме. Если выбран высокооборотный гидромотор с редуктором, то определяют передаточное отношение $k_{с.п}$ силовой передачи и передаточное число $i_{с.п}$ редуктора по формулам:

$$k_{с.п} = N_{д.ном} \eta_{с.п} / M_{м\max}; \quad (10.10)$$

$$i_{с.п} \geq 1/k_{с.п}, \quad (10.11)$$

где $\eta_{с.п}$ — КПД силовой передачи.

КПД зубчатых передач (редукторов) $\eta_{с.п} = 0,97 \dots 0,87$ при $i_{с.п} = 10 \dots 400$. Червячные

редукторы имеют $\eta_{с.п} = 0,6 \dots 0,7$. При выборе или проектировании зубчатого редуктора учитывают стандартный ряд передаточных чисел. Так, известен ряд от $i_1 = 1,25$ до $i_{51} = 400$ со знаменателем геометрической прогрессии $i = 1,12$:

$$i_n = i_1^{n-1}, \text{ где } n = 1 \dots 51. \quad (11.12)$$

После выбора передаточного числа $i_{с.п.}$ редуктора уточняют передаточный коэффициент

$$k_{с.п.} = 1/i_{с.п.}$$

При выборе высокомоментного гидромотора и при безредукторном его соединении с рабочим механизмом $k_{с.п.} = 1$ и $\eta_{с.п.} = 1$.

Следующий шаг проекторочного расчета исполнительный части объемного гидропривода — определение расчетных значений скорости $v_{д.рас}$, крутящего момента или силы $H_{д.рас}$ и удельного рабочего объема $q_{д.рас}$ выбираемого гидродвигателя:

$$v_{д.рас} = v_{м.мах}/k_{с.п.} \quad (11.14)$$

$$H_{д.рас} = H_{м.мах} k_{с.п.}/\eta_{с.п.} \quad (11.15)$$

$$q_{д.рас} = \frac{H_{д.рас}}{(p_{ном} - p_в) \eta_{г.а} \eta_{д.м.}} \quad (11.16)$$

Номинальное давление $p_{ном}$ и механический КПД $\eta_{д.м.}$ обычно указаны в паспортных данных гидродвигателя. Избыточное давление во всасывающей магистрали у гидроприводов с замкнутой циркуляцией $p_в = 0,8 \dots 1,3$ МПа. Коэффициент гидравлических потерь в трубопроводах и гидроаппаратах в первом приближении можно принять $\eta_{г.а} = 0,95$.

Нужный типоразмер нерегулируемого гидродвигателя окончательно выбирают по условиям:

$$q_{д.} \geq q_{д.рас} \text{ и } v_{д.ном} \geq v_{д.рас}, \quad (11.17)$$

где $q_{д.}$ и $v_{д.ном}$ — удельный рабочий объем и номинальная скорость гидродвигателя;

$$q_{д.} = \begin{cases} \pi d_{д.}^2/4 & \text{для гидроцилиндра;} \\ V_{д.о}/2\pi & \text{для гидромотора;} \\ V_{д.мах}/\gamma_{д.мах} & \text{для поворотного гидродвигателя,} \end{cases} \quad (11.18)$$

где $d_{д.}$ — диаметр поршня; $V_{д.о}$ — рабочий объем гидромотора; $v_{д.мах}$ и $\gamma_{д.мах}$ — максимальные рабочий объем и угол поворота пластинчатого гидродвигателя

Конструктивные параметры $d_{д.}$, $V_{д.о}$, $V_{д.мах}$ и $\gamma_{д.мах}$ находят в паспортных данных выбираемого гидродвигателя. Номинальная скорость $v_{д.ном}$ гидромотора также имеется в технической характеристике. В качестве номинальной скорости гидроцилиндра в большинстве случаев можно принять

$$v_{д.ном} = 0,3 \text{ м/с.} \quad (11.19)$$

При выборе гидродвигателя с плавным или ступенчатым регулированием рабочего объема необходимо соблюдать условия:

$$q_{д.мах} \geq q_{д.рас} \text{ и } v_{д.ном} \geq v_{д.рас}, \quad (11.20)$$

где $q_{д.мах}$ — максимальный удельный рабочий объем гидродвигателя; $v_{д.ном}$ — номинальная скорость выходного звена при минимальном удельном рабочем объеме $q_{д.мин}$.

Для гидромотора с бесступенчатым регулированием

$$q_{д\max} = V_{д\max}/(2\pi); \quad (11.21)$$

$$q_{д\min} = V_{д\min}/(2\pi); \quad (11.22)$$

$$D_{д} = q_{д\max}/q_{д\min}, \quad (11.23)$$

где $V_{д\max}$ и $V_{д\min}$ — максимальный и минимальный рабочий объем; $O_{д}$ — диапазон регулирования гидромотора.

