

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
(МАДИ)



Г.О. ТРИФОНОВА, О.И.ТРИФОНОВА

СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
(МАДИ)

Г.О. ТРИФОНОВА, О.И. ТРИФОНОВА

СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Учебное пособие

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специальностям направления подготовки «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы», специальностям «Наземные транспортно-технологические средства», «Транспортные средства специального назначения» и направлению подготовки бакалавров «Наземные транспортно-технологические комплексы»

МОСКВА
МАДИ
2013

УДК 629.3-8-503.54

ББК 39.12:34.447

Г691

Рецензенты:

зав. кафедрой «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы» МИИТа

д-р техн. наук, проф. В.Ф. Ковальский;

зав. общеинститутской кафедрой естественно-научных дисциплин

ГОУ ВПО МГПУ д-р техн. наук, проф. В.А. Бубнов;

д-р техн. наук, проф. МГТУ «СТАНКИН» М.Г. Косов

Трифонова, Г.О.

Г 691 Следящие системы приводов: учеб. пособие / Г.О. Трифонова, О.И. Трифонова; МАДИ. – М., 2013.-142 с.

Учебное пособие составлено в соответствии с учебной программой курсов «Гидравлика и гидропневмопривод» и «Гидравлические и пневматические системы», в которых изложена тема курса «Следящие системы приводов рулевого управления автомобилей». В пособии излагаются основные принципы управления следящими приводами, описаны конструкции разновидностей исполнения рулевых приводов в автомобилях, станках, самолётах, рулевых машинах судов. Дается математическое описание следящих приводов. Приведена методика расчета привода и управляющих устройств.

Пособие предназначено для студентов механических специальностей очного и заочного обучения.

УДК 629.3-8-503.54

ББК 39.12:34.447

© МАДИ, 2013

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время наблюдается резкое изменение структуры производства, повысились требования к мобильности производства, его производительности и экономичности, резко сократились сроки морального износа техники. Становится особо актуальной задача совершенствования оборудования при одновременном сокращении сроков на проектирование, изготовление и отладку, что предопределило необходимость применения новых методов построения оборудования [7, 9, 12].

Одним из основных направлений развития технологического оборудования становится модульный принцип формирования техники, сущность которого состоит в комплектовании разнообразных сложных нестандартных комплексов с большим различием характеристик и функций из небольшого, экономически обоснованного количества типов и типоразмеров одинаковых, типовых или стандартных общих элементов, называемых модулями.

Под модулем следует понимать самостоятельное изделие, имеющее автономную документацию на изготовление и полностью собранные изделия, прошедшие функциональную проверку и готовые к монтажу. Модуль характеризуется конструктивной и технологической завершенностью, не требующей каких-либо дополнительных работ по технической подготовке, и обладает строго фиксированными параметрами (геометрическими размерами, функциональными характеристиками).

Модули могут легко соединяться, образуя сложные системы различных типов и типоразмеров, разъединяться и заменяться при ремонте или модернизации с целью получения систем с другими характеристиками.

Основным преимуществом модульного формирования техники является возможность обеспечить предварительное, еще до начала проектирования технической системы, упорядочение состава их элементов. Модульный принцип создания оборудования предполагает разделение его на конструктивно независимые модули, на основе которых производится компоновка оборудования. Модульный принцип рационального построения внутренних связей оборудова-

ния возможно осуществить на основе гидравлических связей в виде гидравлических приводов различного действия. Применение гидравлических приводов объясняется известными преимуществами гидропривода, главными из которых являются:

- большая энергоёмкость, т.е. малая масса и объём, приходящийся на единицу мощности, поэтому по сравнению с электрическим приводом он имеет более благоприятную характеристику. Так, масса гидравлических систем примерно на 20...30% меньше массы аналогичных электрических установок;
- малая инерционность гидравлических приводов по сравнению с другими, аналогичными по назначению и мощности;
- простота бесступенчатого регулирования скоростей и широкий диапазон их регулирования;
- способность воспринимать значительные динамические нагрузки и легкость защиты от перегрузок;
- нечувствительность к перегрузкам за счет ограничения рабочего давления;
- простота конструкции и возможность получения наиболее удобной компоновки;
- возможность обеспечить высокое быстродействие исполнительных органов благодаря малой инерционности;
- высокая износостойкость элементов гидроприводов, поскольку они находятся в условиях хорошей смазываемости, а в качестве рабочей среды используются жидкости с высокими смазывающими свойствами.

Широко распространенной технической задачей, возникающей при комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, является обеспечение позиционирования рабочих органов машин. Для этого необходимо осуществить движения с заданным быстродействием, остановкой привода с требуемой точностью и фиксированием привода под воздействием внешней нагрузки.

Такая задача возникает при программном управлении станками и технологическим оборудованием, дистанционном воздействии на органы управления транспортных машин, летательных аппаратов,

судов, автоматизации подъёмно-транспортных, погрузочно-разгрузочных операций с помощью автоматических манипуляторов и в других случаях.

Для решения задачи позиционирования рабочих органов привода применяются два существенно отличающихся типа: следящие приводы с двигателями непрерывного действия и дискретные приводы с шаговыми двигателями. Если кроме позиционирования привода требуется его плавное движение в широком диапазоне скоростей, преимущества следящих приводов неоспоримы.

В случаях, когда главным функциональным назначением привода является позиционирование, дискретные приводы с шаговыми двигателями имеют существенные преимущества благодаря отсутствию сложных и дорогостоящих элементов обратных связей и сравнивающих устройств.

Работа авторов распределилась следующим образом: главы 1, 3, 4, 5 написаны Трифоновой Г.О.; глава 2 написана Трифоновой О.И.

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

1.1. Структура следящих приводов

Любая следящая система состоит из следующих элементов: устройства, задающего входной сигнал; сравнивающего устройства; исполнительного механизма; обратной связи. В некоторых системах между исполнительным механизмом и сравнивающим устройством применяют преобразователь сигнала и усилитель сигнала рассогласования.

В качестве задающего устройства могут быть различные программноносители, например, жесткие копии или шаблоны. В станках с программным управлением задающим устройством может служить программноноситель, записанный на перфоленте, магнитном или лазерном диске с соответствующим преобразователем. Программноноситель преобразует данную программу в сигналы управления движением исполнительного механизма. Выходным сигналом задающего устройства является $X_{вх}$ (рис. 1.1).

В гидравлических копировальных следящих системах в качестве программносителя часто используется механический копир, который при движении относительно щупа сообщает ему механическое перемещение в соответствии с профилем или законом изменения входной величины, зафиксированным на копире.

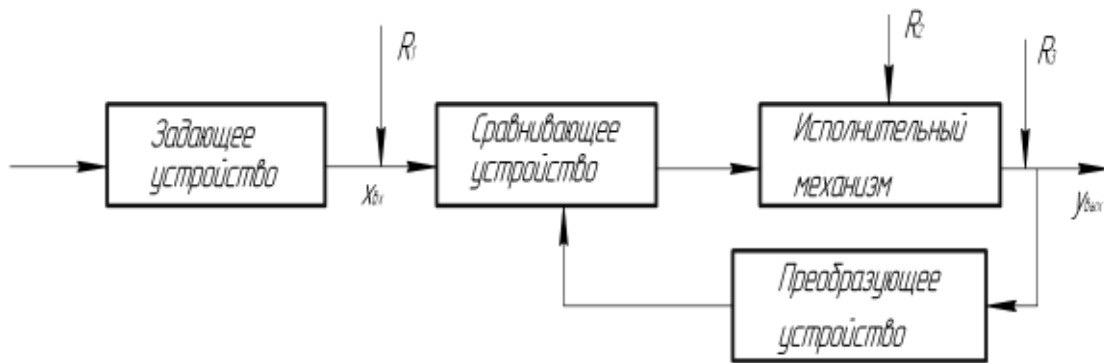


Рис. 1.1. Структура следящей системы

Механическое перемещение щупа передается дросселирующему распределителю, который управляет движением исполнительного механизма.

Перемещение исполнительного механизма является выходным сигналом – $Y_{\text{вых}}$. Выходной сигнал используется для выполнения полезной работы, и одновременно поступает на сравнивающее устройство. Выходной сигнал, идущий на сравнивающее устройство, называется обратной связью. Механическая связь часто бывает с передаточным отношением 1:1 или с любым другим соотношением. Обратная связь может быть в зависимости от системы управления и технических средств её реализации электронной, пневматической, электрической.

Входной и выходной сигналы подаются на сравнивающее устройство. Сравнивать можно только величины, имеющие одну физическую природу, например, перемещение с перемещением, скорость со скоростью, объём с объёмом и т.д. Сравнивающее устройство наиболее важный механизм следящей системы. Любое сравнивающее устройство характеризуется тем, что имеет два входа и один выход одной и той же физической природы. В качестве сравниваемых величин могут быть как кинематические величины (пе-

ремещение, скорость, ускорение), так и силовые (сила, давление и т.д.). В гидравлических следящих системах часто сравниваются перемещения.

Сравнивающее устройство в таких системах состоит из дросселирующего распределителя, где входными величинами являются независимые перемещения затвора и корпуса распределителя, а выходной величиной является ширина дросселирующей щели. Причём в сравнивающем устройстве нас интересует не перемещение всего затвора, а лишь кромки затвора и кромки корпуса распределителя.

Часто под обратной связью понимают жестко организованную цепочку элементов связи выходного сигнала системы с входным сигналом, при котором отклонение выходного сигнала вызывает соответствующее изменение входного сигнала объекта. В понятие обратной связи включают не только сравниваемые сигналы, но и сравнивающее устройство.

Обратная связь может быть положительная и отрицательная. Положительная обратная связь – это такая связь выходного сигнала системы с входным сигналом, при котором выходной сигнал только усиливается. Такая связь часто используется в электронике для повышения коэффициента усиления схем.

В следящих системах применяется отрицательная обратная связь. Отрицательная обратная связь – это такая связь выходного сигнала системы с входным сигналом, при которой отклонение выходного сигнала одного знака вызывает изменение входного сигнала противоположного знака.

Со сравнивающего устройства сигнал рассогласования передается обычно усилителю. Усилитель характеризуется тем, что им регулируется энергия, подводимая к исполнительному двигателю. Величина энергии, подводимой к гидравлическому двигателю, определяется величиной проходных щелей дросселирующего распределителя. Усилителем регулируется энергия, подводимая к исполнительному двигателю. Потребляемая энергия определяется величиной площади проходной щели дросселирующего распределителя. В рассматриваемых схемах распределитель выполняет две функции сравнивающего устройства и усилителя.

В следящих системах выходной сигнал заранее не известен. Он может быть случайной величиной, потому что на систему кроме управляющего воздействия, которое задается в соответствии с технологическим процессом, могут влиять и факторы, носящие случайный, трудно предсказуемый характер – возмущающие воздействия. Например, температура окружающего воздуха, колебания напряжения в электросети, изменение силы трения и т.д.

Преимуществом следящих систем является то, что система компенсирует влияние любого возмущающего воздействия, которое вызвало отклонение $\epsilon \Delta$ величины выходного сигнала системы, путём изменения через цепь отрицательной обратной связи $\epsilon \Delta$ величины входного сигнала.

Недостатком является то, что после появления отклонения выходного сигнала регулятор должен компенсировать возмущающее воздействие и уменьшить отклонение от заданного значения величины регулируемого параметра – выходного сигнала системы.

Следящие системы разделяются на непрерывные и дискретные. Непрерывные сигналы представляют собой величины, значения которых являются непрерывными функциями времени (сигналы меняются во времени постоянно). У дискретных сигналов значения изменяются через равные промежутки времени.

Рассмотрим принцип действия следящих приводов на примере суппорта копировально-токарного станка, рис.1.2.

Задающим устройством является копир 7. Для обработки детали 3, помимо подачи, управляющей следящим приводом 4, который расположен на поперечном суппорте 10, необходимо перемещать последний для обеспечения продольного движения щупа и копира вдоль оси детали. Продольная подача может быть постоянной величиной. Она осуществляется двигателем, который управляется распределителем 11.

В дальнейшем привод продольной подачи рассматриваться не будет.

Щуп 8, взаимодействуя с копиром, в зависимости от профиля рабочей поверхности копира будет смещать затвор следящего распределителя вдоль его оси, соответственно увеличивая или

уменьшая площадь проходной щели, что приведет к смещению суппорта, в результате изменится количество подводимой жидкости.

В зависимости от типа затвора распределителя различают однокоординатные гидравлические следящие системы с одно-, двух- и четырехщелевыми дросселирующими распределителями.

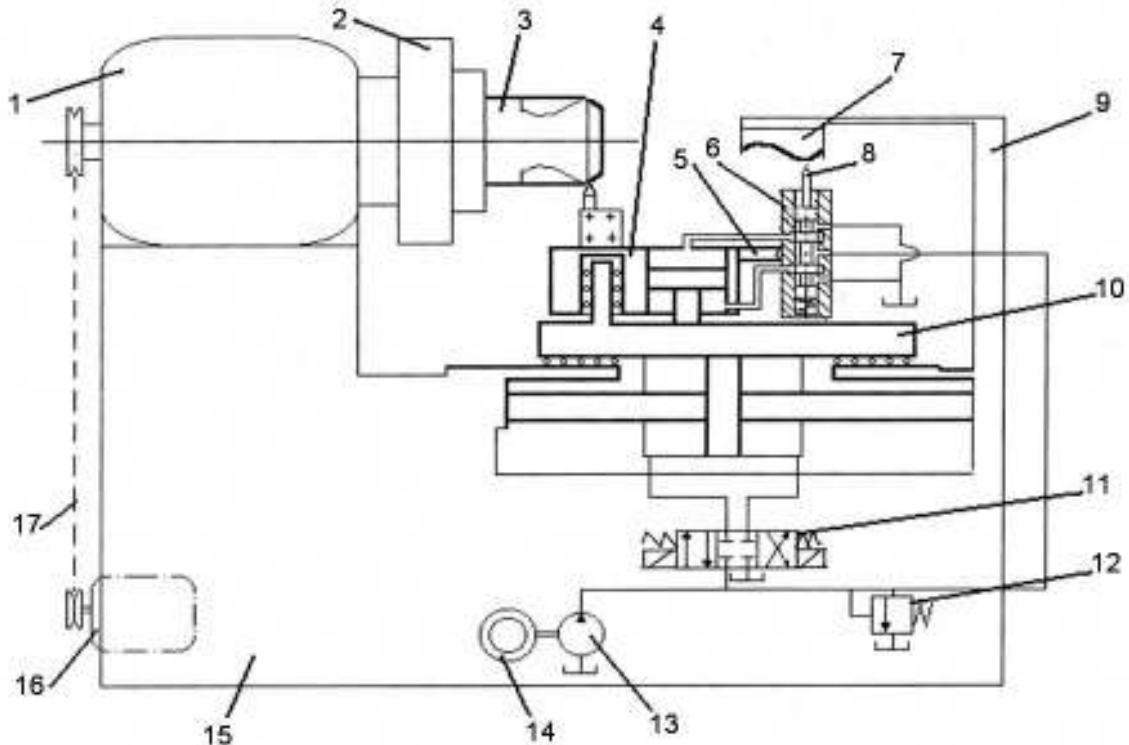


Рис.1.2. Суппорт копировально-токарного станка:

1 – коробка скоростей; 2- патрон; 3 – заготовка; 4 – поперечный суппорт с копировальным приводом; 5 – жесткая обратная связь резца со сравнивающим устройством; 6 - корпус гидродвигателя и дросселирующего распределителя; 7 – копир; 8 – щуп; 9 - кронштейн копира; 10 – продольный суппорт; 11 – распределитель (управляющее устройство продольного суппорта); 12 – предохранительный клапан; 13 – насос; 14 – электрический двигатель насоса; 15 – станина станка; 16 – электродвигатель; 17 – гибкая передача

1.2. Гидравлические следящие системы с однощелевым дросселирующим распределителем

В гидравлических следящих приводах с однощелевым распределителем управление движением осуществляется только одной полостью исполнительного гидравлического двигателя. Поэтому для двухстороннего движения необходимо обеспечить воздействие, противоположно направленное рабочей полости двигателя, например, в виде силы тяжести, рис. 1.3,а (плунжерный цилиндр для это-

го случая должен располагаться вертикально), или силы, создаваемой за счет постоянно подведенного давления.

На рис. 1.3,а система работает следующим образом. Под воздействием копира 1 затвор 3 распределителя 2 перемещается вверх, расстояние между сечениями А-А (кромка корпуса распределителя) и С-С (кромка затвора распределителя) уменьшается, что ведет к уменьшению площади дросселирующей щели. Сопротивление потоку рабочей среды увеличивается, давление p_1 в плунжерном цилиндре 5 возрастает. Возможно, движущая сила $H_{д-}$, действующая на поршень 4 цилиндра 5 $H_{д-} = p_1 \cdot f_1$, будет больше внешней силы $H = m \cdot g + H_{p-}$, тогда поршень перемещается вверх вместе с корпусом распределителя 2, тем самым увеличивая ширину дросселирующей щели h .