При ступенчатом регулировании гидропривода путем переключения гидромоторов с параллельного соединения на последовательное (см. рис. 10.3, д)

$$q_{д\max} = 2q_{д1}; \quad (11.24)$$

$$q_{д\min} = q_{д1}. \quad (11.25)$$

Ступенчатое регулирование гидромотора путем переключения неодинаковых секций более эффективно. Это видно из сравнения зависимостей (4.13) и (4.14). Для такого регулирования используются зависимости:

$$q_{д\max} = q_{д1} + q_{д2}; \quad (11.26)$$

$$q_{д\min} = q_{д1}; \quad (11.27)$$

$$q_{д\max}/q_{д\min} = \sqrt{Z_{м}}, \quad (11.28)$$

где $q_{д1}$ и $q_{д2}$ — удельные рабочие объемы секций гидромотора; $Z_{м}$ — показатель разнообразия режимов работы гидропривода, определяемый по формуле (4.1), отсюда

$$q_{д1} = q_{д\max}/\sqrt{Z_{м}}; \quad (11.29)$$

$$q_{д2} = q_{д\max} - q_{д1}. \quad (11.30)$$

После окончательного выбора конструктивных параметров ступенчато регулируемого гидромотора уточняют величины $q_{д\max}$ и $q_{д\min}$

Первоначальный типоразмер роторно-поршневого насоса выбирают на основании ориентировочной номинальной (установочной) мощности $N_{н\text{-ном}}$, полученной по формулам (4.12)—(4.15). Затем уточняют необходимые подачу и приводную мощность основного насоса:

$$Q_{н\text{ рас}} = \begin{cases} q_{д\max} v_{д\text{ рас}}/(\eta_{д\text{ о}} \eta_{а\text{ о}}) & \text{при нерегулируемом гидродвигателе;} \\ q_{д\min} v_{д\text{ рас}}/(\eta_{д\text{ о}} \eta_{а\text{ о}}) & \text{при регулируемом гидродвигателе;} \end{cases} \quad (11.31)$$

$$N_{н\text{ рас}} = Q_{н\text{ рас}} (p_{ном} - p_{в})/(D_{м} \eta_{н\text{ о}} \eta_{н\text{ м}}), \quad (11.32)$$

где $\eta_{д\text{ о}}$, $\eta_{а\text{ о}}$ и $\eta_{н\text{ о}}$ — объемные КПД гидродвигателя, гидроаппаратов, насоса; $\eta_{н\text{ м}}$ — механический КПД насоса; $D_{м}$ — диапазон регулирования в режиме постоянной мощности.

КПД находят по техническим характеристикам гидромашин и гидроаппаратов. Примерные значения $\eta_{н\text{ о}} = 0,95$, $\eta_{н\text{ м}} = 0,93$, $\eta_{д\text{ о}} = 0,96$ и $\eta_{а\text{ о}} = 0,98$. Величину $B_{м}$ определяют по формуле (4.18); при отсутствии регулятора мощности $D_{м} = 1$.

При окончательном выборе типоразмера основного насоса сравнивают номинальную и расчетную подачи рабочей жидкости: $Q_{н\text{ ном}} \geq Q_{н\text{ рас}}$ при номинальном давлении $p_{ном}$ и номинальной скорости $v_{н\text{ ном}}$ приводного вала. Стремятся к тому, чтобы номинальная скорость насоса была близка к номинальной скорости $v_{п\text{ д}}$ приводящего двигателя. Максимально-поршневые насосы и асинхронные электродвигатели во многих случаях имеют близкие значения $v_{н\text{ ном}}$ и $v_{п\text{ д}}$, лежащие в пределах 2400 ... 960 об/мин. Однако двигатели внутреннего сгорания имеют значительно большую частоту вращения в режиме максимальной мощности: $v_{н\text{ ном}} = 3500 \dots 4500 \text{ мин}^{-1}$. При этом необходима входная зубчатая передача с коэффициентом

$$k_{в\text{ п}} = v_{н\text{ ном}}/v_{п\text{ д}\text{ ном}}. \quad (11.33)$$

Оригинальный удельный рабочий объем выбранного насоса

$$q_{п\text{ ном}} = V_{п\text{ о}}/(2\pi), \quad (11.34)$$

где $v_{н.о}$ — рабочий объем насоса по технической характеристике. После выбора основного насоса и гидродвигателя, образующих с магистральными трубопроводами силовой контур объемного гидропривода, приступают к расчету параметров и выбору типоразмеров вспомогательных устройств. На рис. 10.4 показаны примерные схемы гидроприводов с различными вспомогательными устройствами. Минимально необходимыми вспомогательными устройствами служат предохранительные и подпиточные (обратные) клапаны. Наиболее простая схема объемного гидропривода с замкнутым потоком жидкости и названными клапанами изображена на рис. 10.4, а. Предохранительные клапаны защищают гидропривод от перегрузки. Их настраивают на максимально допусти-