Давление p_1 в напорной гидролинии будет определяться нагрузкой на плунжерный цилиндр, следовательно, потребляемая мощность будет прямо пропорциональна давлению в полости цилиндра. Предохранительный клапан КП1 работает в аварийном режиме. Рассмотренная гидравлическая схема может быть представлена в виде полумостовой схемы, показанной на рис. 1.3,б.

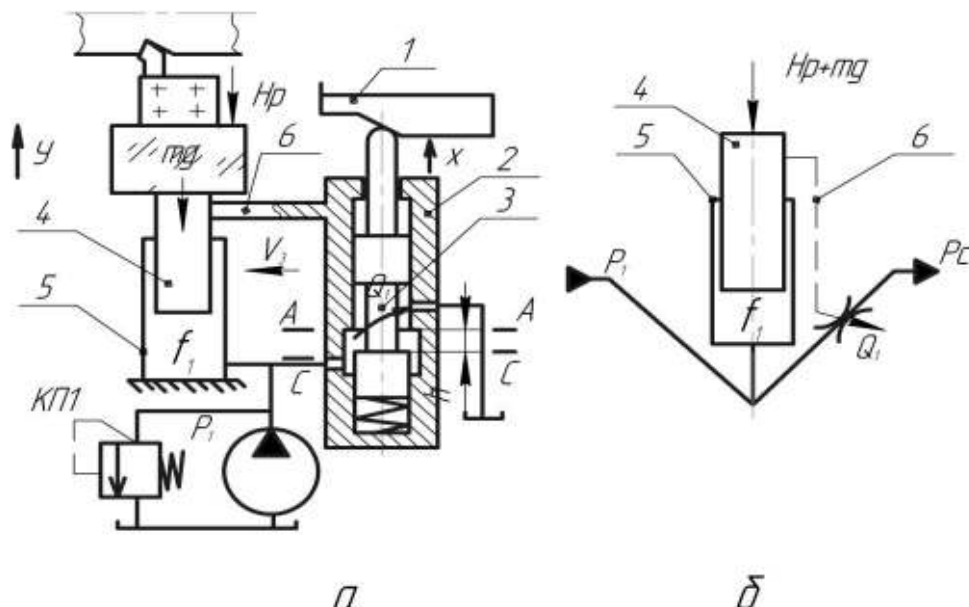


Рис.1.3. Копировальная система с одним насосом и однощелевым управляющим распределителем: а - принципиальная схема: 1 – копир, 2 – корпус, 3 – затвор, 4 – поршень, 5 – цилиндр, 6 – обратная связь; б – мостовая схема

Следящие системы с такой схемой могут быть применены в консольно-фрезерных станках.

Для того чтобы в токарно-копировальном станке резец проточил участок детали одинаковым радиусом, он не должен перемещаться вертикально, что возможно, если часть жидкости, проходящая через дросселирующую щель, будет сливаться в бак.

Это начальное положение дросселирующей щели. Обозначим ширину при начальном положении – h_0 . Текущая ширина щели – h . Дросселирующая щель имеет форму боковой поверхности цилиндра. Пусть сечение А-А – верхнее кольцо, образованное кромкой корпуса распределителя, а сечение С-С – нижнее кольцо, образованное кромкой затвора распределителя. Перемещение, приводящее к увеличению площади щели, принято за положительное значение, а перемещение приводящее к уменьшению – за отрицательное значение.

Рассмотрим случай, когда затвор распределителя смещается вниз. Если привод кроме детали и копира начинает перемещаться горизонтально другим двигателем, не показанным на рис.1.3, с какой-то постоянной скоростью V_3 , то под воздействием копира затвор дросселирующего распределителя смещается вниз на величину – X , рис.1.4. Текущая ширина щели становится равной $h = h_0 + X$, в результате площадь щели $f = \pi \cdot d \cdot h$ увеличивается, поэтому в бак сольётся больше жидкости, а давление полости цилиндра уменьшится. Может наступить момент, когда сила $H_{д-}$, действующая в полости цилиндра, станет меньше силы $G + H_p$, и корпус цилиндра с резцедержателем, резцом, корпусом распределителя переместятся вниз. Ширина щели станет равной $h = h_0 + X - Y$. Здесь обозначены X – перемещение затвора, Y – перемещение корпуса распределителя. Входное воздействие – X и выходное – Y связаны между собой обратной связью.

В обоих случаях от входного воздействия – смещения кромки затвора X – отнимается выходное воздействие – смещение кромки корпуса Y . Это называется отрицательной обратной связью 6.

Если обратная связь положительная, то сигнал не сравнивается, а усиливается. Такой вариант нас не интересует, но чтобы в этом убедиться, рассмотрим его на примере, показанном на рис.1.5.

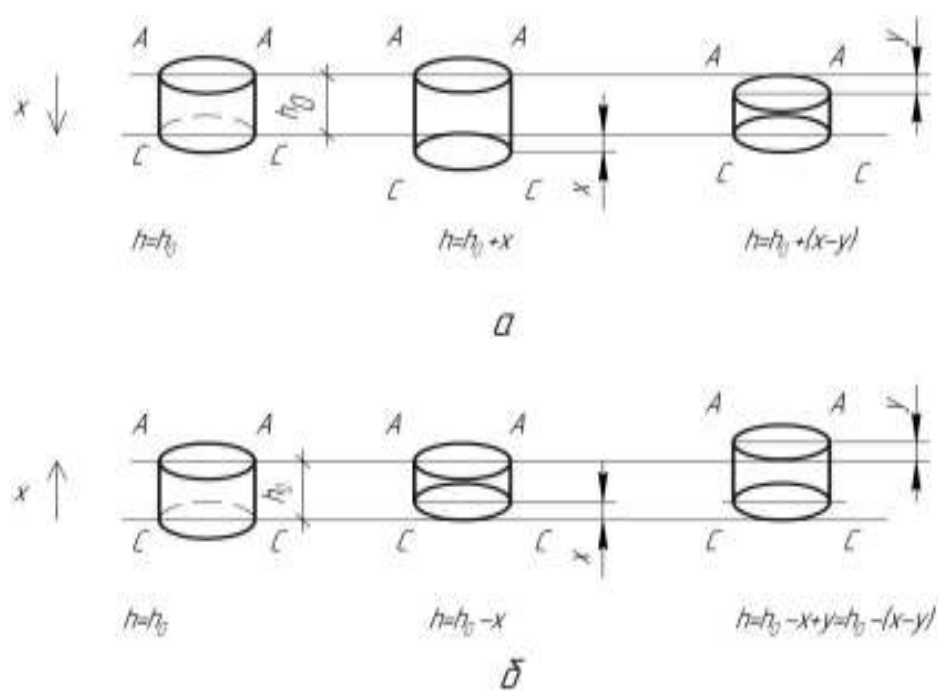


Рис.1.4. Изменение ширины дросселирующей щели при смещении затвора распределителя: а – смещение затвора вниз; б - смещение затвора вверх