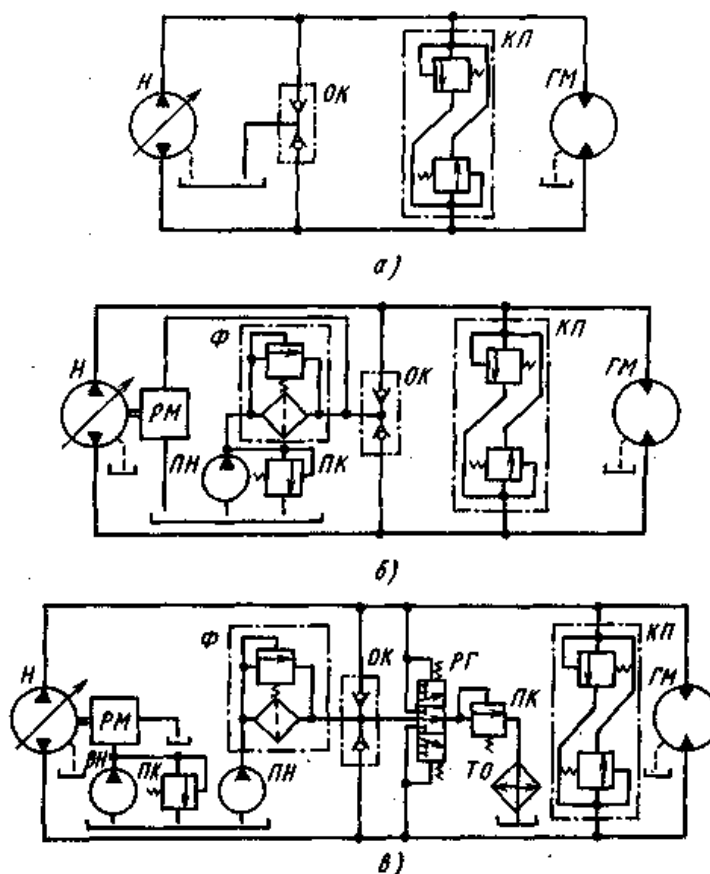


Рис. 10.4. Схема объемных гидроприводов с замкнутым потоком и вспомогательными устройствами: Я — основной насос; ОК — обратные клапаны; КП — предохранительные клапаны; ГМ — гидромотор; РМ — регулировочный механизм; Ф — фильтр с клапаном; ПН — подпиточный насос; ПК — переливной клапан; ВП — вспомогательный насос; РГ — распределитель с гидроуправлением; ГО — теплообменный аппарат

мое давление жидкости $p_{\max} = (1,25 \dots 1,5) p_{ном}$. У реверсивного гидропривода с замкнутым потоком предохранительных клапанов должно быть не менее двух. Их обычно комплектуют в единый блок.

Выбирают предохранительные клапаны по условному проходу d_y

$$d_y \geq \sqrt[4]{4Q_{н. рас} / (\pi u_{\max})}, \quad (11.35)$$

где u_{\max} — максимально допустимая скорость течения жидкости через клапан, принимаемая равной 15 ... 25 м/с.

Предохранительные клапаны прямого действия (одноступенчатые) относительно просты по устройству, имеют малое запаздывание при срабатывании. Однако ограничиваемое ими давление существенно зависит от расхода жидкости и поэтому изменяется на 0,3 ... 0,6 МПа. Предохранительные клапаны непрямого действия (двухступенчатые) свободны от указанного недостатка.

Кроме того, они допускают дистанционное управление настройкой. Предохранительные клапаны прямого действия можно использовать при d_z , равном 10, 16 и 20 мм, а непрямого — при $d_y \geq 25$ мм.

Через обратные клапаны, соединенные с магистральными трубопроводами, восполняются утечки (подпитка) жидкости при замкнутом потоке. Ориентировочно расход жидкости на утечки и перетечки в объемном гидроприводе

$$Q_{\text{ут}} = Q_{\text{н. ном}} (1 - \eta_{\text{н. о}} \eta_{\text{а. о}} \eta_{\text{д. о}}). \quad (11.35)$$

Объемные КПД находят по паспортным данным гидромашин и гидроаппаратов. В гидроприводе, показанном на рис. 10.4, а, утечки восполняются естественным образом, т. е. под общим давлением жидкости в корпусе насоса, который служит гидробаком. Избыточное давление 0,02 ... 0,03 МПа создается посредством упругого компенсатора. Уровень загрязнения жидкости в таком гидроприводе ограничивают путем периодической замены масла с последующей его очисткой и восстановлением эксплуатационных свойств. Насос регулируют вручную или с помощью электромеханического устройства (на схеме не показано).

Объемный гидропривод, схема которого изображена на рис. 10.4, б, отличается от рассмотренного вспомогательным источником рабочей жидкости. Этот источник содержит подпиточный насос ПН, переливной клапан ПК и фильтр с клапаном Ф. В результате, во всасывающей полости насоса и сливной полости гидромотора постоянно поддерживается избыточное давление P_n . $n = 0,8 \dots 1,3$ МПа. Такая подпитка позволяет использовать гидромашин с улучшенными массогабаритными показателями и существенно снижает содержание газов в замкнутом контуре циркуляции жидкости.

Дополнительный источник жидкости, поступающей под давлением, используется в данном случае и для питания гидравлического сервопривода в регулирующем механизме насоса. Ориентировочный расход жидкости при работе сервопривода

После расчета и выбора указанного сервопривода значение $Q_{\text{с. л}}$ уточняют.

$$Q_{\text{с. п}} = (0,1 \dots 0,15) Q_{\text{н. ном}}. \quad (11.36)$$

Требуемая подача подпиточного насоса

$$Q_{\text{п. н}} \geq Q_{\text{ут}} + Q_{\text{с. п}}. \quad (11.37)$$

Поток жидкости от подпиточного насоса очищается фильтром с тонкостью фильтрации 10 ... 30 мкм. Тепловой режим основного замкнутого контура циркуляции жидкости можно оценить по формуле, полученной из уравнения установившегося теплового баланса (см. параграф 2.6):

$$T_{\text{ж}} = N_{\text{н. рас}} (1 - \eta_{\text{г. п}}) / (k_{\text{т. л}} F_{\text{кон}}) + T_{\text{о}}, \quad (11.38)$$

где $N_{\text{н. рас}}$ — мощность, определяемая по формуле (4.22); $T_{\text{ж}}$ и $T_{\text{о}}$ — температура жидкости и окружающей атмосферы; $\eta_{\text{г. п}}$ — общий КПД гидропривода, рассчитываемый по формуле (1.120); $k_{\text{т. л}}$ — коэффициент теплопередачи (значение его выбирается по данным п. 2.6); $F_{\text{кон}}$ — суммарная площадь теплопередачи контура циркуляции жидкости (насоса, гидромотора и магистрального трубопровода).