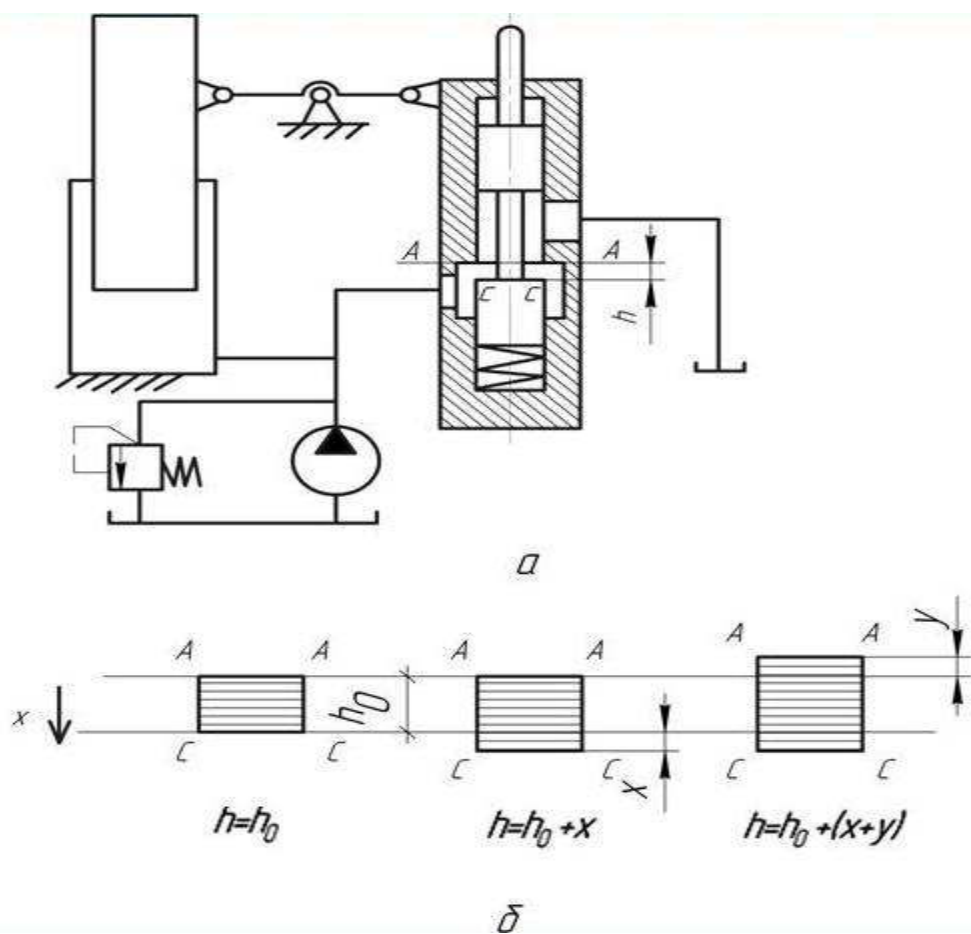


Рис.1.5. Гидравлический усилитель: а- схема; б- ширина дросселирующей щели

Пусть кромка затвора распределителя сечение С-С опускается вниз под действием копира. Ширина дросселирующей щели увеличивается $\Delta h = h_0 + X$, в результате в бак сливается больше жидкости от насоса и давление в полости двигателя становится меньше. Поршень плунжерного цилиндра опускается, а корпус распределителя через рычаг поднимается. Следовательно, поднимается кромка корпуса распределителя сечение А-А, тем самым еще больше увеличивая щель.

Ширина щели становится равной $\Delta h = h_0 + X + Y$, т.е. первоначальный сигнал увеличивается.

У однощелевых дросселирующих распределителей внешнее воздействие можно обеспечить не только за счет сил гравитации, но и за счет силы упругой пружины, или пневмоаккумулятора, или дополнительного источника питания (рис.1.6,а), или с помощью одного насоса и дросселя (рис.1.7,а и рис.1.8,а), которые обеспечивают перепад давления между нагрузочной f_2 и управляющей f_1 полостями гидроцилиндра.

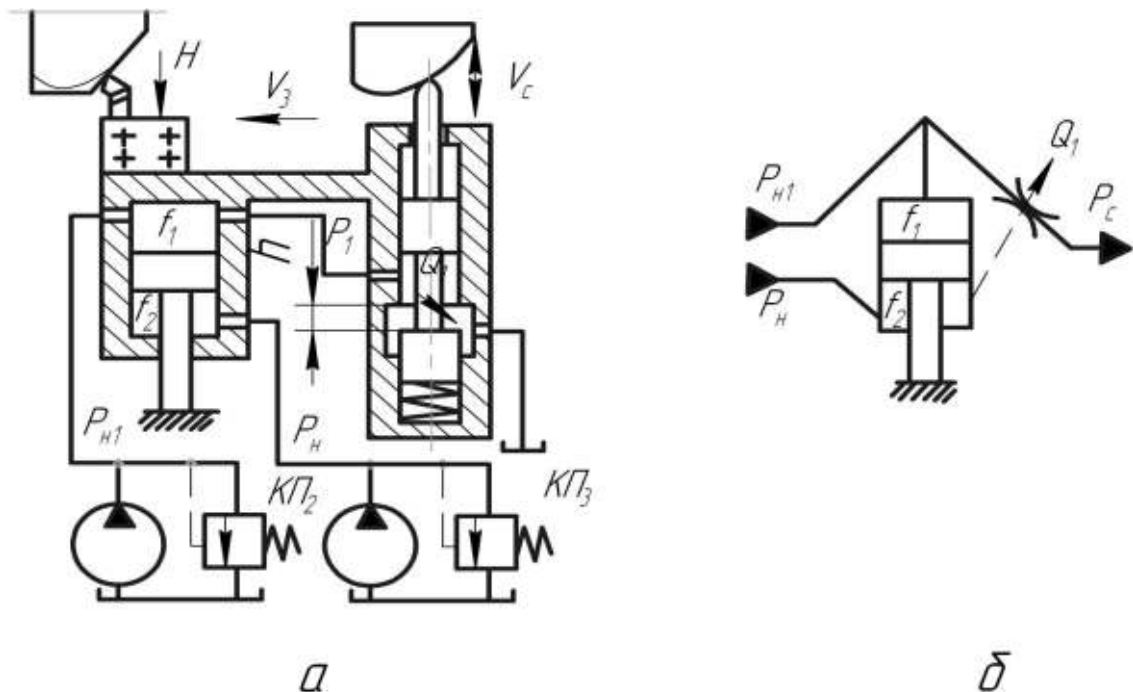
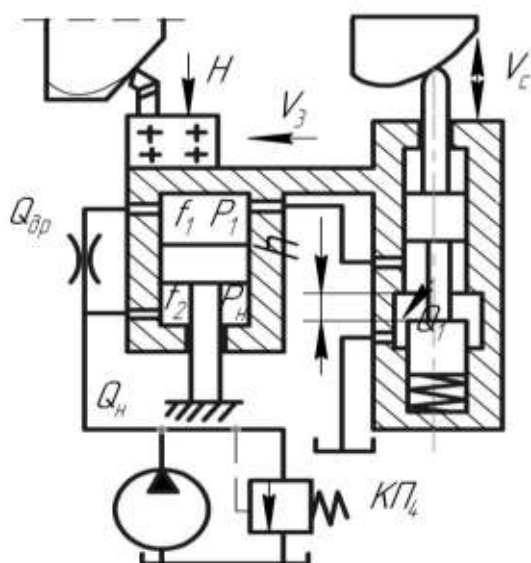


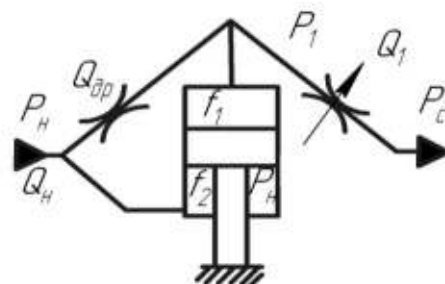
Рис.1.6. Копировальная система с однощелевым управляющим распределителем и двумя насосами: а - принципиальная схема; б - мостовая схема

В таких системах, чтобы скорости перемещения в обе стороны были одинаковыми при равных нагрузках, соотношение эффектив-

ных площадей принимают 1:2. Управление рабочей полостью может осуществляться как на выходе из неё (см. рис. 1.3,а; 1.6,а; 1.7,а.), так и на входе (см. рис.1.8,а).

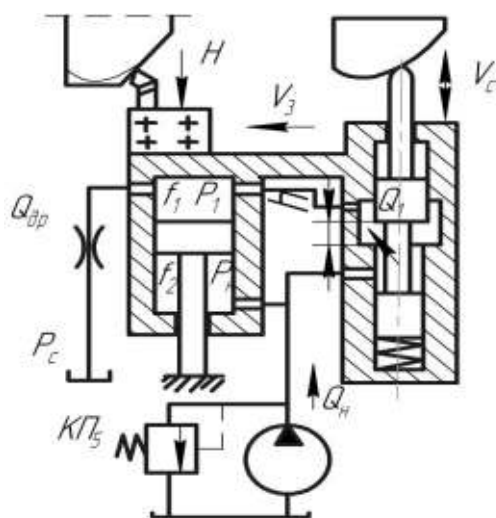


а

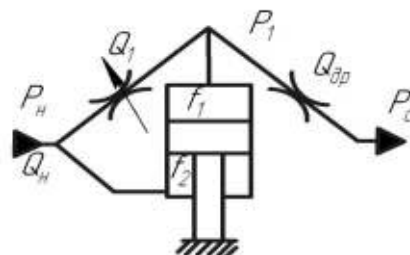


б

Рис.1.7. Копировальная система с одним насосом и однощелевым управляющим распределителем «на выходе»: а - принципиальная схема; б - мостовая схема



а



б

Рис.1.8. Копировальная система с одним насосом и однощелевым управляющим распределителем «на входе»: а - принципиальная схема; б - мостовая схема

Клапаны давления КП и КП2 нормально закрытые – работают в аварийном режиме, КП3, КП4, КП5 – работают в режимах переливных клапанов, поддерживая постоянное давление в напорных гидролиниях.

Рассмотренные гидравлические схемы могут быть представлены в виде мостовых схем, показанных на рис. 1.3,б; 1.6,б; 1.7,б; 1.8,б.

Гидравлические следящие системы с однощелевым управляющим (дросселирующим) распределителем просты в изготовлении. Однако они управляются только одной рабочей полостью гидродвигателя. Ошибка копирования у однощелевых систем при прочих равных условиях наибольшая.

В установившемся режиме ошибка копирования складывается из ошибки по силе [нагрузке] и ошибки по скорости слежения.

Обозначим: p_H - давление в напорной гидролинии; $\dot{V}_{др}$ - расход через постоянный дроссель; \dot{V}_{ε} - расход через дросселирующую щель; f_1 и f_2 - эффективные площади управляющей и нагрузочной полостей гидроцилиндра (часто соотношение площадей принимают равным $f_1 = 0.5 \cdot f_2$); d - диаметр затвора распределителя; h - величина открытия дросселирующей щели; p_1 и p_2 - давления в управляющей и нагрузочной полостях гидроцилиндра.

Чтобы оценить статические ошибки (силовую и скоростную), составим уравнения расходов и сил, действующих на подвижный элемент гидравлического двигателя, при установившихся режимах движения.

Уравнение сил для плунжерного цилиндра, преодолевающего кроме силы резания H_p еще и силу веса $G = m \cdot g$, будет следующим:

$$p_1 \cdot f_1 = H_p + m \cdot g.$$

В схемах на рис. 1.6,а, 1.7,а, 1.8,а вместо силы веса действует сила, возникающая от давления подведенной жидкости. Эта сила постоянна, как и сила веса, но определяется настройкой предохранительного клапана. Для гидроцилиндра с двумя рабочими полостями уравнение сил будет $p_1 \cdot f = H_p + p_H \cdot f_2$.

Для простоты описания силы сопротивления, демпфирующие силы, гидравлические силы, вызванные потоком движущейся жидкости, не учитываются.

Уравнения расходов запишем для областей, связывающих регулирующий орган с рабочими полостями двигателя, без учета внутренних утечек и сжимаемости рабочей среды.

Для схем, показанных на рис.1.3 и 1.6, расход, поступающий от насоса постоянной производительности Q_H , затрачивается на перемещение плунжера и на расход, проходящий через управляющую щель распределителя, величина которого зависит от направления скорости движения $Q_H = Q_1 \pm V_c \cdot f_1$.

Для схемы, приведенной на рис.1.7,а, удобнее записать уравнения расхода, сопоставив расходы через постоянный дроссель $Q_{др}$, управляющий распределитель Q_c и расход, проходящий через бесштоковую полость $V_c \cdot f_1$, затрачиваемый на перемещение

цилиндра: $Q_{др} = Q_1 \pm V_c \cdot f_1$, где $\mu \cdot f_{щл} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_{сл})}$, здесь μ - коэффициент расхода дросселирующей щели, ρ - плотность рабочей жидкости, $f_{щл}$ - площадь дросселирующей щели. Если полагать, что давление в гидролиниях, соединенных с баком, мало, то давлением слива можно пренебречь, т.е. $p_{сл} \approx 0$.

Площадь $[f_{щл}]$ проходного сечения дросселирующей щели зависит от формы щели, величины продольного смещения затвора относительно корпуса h и длины или ширины щели. Для цилиндрической щели её площадь может быть равна $f_{щл} = \pi \cdot b \cdot d \cdot h$. Здесь b - коэффициент использования ширины щели. При полном использовании ширины щели $b = 1$. Тогда $f_{щл} = 3.14 \cdot d \cdot h$. Продольное смещение затвора относительно корпуса определяется как $h = h_0 \pm X_c$, здесь $X_c = X - Y$, h_0 - открытие щели в нейтральном положении затвора, X_c - результирующий сигнал сравнения, X - перемещение затвора распределителя, Y - перемещение корпуса распределителя.

Оценим статические ошибки для схемы, приведенной на рис.1.3,а. Математическая модель:

$$\text{уравнение сил} \quad p_1 \cdot f_1 = H_p + m \cdot g \quad (1.1)$$

$$\text{уравнение расходов} \quad Q_H = Q_1 \pm V_c \cdot f_1, \quad (1.2)$$

$$\text{где } \gamma_1 = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot h \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_1}. \quad (1.3)$$

При нулевой скорости слежения и отсутствии нагрузки, т.е. при $V_c = 0$ и $H_p = 0$, определим давление в полости цилиндра из уравнения сил $p_1 = \frac{m \cdot g}{f_1}$. Полученные выражения подставляем в урав-

$$\text{нение (1.2)} \quad \gamma_H = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{m \cdot g}{f_1}}. \quad (1.4)$$

Нейтральное положение ширины дросселирующей щели будет равно

$$h_0 = \frac{\gamma_H}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{2m \cdot g}{\rho \cdot f_1}}}.$$

Ошибку оценивают последовательно по одному из параметров либо по силе, либо по скорости. Оценим силовую ошибку γ_r при нулевой скорости слежения $V_c = 0$. Из уравнения (1.1) имеем

$$p_1 = \frac{m \cdot g}{f_1} + \frac{H_p}{f_1}. \quad \text{От уравнения (1.2) остается } \gamma_H = \gamma_1, \text{ т.е.}$$

$$\gamma_H = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot (h_0 - h_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{m \cdot g}{f_1} + \frac{H_p}{f_1} \right)}.$$

Или учитывая выражение (1.4), получим

$$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{m \cdot g}{f_1}} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot (h_0 - h_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{m \cdot g}{f_1} + \frac{H_p}{f_1} \right)}.$$

После сокращения получаем

$$h_0 \sqrt{\frac{m \cdot g}{f_1}} = h_0 \sqrt{\frac{m \cdot g}{f_1} + \frac{H_p}{f_1}} - h_r \sqrt{\frac{m \cdot g}{f_1} + \frac{H_p}{f_1}}$$

$$\text{или } h_r = h_0 \left(1 - \frac{\sqrt{m \cdot g}}{\sqrt{m \cdot g + H_p}} \right).$$

Ошибка копирования h_v при скорости не равной нулю и отсутствующей нагрузке $H_p = 0$ будет следующей. Из уравнения (1.1) имеем $p_1 = \frac{m \cdot g}{f_1}$. Из уравнения (1.2), учитывая выражение (1.4),

$$\text{получаем } \mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{m \cdot g}{f_1}} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot (h_0 \pm h_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{m \cdot g}{f_1}} \pm V_c \cdot f_1.$$

Откуда ошибка по скорости определяется выражением

$$\pm h_v = \frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{m \cdot g}{f_1}}} \cdot (\pm V_c).$$

Статические ошибки для остальных схем приведены в табл. 1.1.

1.3. Гидравлические следящие системы с двухщелевым и четырехщелевым дросселирующими распределителями

У следящей системы с двухщелевым распределителем, показанной на рис.1.9, управление осуществляется одной полостью гидродвигателя, так же как у рассмотренных ранее систем, но одновременно на входе в гидродвигатель и на выходе из него.

Такое управление при прочих равных условиях обеспечит меньшую ошибку копирования, чем у однощелевых распределителей.

$$\text{Так, если: уравнение сил } H_p + p_H \cdot f_2 = p_1 \cdot f_1, \quad (1.5)$$

$$\text{уравнение расходов } q_1 = q_2 \pm V_c \cdot f_1, \quad (1.6)$$

где q_1 и q_2 расходы через дросселирующие щели, а $V_c \cdot f_1$ - расход на перемещение гидроцилиндра, плюс-минус потому, что этот расход может как втекать, так и вытекать из полости цилиндра.

Расходы через дросселирующие щели

$$q_1 = \mu \cdot f_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)} \quad \text{и} \quad q_2 = \mu \cdot f_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_{cl})},$$

где площади дросселирующих щелей равны $f = \pi \cdot d \cdot h$.

Определим ошибки, учитывая принятые допущения $p_{cl} \approx 0$ и $f_1 = 2 \cdot f_2$.