Необходимость существенного улучшения процессов фильтрации и охлаждения рабочей жидкости в гидроприводах значительной мощности приводит к усложнению вспомогательных устройств, как это показано на рис. 10.4, в [36], чтобы обеспечить интенсивную смену жидкости, циркулирующей в основном контуре, дополнительно к обратным клапанам устанавливают распределитель с гидроуправлением РГ. Благодаря этому в процессе работы гидропривода из магистрального трубопровода с низким давлением через распределитель и переливной клапан постоянно перетекает в гидробак

значительное количество жидкости, близкое к подаче $Q_{п. н}$ подпиточного насоса. В первом приближении принимают

$$Q_{п. н} = (0,15 \dots 0,25) Q_{н. ном}. \quad (11.39)$$

Вся жидкость от подпиточного насоса непрерывно фильтруется и поступает в магистральный трубопровод, давление в котором $P_{п. н} = 0,8 \dots 1,3$ МПа поддерживается переливным клапаном.

Когда для эффективной работы сервопривода или гидравлической системы дистанционного управления гидроприводом необходимо более высокое давление питания $p_{в. н} = 2,5 \dots 3,5$ МПа, дополнительно устанавливают вспомогательный насос (ВН) со своим переливным клапаном. Подача этого насоса должна быть $Q_{в. н} \geq Q_{с. п.}$. Для питания вспомогательного и регулирующего устройств объемных гидроприводов обычно используют шестеренные или пластинчатые насосы, так как они имеют наилучшие массогабаритные показатели.

Для интенсивного охлаждения жидкости, перетекающей из магистрального трубопровода в гидробак через переливной клапан, предусматривают теплообменный аппарат (ТО) водяного или воздушного типа. Полная мощность $N_{ти}$ источников тепловыделения и необходимая мощность $N_{та}$ теплового потока, отводимого аппаратом:

$$N_{т. н} = N_{н. рас} (1 - \eta_{г. п}) + Q_{п. н} p_{п. н} + Q_{в. н} p_{в. н}; \quad (11.40)$$

$$N_{т. а} = N_{т. н} - k_{т. п} F_{кон} (T_{ж} - T_o), \quad (11.41)$$

где $T_{ж}$ — допустимая температура жидкости в замкнутом контуре циркуляции.

Для выбора или проектирования теплообменного аппарата нужно знать мощность $N_{т. а}$ и расход рабочей жидкости через теплообменник $Q_{жс} \approx Q_{п. н}$ (см. п. 2.6). Магистральные и вспомогательные трубопроводы гидропривода выбирают по методике, изложенной в п. 2.3.

Суммарная приводная мощность подпиточного и вспомогательного насосов

$$N_{в. у} = Q_{п. н} p_{п. н} / \eta_{п. н} + Q_{в. н} p_{в. н} / \eta_{в. н}, \quad (11.42)$$

где $\eta_{п. н}$ и $\eta_{в. н}$ — КПД подпиточного и вспомогательного насосов. Значения $\eta_{п. н}$ и $\eta_{в. н}$ приводятся в паспортных данных насосов и составляют приблизительно 0,75 ... 0,85. Мощность приводящего двигателя

$$N_{п. д} = \begin{cases} (N_{н. ном} + N_{в. у}) / \eta_{в. п} & \text{без регулятора мощности;} \\ (N_{н. рас} + N_{в. у}) / \eta_{в. п} & \text{с регулятором мощности,} \end{cases} \quad (11.43)$$

где $N_{пв} = 0,98$ — КПД входной механической передачи.

По величине $N_{пд}$ выбирают приводящий двигатель. В групповом гидроприводе рассматриваемый силовой контур с замкнутым потоком использует только часть мощности общего приводящего двигателя.

11.1 Особенности проектирования ГПС дискретного действия

Дискретные приводы занимают значительное место среди современных средств автоматизации машин и технологического оборудования. С их помощью успешно решаются задачи позиционирования рабочих органов машин и станков с требуемой точностью. Благодаря дискретному способу управления такими приводами возможна их непосредственная стыковка с цифровыми управляющими устройствами, к которым относятся микропроцессоры и ЭВМ. Дискретные гидро- и пневмоприводы отличаются от следящих приводов простотой конструкции и меньшей чувствительностью к чистоте рабочей среды, изменению уровня управляющего сигнала и колебаниям давления источника питания. Все это обеспечивает при ограниченном числе позиций и допустимом дискретном движении рабочего органа машины экономическую эффективность применения дискретных приводов и надежность их в эксплуатации.

Известно большое число конструкций дискретных гидро- и пневмоприводов. Среди них можно выделить дозаторные гидроприводы, объемные приводы с многопоршневыми двигателями, гидроприводы с многоканальными (многодырочными) двигателями, шаговые гидро- и пневмоприводы с механической редукцией шага и шаговые гидроприводы с гидравлической редукцией шага. Познакомимся с принципами действия названных дискретных приводов и сравним их Основные свойства.

Наиболее просты по устройству дискретный гидропривод дозаторного типа (рис. 11.1). Он обеспечивает дискретное движение вперед и позиционирование выходного звена (штока) при релейном электрическом управлении тактовым распределителем (*ТР*). Возвратное движение непрерывное и выполняется при включении реверсивного распределителя (*РР*) до упора. После каждого включения и выключения электромагнита тактового распределителя шток с поршнем благодаря дозирующему цилиндру (*ДЦ*) перемещается вперед на определенную величину Δl_e . При неизменном состоянии тактового распределителя выходное звено удерживается в заданной позиции в результате постоянного давления в поршневой полости гидроцилиндра (*ГЦ*) и запираания жидкости в штоковой полости, исполнительной гидролинии и камере дозирующего цилиндра.