Ошибка по нагрузке при $H_p \neq 0$ и $V_c = 0$. Из уравнения сил (1.5) определим давление в бесштоковой полости цилиндра

$$p_1 = \frac{p_H}{2} + \frac{H_p}{f_1}.$$

Уравнение расходов (1.6) принимает вид $Q_1 = Q_2$ или

$$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{p_H}{2} - \frac{H_p}{f_1} \right)} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_r \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{p_H}{2} + \frac{H_p}{f_1} \right)}.$$

Учитывая, что у дросселирующих щелей ширина у одной увеличивается $h = h_0 + h_r$, а у другой уменьшается на эту же величину, $h = h_0 - h_r$.

$$\text{Откуда } h_r = h_0 \frac{\sqrt{\frac{p_H}{2} + \frac{H_p}{f_1}} - \sqrt{\frac{p_H}{2} - \frac{H_p}{f_1}}}{\sqrt{\frac{p_H}{2} - \frac{H_p}{f_1}} + \sqrt{\frac{p_H}{2} + \frac{H_p}{f_1}}}.$$

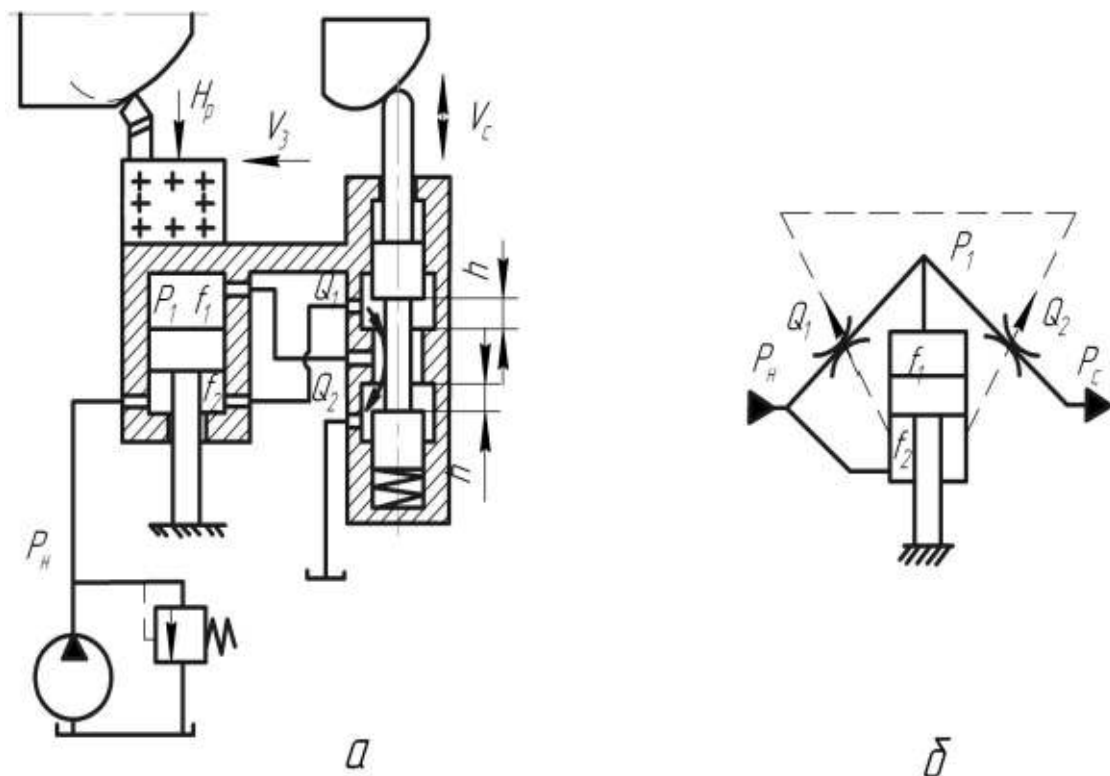


Рис.1.9. Следящая система с одним насосом и двухщелевым дросселирующим распределителем: а - принципиальная схема; б - мостовая схема

Таблица 1.1

№ рис.	Ошибка по силе h_r	Ошибка по скорости h_v
Рис. 1.3	$\left[1 - \frac{\sqrt{m \cdot g}}{\sqrt{m \cdot g + H_p}} \right] \cdot h_0$	$\frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{2mg}{\rho \cdot f_1}}} \cdot \left(\pm V_c \right)$
Рис. 1.6	$\left[1 - \frac{\sqrt{\rho_H}}{\sqrt{\rho_H + \frac{2H_p}{f_1}}} \right] \cdot h_0$	$\frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho}}} \cdot \left(\pm V_c \right)$
Рис. 1.7	$\left[1 - \frac{\sqrt{\rho_H - \frac{2H_p}{f_1}}}{\sqrt{\rho_H + \frac{2H_p}{f_1}}} \right] \cdot h_0$	$\frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho}}} \cdot \left(\pm V_c \right)$
Рис. 1.8	$\left[\frac{\sqrt{\rho_H + \frac{2H_p}{f_1}}}{\sqrt{\rho_H - \frac{2H_p}{f_1}}} - 1 \right] \cdot h_0$	$\frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho}}} \cdot \left(\pm V_c \right)$
Рис. 1.9	$\left[\frac{\sqrt{\rho_H + \frac{2H_p}{f_1}} - \sqrt{\rho_H - \frac{2H_p}{f_1}}}{\sqrt{\rho_H - \frac{2H_p}{f_1}} - \sqrt{\rho_H + \frac{2H_p}{f_1}}} \right] \cdot h$	$\frac{f_1}{\mu \cdot \pi \cdot d \sqrt{\frac{\rho_H}{\rho}}} \cdot \left(\pm V_c \right)$
Рис. 1.10	$\left[\frac{\sqrt{\rho_H - p_2} - \sqrt{p_2}}{\sqrt{\rho_H - p_2} + \sqrt{p_2}} \right] \cdot h_0$	$\left[\frac{\sqrt{p_2} - \sqrt{\rho_H - p_2}}{\sqrt{p_2} + \sqrt{\rho_H - p_2}} \right] \cdot h_0 \pm$ $\frac{V_c \cdot f}{\mu \pi d \left[\sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} + \sqrt{\frac{2(\rho_H - p_2)}{\rho}} \right]}$

Ошибка по скорости определяется при $H_p = 0$ и $V_c \neq 0$. Из уравнения (1.5) получаем $P_1 = 0.5 \cdot P_H$. Учитывая предыдущее выражение, уравнение расходов принимает вид

$$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{p_H}{2} \right)} = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot h_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{p_H}{2}} \pm V_c \cdot f_1$$

$$\text{или } h_v = V_c \cdot \frac{f_1}{2\mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p_H}{\rho}}}.$$

В практике машиностроения большее распространение получила схема следящего привода с четырёхщелевым дросселирующим распределителем, показанная на рис.1.10,а.

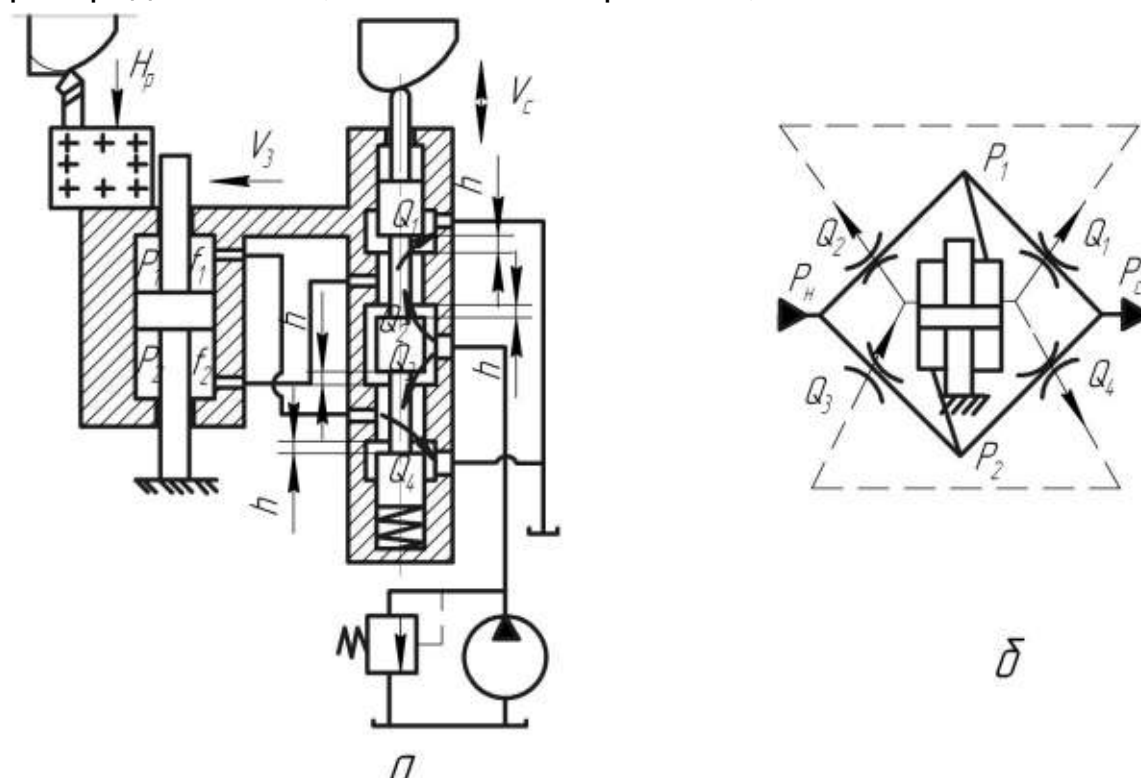


Рис.1.10. Следящая система с одним насосом и четырехщелевым управляющим распределителем: а - принципиальная схема; б - мостовая схема

При смещении затвора сразу четыре щели изменяют величину площади проходного сечения. Количество жидкости Q_2 поступающей от насоса в нижнюю полость гидродвигателя, контролируется щелью 2, а щель 1 контролирует слив жидкости Q_1 из этой же полости двигателя. В этом случае управление происходит одновременно на входе и выходе каждой полости. В результате изменяются давления p_1 и p_2 в обеих полостях гидродвигателя, поэтому разность давлений $\Delta p = p_2 - p_1$, которая необходима для движения двигателя, нарастает значительно быстрее. Жесткость привода с

четырёхщелевым дросселирующим распределителем и точность воспроизведения профиля копира выше, чем в предыдущих случаях. Для движения поршня или корпуса двигателя в обе стороны с одинаковой скоростью необходимо в обеих полостях иметь одинаковые эффективные площади.

Мостовые схемы гидравлических следящих приводов с двухщелевым и четырёхщелевыми дросселирующими распределителями показаны на рис.1. 9,б и 1.10,б.

Для схем рис.1.3; 1.6; 1.7; 1.8; 1.9; 1.10 статические ошибки копирования приведены в табл. 1.1.

1.4. Вопросы для самоконтроля к главе 1

1. Какую функцию выполняет сравнивающее устройство в следящем приводе?
2. Сигналы какой физической природы сравниваются в следящих приводах?
3. В каких приводах ошибка слежения будет меньше в однощелевых или в многощелевых приводах?
4. В чём отличие отрицательной и положительной обратной связи?
5. Почему плунжерный гидродвигатель у однощелевого следящего привода должен быть расположен вертикально?
6. В чём состоит функция постоянного дросселя в схеме, приведённой на рис. 1.7?
7. Для чего постоянный дроссель стоит в сливной гидролинии на рис. 1.8?
8. Какие две величины сравниваются и в каком конкретном месте в схеме на рис. 1.9?
9. Какая величина является выходной со сравнивающего устройства в схеме на рис. 1.10?
10. Что подразумевают, когда оценивают ошибку по силе?

2. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОЙ ТЯГОВОЙ СИЛЫ УПРАВЛЕНИЯ ЗОЛОТНИКОМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Для анализа и синтеза тяговой характеристики привода гидравлического распределителя исходной является структура привода гидравлического распределителя, номинальные расходы и давление, при которых распределитель должен работать, быстродействие распределителя, допустимый темп изменения давления. Эти исходные данные являются основанием для определения величины изменения магнитного потока, расчета магнитных цепей, определения числа витков и силы тока управляющей катушки.

2.1. Проектировочный расчет требуемой тяговой силы привода затвора распределителя

На рис. 2.1 показана конструктивная схема распределителя где обозначены: диаметр золотника D , длина ℓ и диаметр d_1 проточки, направляющие пояски уплотняющей кромки ℓ_1 , ширина пояски ℓ_2 . С учетом проточек масса его равна

$$m = \rho \cdot \left[\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \ell_2 \cdot n_1 + \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \ell_2 \cdot n_2 + n_3 \right], \quad (2.1)$$

здесь: ρ - плотность материала распределителя; D – диаметр рабочих кромок; d_1 – диаметр проточек золотника; n_1 – число поясков с рабочими кромками; n_2 – число проточек; n_3 – длина крепежного устройства.

Кроме того, необходимо знать наибольшее рабочее перемещение затвора в одну сторону (общий ход в два раза больше), а также требуемое быстродействие распределителя или рабочую частоту, которую затвор должен обрабатывать.

При перемещении затвора на нужную величину, для открытия рабочих щелей распределителя необходимо, чтобы к затвору была приложена некоторая сила. Эта сила должна быть способна сдвинуть затвор из состояния покоя. В процессе перемещения движущая сила $F_{д.в.}$ должна преодолеть инерционную нагрузку $F_{ин}$, силы со-

противления движению F_c , обусловленные: силами трения $F_{тр}$, не зависящими от времени; силами трения $F_{ж}$, пропорциональными скорости движения затвора и силами, воздействующими на затвор протекающими потоками жидкости, т.е. гидродинамическими силами $F_{г.д.}$.

$$F_{д.в.} = F_{ин} + F_c, \quad \text{где} \quad F_c = F_{тр} + F_{ж} + F_{г.д.} \quad (2.2)$$

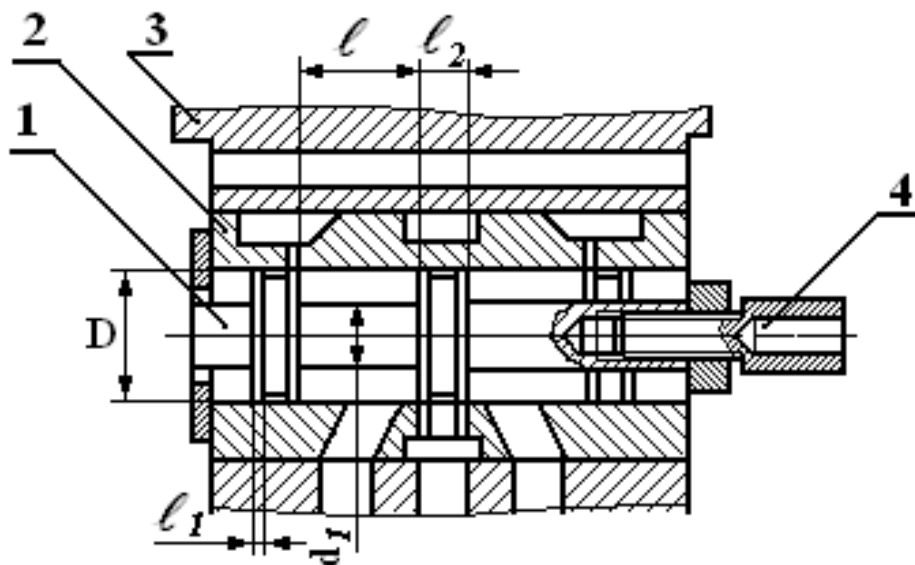


Рис. 2.1. Конструктивная схема распределителя: 1 – золотник; 2 – втулка золотника; 3 – корпус распределителя; 4 – тяговое устройство

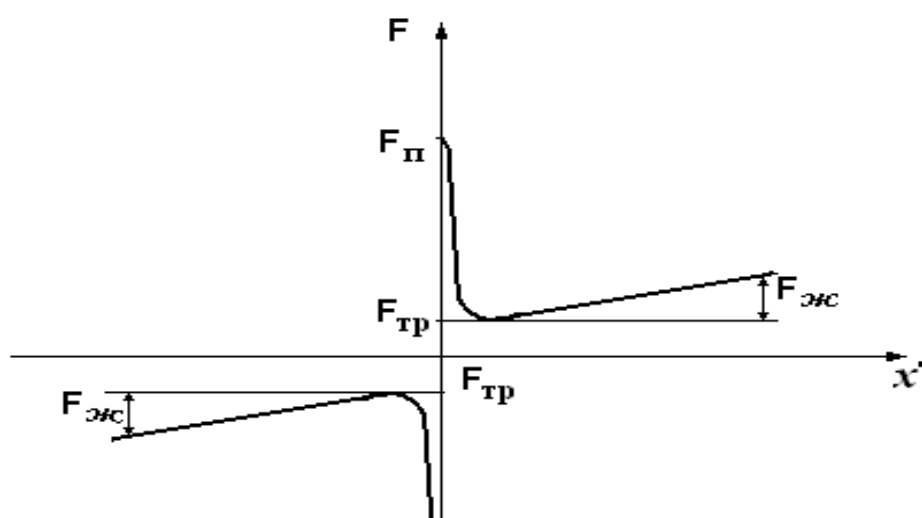


Рис. 2.2. Схема зависимости сил трения от скорости движения

В начальный момент времени, при переходе от покоя к движению, движущая сила $F_{д.в.}$ будет определяться силой трения покоя, которая может быть весьма значительной за счет возникновения боковых прижимающих сил, между направляющими поясками затвора и втулки.

Известно, что если цилиндрический затвор (золотник) находится некоторое время внутри втулки в состоянии покоя, то для его смещения потребуется приложить большую силу, чем, если бы прикладывать силу сразу после его остановки. Увеличение силы связывают с эксцентричным расположением затвора во втулке и воздействием на него боковых сил.