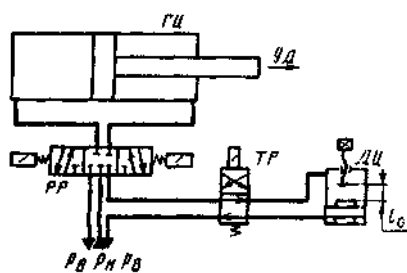


Рис. 11.1. Схема дискретного гидропривода дозаторного типа

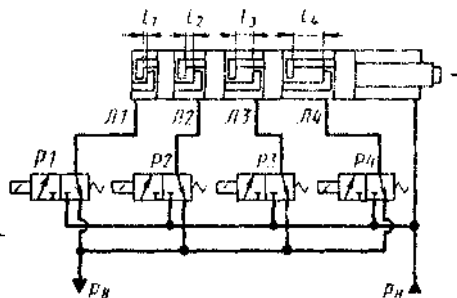


Рис. 11.2. Схема позиционного гидропривода с многопоршневым объемным двигателем

Для уяснения принципа действия дозаторного гидропривода и оценки точности позиционирования составим упрощенное математическое описание изменения координаты выходного звена при позиционировании гидроцилиндра;

$$y_d = y_m n_y + \Delta y_d; \quad y_m = F_0 l_0 / (\sigma_d q_n), \quad (11.44)$$

где y_d — координата выходного звена гидроцилиндра; y_m — идеальное перемещение выходного звена в пределах одного управляющего такта; n_y — число отработанных управляющих тактов; Δy_d — ошибка позиционирования выходного звена гидроцилиндра; F_0 и l_0 — площадь и ход поршня дозирующего цилиндра; σ_d — эффективная площадь поршня; q_n — соотношение площадей поршня в полостях гидроцилиндра.

Величина n_y соответствует числу включений и выключений тактового распределителя. Ошибка позиционирования зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды в штоковой полости гидроцилиндра. Для оценки ошибки позиционирования приемлемы формулы

$$p_0 = p_n / \sigma_d - H_c / (\sigma_d q_d \eta_{д.м}); \quad (11.45)$$

$$\Delta y_{д1} = \frac{p_c - p_{ат}}{\sigma_d q_d} \left(\frac{V_{ж}}{E_{ж}} + \frac{V_{г}}{E_{г}} \right) + \frac{V_{ат}}{\sigma_d q_d} \left[1 - \left(\frac{p_{ат}}{p_c} \right)^{1/n} \right]; \quad (11.46)$$

$$y_{д2} = \frac{p_c - p_{ат}}{p_{ном} - p_{ат}} \frac{Q_{у.ном} t_{поз}}{\sigma_d q_d}; \quad \Delta y_d = \Delta y_{д1} + \Delta y_{д2}, \quad (11.47)$$

где p_0 и p_n — давления в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра; H_c — внешняя статическая нагрузка на выходное звено; $\eta_{д.м}$ — механический КПД гидроцилиндра; $p_{ат}$ — атмосферное давление; $V_{ж}$, $V_{г}$ и $V_{ат}$ — объемы жидкости, упругих стенок и воздуха при атмосферном давлении в штоковой полости, исполнительной гидролинии и дозирующем цилиндре; $E_{ж}$ — модуль упругости жидкости; $E_{г}$ — приведенный модуль упругости стенок; n — показатель политропического процесса сжатия газов; $p_{ном}$ — номинальное давление жидкости; $Q_{у.ном}$ — номинальные утечки жидкости из штоковой полости гидроцилиндра, в двух гидрораспределителях и из полости дозирующего цилиндра; $t_{поз}$ — время позиционирования выходного звена.

Положительное свойство дозаторного гидропривода — возможность изменения однократного перемещения y_t посредством регулирования хода поршня дозатора. Основной недостаток — существенная ошибка Δy_d позиционирования, причем она увеличивается с течением времени. Поэтому начальное положение выходного звена приходится систематически согласовывать путем непрерывного хода назад до упора. Гидроприводы дозаторного типа применяются при автоматизации сварочных работ.

Точность позиционирования гидро- и пневмоприводов с многопоршневыми двигателями не зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды. Примерная схема многопоршневого объемного двигателя показана на рис. 11.2. Дискретный двигатель имеет цилиндр, выходной шток и несколько поршней, связанных замковыми устройствами. Размеры замковых устройств выполнены такими, чтобы поршни могли перемещаться один относительно другого на величины $l_1 = y_e$, $l_2 = 2y_e$, $l_3 = 4y_e$, $l_4 = 8y_e$ и так далее, где y_e — единичное перемещение выходного звена. Полости между поршнями образуют рабочие камеры линейного двигателя, которые соединены исполнительными линиями Л1—Л4 с управляющими распределителями Р1—Р4. Штоковая полость с половинной эффективной площадью постоянно соединена с напорной линией. Распределители Р1—Р4 с электрическим управлением в заданной последовательности соединяют исполнительные линии Л1—Л4 и рабочие камеры двигателя с напорной или сливной магистральными линиями. Координату выходного звена многопоршневого двигателя можно выразить с помощью двоичного кода:

$$a_k = \begin{cases} 1 & \text{при } H; \\ 0 & \text{при } C; \end{cases} \quad (11.48)$$

$$Z = \sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1}; \quad (11.49)$$

$$y_k = Z y_0 \pm \Delta y_k, \quad (11.50)$$

где a_k — значение цифры двоичного кода, зависящее от состояния исполнительской линии; Н и С — условное обозначение соединения с напорной и сливной (выхлопной) магистральными линиями; Z — число, заданное управляющими сигналами; N — число разрядов двоичного кода, соответствующее числу исполнительских линий или поршней; k — номер разряда двоичного кода, соответствующий номеру исполнительской линии. Чтобы установить выходное звено многопоршневого двигателя в позицию

$$y_k = 10y_0 \pm \Delta y_k, \quad (11.51)$$

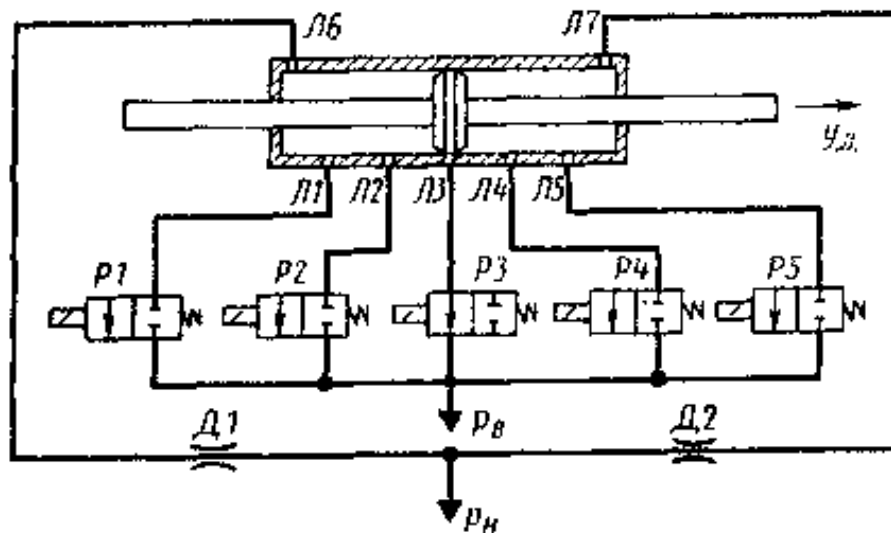


Рис. 11.3. Схема позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем

нужно включить электромагниты $P2$ и $P4$. При этом исполнительские линии $Л2$ и $Л4$ соединяются с напорной, а $Л1$ и $Л3$ останутся соединенными со сливной. Перемещение выходного звена будет соответствовать сумме перемещений поршней:

$$y_k = l_2 + l_4 \pm \Delta y_k = 2y_0 + 8y_0 \pm \Delta y_k = 10y_0 \pm \Delta y_k. \quad (11.51)$$

Согласно формуле (5.3) число

$$Z = 0 \cdot 2^0 + 1 \cdot 2 + 0 \cdot 2^2 + 1 \cdot 2^3 = 2 + 8 = 10. \quad (11.52)$$

Общее число дискретных положений выходного звена многопоршневого двигателя зависит от числа N поршней или исполнительных линий с распределителями и равно соответственно 2^N . Ошибка позиционирования Δy_d зависит от точности изготовления деталей замковых устройств и составляет $\Delta y_d = \pm(0,05 \dots 0,2)$ мм.

Известны линейные и поворотные гидравлические и пневматические многопоршневые или многополостные двигатели. Высокая точность позиционирования и возможность управления в двоичном коде — преимущество рассматриваемых позиционеров. К числу недостатков относятся значительные габаритные размеры и сложность конструкции многопоршневого двигателя. Кроме того, в некоторых случаях возникает неуправляемое движение выходного звена в период переключения двигателя из одной позиции в другую. Это связано с различным объемом камер между поршнями в цилиндре, которые заполняются и опорожняются неодинаковое время. Многопоршневые двигатели применяют в различных дискретных управляющих устройствах.

Многоканальный (многодырочный) гидродвигатель имеет один поршень и обычные для гидроцилиндра габаритные размеры (рис. 11.3). В стенке цилиндра выполнены отверстия, которые соединены исполнительными линиями $Л1—Л5$ с распределителями $Р1—Р5$. Число отверстий соответствует числу позиций выходного звена (штока). Обе полости гидроцилиндра соединены через линии $Л8$ и $Л7$ и магистральные дроссели $Д1, Д2$ с напорной гидролинией. Положение (позиция) поршня со штоком зависит номера отверстия, соединенного в рассматриваемый момент времени посредством распределителя со сливной гидролинией. Так как в соединенной со сливом полости гидроцилиндра давление снижается, то поршень со штоком перемещается в сторону указанного отверстия. Равновесие сил, действующих на поршень, наступит в момент, когда его пояска перекроет соединенное со сливом отверстие.

Чтобы оценить свойства позиционного гидропривода с многоканальным двигателем, воспользуемся следующими упрощенными зависимостями (без учета сопротивления гидролиний и гидрораспределителей) для координаты y_o выходного звена, предельной скорости v_a движения поршня и непроизводительного расхода $Q_{сл}$ жидкости на слив в процессе движения поршня:

$$y_d = n_o y_o - \Delta y_d; \quad v_n = \frac{\alpha_d}{q_d} \sqrt{p_n - H_{cl}/(q_d \eta_{д.м}) - p_b}; \quad (11.52)$$

$$Q_{сл} = \alpha_d \sqrt{p_n - p_b}, \quad (11.53)$$

где n_o — порядковый номер отверстия, соединенного со сливом; y_o — единичное перемещение выходного звена; α_d — проводимость магистрального дросселя; p_n и p_b — давление жидкости в напорной и сливной гидролиниях.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что магистральные дроссели отрицательно влияют на быстродействие позиционного гидропривода и вызывают значительные потери энергии. С увеличением проводимости α_d возрастает расход $Q_{сл}$, а при уменьшении α_d значения снижается скорость v_n .

Ошибка Δy_d позиционирования зависит от формы и размеров пояска на поршне и отверстий в стенке цилиндра. Значение Δy_d приблизительно равно перекрытию пояска отверстия. Существенный недостаток позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем — большое число распределителей с электрическим управлением. Так, чтобы обеспечить 20 позиций, привод с многоканальным гидродвигателем должен содержать 20 гидрораспределителей. Устранить этот недостаток удалось созданием шаговых гидро- и пневмодвигателей с цикловым управлением.

Исторически первыми появились шаговые двигатели с механической редукцией шага [39]. Примеры схем таких двигателей показаны на рис. 11.4 и 11.5. Механическую редукцию шага обеспечивает в радиально-поршневом шаговом двигателе (рис. 5.4) роликотулачковый передаточный механизм. Поочередное соединение одной из пяти поршневых камер с напорной линией при соединении остальных со сливом достигается поворотом выходного звена (вала) на величину, равную

$$g_{шаг} = 2\pi/(n_d n_k), \quad (11.54)$$

где n_n — число поршней; n_k — число кулачков на статоре.

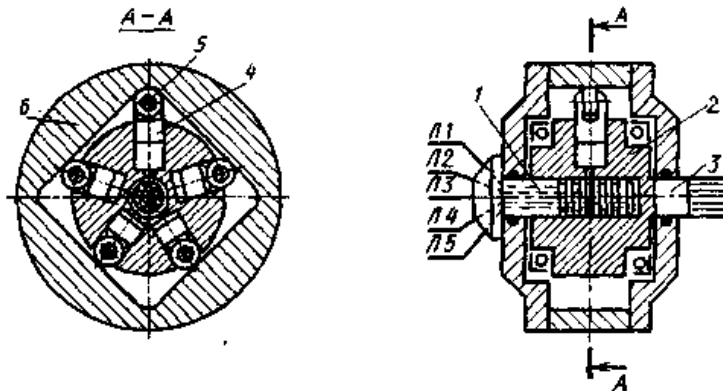


Рис. 11.4. Схема радиально-поршневого шагового двигателя с роликокулачковым передаточным механизмом:
1 — распределительная ось; 3 — ротор; 3 — выходное звено; 4 — поршень; 5 — ролик; 6 — кулачковый статор

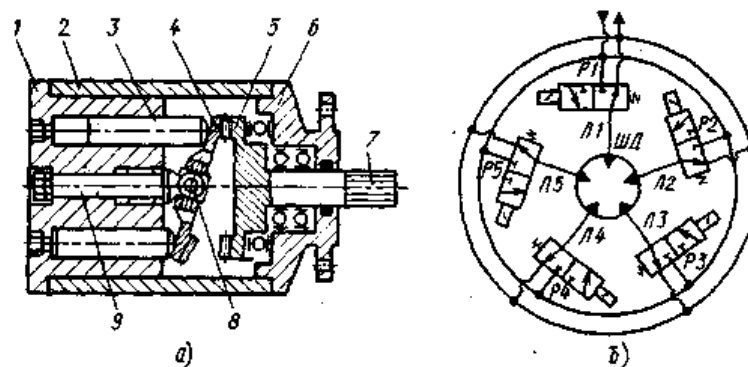


Рис. 11.5. Схемы:

a — аксиально-поршневого шагового двигателя с планетарно-зубчатым передаточным механизмом; *б* — исполнительная часть шагового привода; 1 — блок цилиндров; 2 — корпус; 3 — поршень; 4 — качающаяся планетарная шестерня; 5 — ротор с торцовым зубчатым венцом; 6 — передняя крышка; 7 — выходное звено; 8 — силовой кардан; 9 — неподвижная ось; ШД — шаговый двигатель, ПЛ — ПЛ — исполнительные линии; П1—П5 — распределители

При конструировании шаговых двигателей рассматриваемого типа необходимо выдерживать соотношения: $n_n \geq 3$, $n_k \geq 1$ и $n_k \neq n_n$. Роликокулачковый механизм обеспечивает значительный крутящий момент на выходном валу и приемлемую долговечность двигателя. Однако такая конструкция непригодна для осуществления малых шагов.

Аксиально-поршневой шаговый двигатель с планетарно-зубчатым передаточным механизмом (рис. 11.5, *a*) также выполняет шаговое перемещение выходного звена при поочередном включении распределителей П1—П5 и соединений поршневых камер с напорной и сливной (выхлопной) магистральными линиями. Благодаря планетарно-зубчатому механизму он обеспечивает весьма малый угловой шаг

$$\theta_{\text{шаг}} = 2\pi / (n_n i_p), \quad (11.55)$$

где $lp = z_p/(z_n - z_p)$ — передаточное число планетарного редуктора; z_p и z_n — число зубьев вращающейся роторной и качающейся без вращения планетарной шестерен.

Чаще всего принимают $z_n - z_p = 1$. К недостаткам планетарно-зубчатого механизма относится повышенный износ зубьев при значительных передаваемых крутящих моментах.

Большое число шаговых гидро- и пневмодвигателей имеет механическую редукцию шага. К ним относятся поршневые, диафрагменные, сильфонные и струйные шаговые двигатели вращательного и поступательного движения. Частота отработки управляющих электрических сигналов позиционными приводами с шаговыми гидро- и пневмодвигателями ограничивается, главным образом, быстротой действия распределителей с электромагнитами и составляет $f_{э,м} = 10 \dots 100$ Гц. Общий недостаток шаговых двигателей с механической редукцией шага — зависимость ошибки Δy_0 позиционирования от износа силового передаточного механизма, поэтому их преимущественно применяют в автоматических устройствах небольшой мощности (до 3 кВт).

Дальнейшее развитие объемных приводов дискретного действия привело к созданию шаговых гидродвигателей с гидравлической редукцией шага, которые практически не имеют ограничений по мощности. Такие гидродвигатели представляют собой сочетание серийно выпускаемого гидродвигателя непрерывного действия и специального шагового распределителя. Примеры схем шаговых гидроприводов, содержащих шаговые распределители, показаны на рис. 11.6. Подвижная часть шагового распределителя соединена с выходным звеном (валом или штоком) объемного гидродвигателя. Подводные окна соединены исполнительными гидролиниями $Л1—Л4$ с гидрораспределителями $P1$ и $P2$. Отводные окна шагового распределителя соединены каналами или трубопроводами с полостями гидродвигателя. Исполнительные гидролинии переключаются гидрораспределителями циклично в определенной тактовой последовательности (табл. 6).

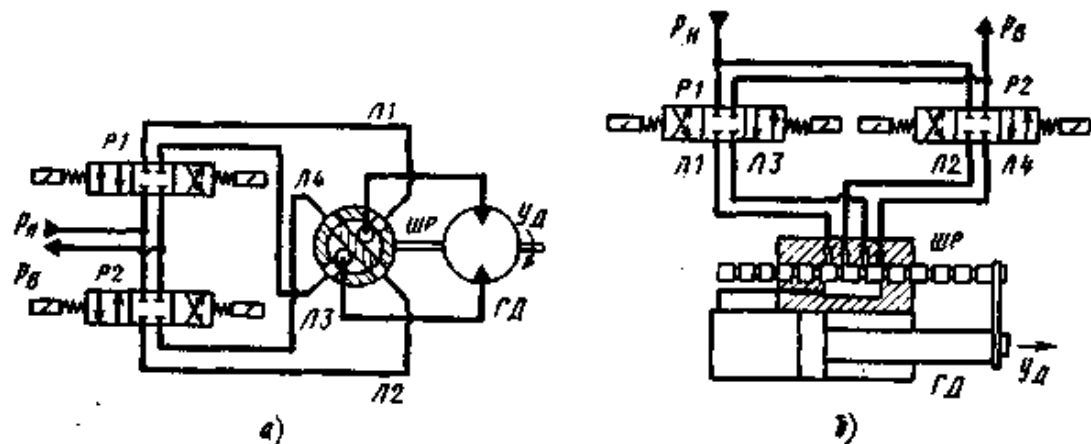


Рис. 11.6. Схемы шаговых гидроприводов с гидравлической редукцией шага: а — вращательного движения; б — то же, поступательного; ГД — гидродвигатель; ШР — шаговый распределитель; Л1—Л4 — исполнительные гидролинии; P1 и P2 — гидрораспределители с электрическим управлением

6. Пример четырехтактного переключения исполнительных гидролиний

№ такта	Л1	Л2	Л3	Л4
1	Н	П	С	П
2	П	Н	П	С
3	С	П	Н	П
4	П	С	П	Н

Примечание. Н — напор;
П — перекрыто; С — слив.

При каждом переключении комммутирующими распределителями $P1$ и $P2$ исполнительных

гидролиний $Л1—Л4$ в указанной последовательности выходное звено гидродвигателя перемещается на один шаг. Отработка каждого шага осуществляется гидродвигателем в релейном режиме (см. рис. 11.6, а). В начале шага жидкость из напорной гидролинии поступает через соответствующее

окно шагового распределителя в напорную полость гидродвигателя. Из полости вытеснения жидкость через второе окно

перетекает на слив. Гидродвигатель приходит в движение. В конце шага подвижный элемент шагового распределителя перекрывает названные окна, в результате чего гидродвигатель тормозится. При последующем тактовом переключении исполнительных гидролиний гидродвигатель выполняет следующий шаг и так далее.

Реверс гидродвигателя осуществляется при обратном тактовом переключении исполнительных гидролиний. В режиме фиксации выходного звена в заданной позиции гидродвигатель с шаговым распределителем действует подобно следящему приводу с механической обратной связью.

Шаговые гидродвигатели с гидравлической редукцией шага имеют такие угловые и линейные шаги: $y_{шаг} = 4,5... 22,5^\circ$ и $y_{шаг} = 2... 40$ мм, максимальную частоту отработки управляющих сигналов $f_{уп} = 20... 100$ Гц. Ошибка позиционирования $\Delta y_a = (0,1... 0,2) y_{шаг}$. Сила, развиваемая шаговыми гидродвигателями поступательного движения, $N_d = (5 \cdot 10^4... 3 \cdot 10^5)$ Н, крутящий момент у шаговых гидромоторов $N_d = 50... 500$ Нм.

Некоторые образцы шаговых гидроприводов с гидравлической редукцией шага применяются в системах дистанционного управления подъемного крана и бурового станка, в системе рулевого управления мобильного энерготехнологического средства, в подъемном механизме листогагрузчика автоматической штамповочной линии и в серийно выпускаемом автоматическом конвейерном манипуляторе. В будущем, по мере автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и установочных операций, эффективность применения дискретных гидро- и пневмоприводов будет возрастать.