Силы сопротивления движению затвора в начальный момент, при сдвиге затвора, определяются силами трения покоя, а затем силами трения движения, из которых выделяют силы трения $F_{тр}$, не зависящие от скорости и силы жидкостного трения зависящие от скорости $F_{ж}$, которые с повышением скорости несколько увеличиваются рис. 2.2.

Силы сопротивления движению действуют в направлении противоположном движению. Гидродинамические силы направлены на закрытие проходных щелей распределителя. Таким образом, в момент открытия они препятствуют движению, а при закрытии помогают движущей силе. Величина гидродинамических сил зависит от величины расхода жидкости, протекающей через рабочие щели.

Поверхность затвора и втулки смазывается рабочей средой [8]. На границе твердой и жидкой фаз, в результате атомарного и молекулярного взаимодействия сред образуется граничный (адсорбционный) слой, свойства которого кардинально изменяются по сравнению с жидкой фазой в объемных условиях [2]. Тонкие граничные слои масел, начиная с толщины порядка десятых долей микрона, приобретают механические свойства совершенно отличные от объемных. Повышается упругость и прочность граничного слоя масла. Для притертых поверхностей толщина граничного слоя может составлять $200...300 \text{ \AA}$ (ангстрем), т.е. $0,2...0,3 \text{ мкм}$.

Как показывают эксперименты, результаты которых приведены на рис. 2.3 [23], если расстояние между металлическими поверхно-

стями значительно больше, чем толщина граничного слоя (область I), то сила сопротивления сближению металлических поверхностей не зависит от расстояния между ними.

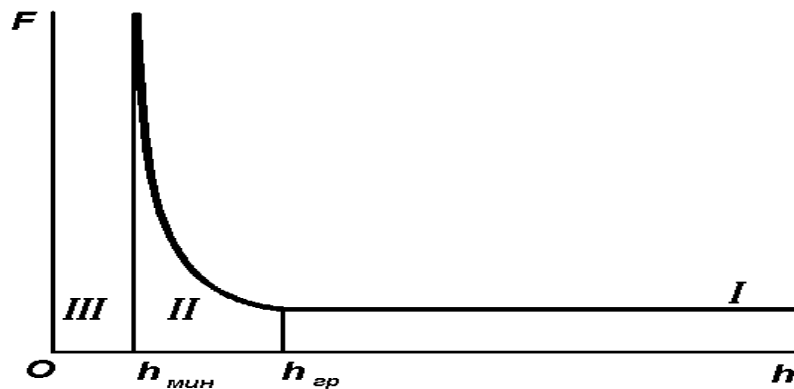


Рис.2.3.Изменение силы сопротивления сближения механических поверхностей

Начиная с толщины граничного слоя $h_{гр}$, сила сопротивления сближения рабочей среды начинает возрастать (область II) и при достижении некоторого остаточного граничного слоя $h_{мин}$ становится большой (область III).

Некоторые авторы [4] считают, что боковые поджимающие силы затвора к внутренней поверхности втулки обусловлены лишь конусностью поясков затвора или втулки, либо их перекосом, рис.2.4.

При параллельности поверхностей затвора и втулки считается, что поперечные силы уравниваются полностью при ламинарном потоке вдоль щелей.

Однако если рассмотреть условия входа и выхода утечек через уплотняющую щель, между затвором и втулкой, то следует отметить, что условия входа утечек со стороны затвора и втулки не симметричны и способствуют увеличению давления за счет возникающей поперечной составляющей скорости входящего потока со стороны кромки затвора.

Таким образом, к большему скоростному потоку жидкости в более широкой щели следует добавить скоростной напор поперечной составляющей скорости. Поперечная составляющая скорости в более широкой щели тоже будет больше, чем в узкой щели. Влияние

поперечной составляющей особенно существенно при небольшой длине уплотняющих щелей, рис. 2.5.

На рис. 2.5 показано, что условия входа жидкости со стороны плунжера затвора отличны от условий затекания жидкости в уплотняющую щель вдоль поверхности втулки.

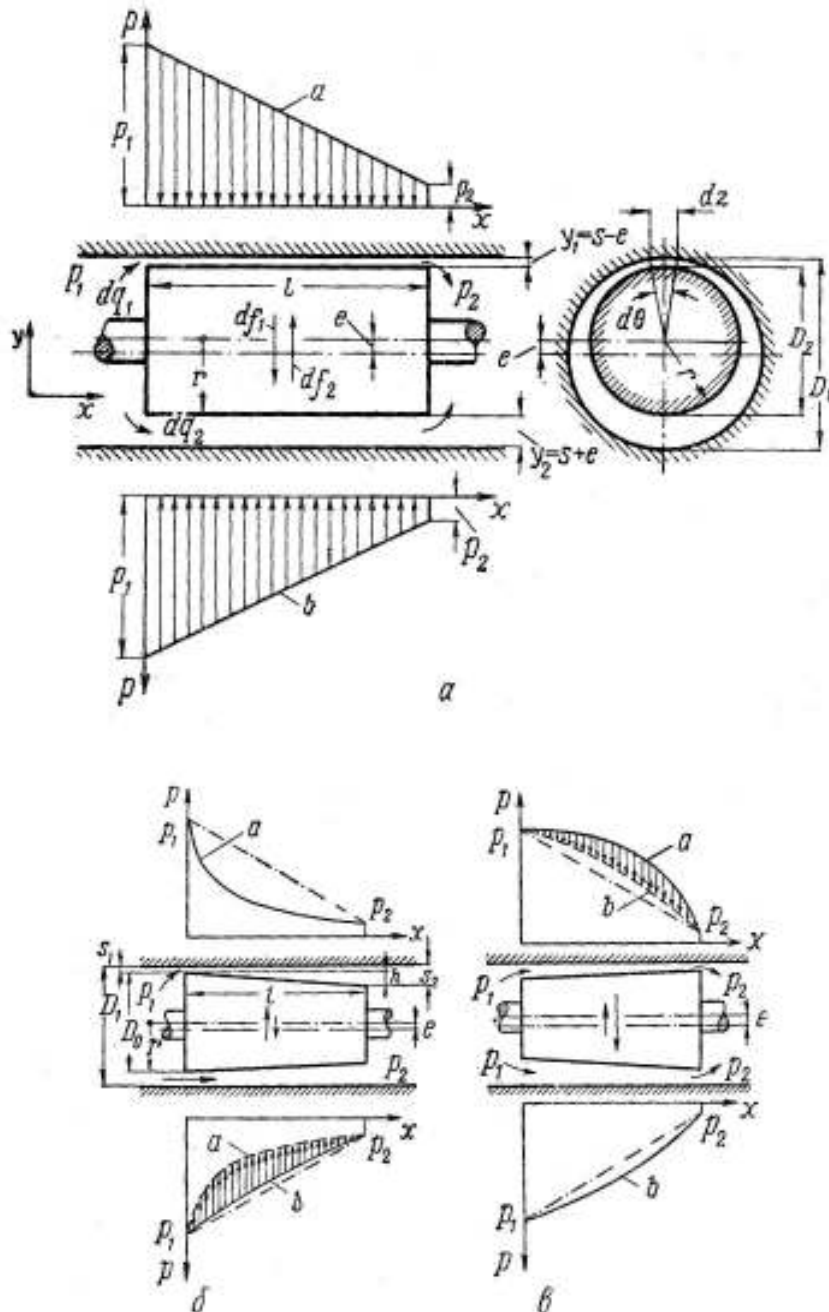


Рис.2.4. Распределение давления на золотнике при параллельном расположении осей втулки и плунжера по мнению авторов [4]:
а - при постоянном зазоре; б и в – при конусности

При обтекании острой кромки плунжера затвора возникает поперечная составляющая скорости, в то время как со стороны втулки

где жидкость втекает, у жидкости нет условий для изменения направления потока, т.е. нет условий для возникновения поперечной составляющей скорости.

Все это приводит к тому, что затвор во втулке всегда расположен эксцентрично. Силы трения покоя могут быть значительно больше за счет возникновения боковых прижимающих сил.

Оценим силы трения покоя для случая, когда затвор находится в жидкой рабочей среде. На поверхности затвора и втулки молекулы жидкой среды образуют адсорбционный граничный слой.

Толщина граничного слоя $h_{\text{мин}}$ не больше 0,2 мкм. Таким образом, когда затвор и втулка сосны между собой и неподвижны, рис.2.6, а, под действием, например, гравитационных сил поверхности могут сближаться.

С появлением эксцентриситета скорость сближения увеличивается и затвор прижимается к поверхности втулки, образуя пятно контакта, обусловленное граничными слоями, и при высоких давлениях возможна деформация граничных слоев до металлического контакта, рис. 2.6,б [20].

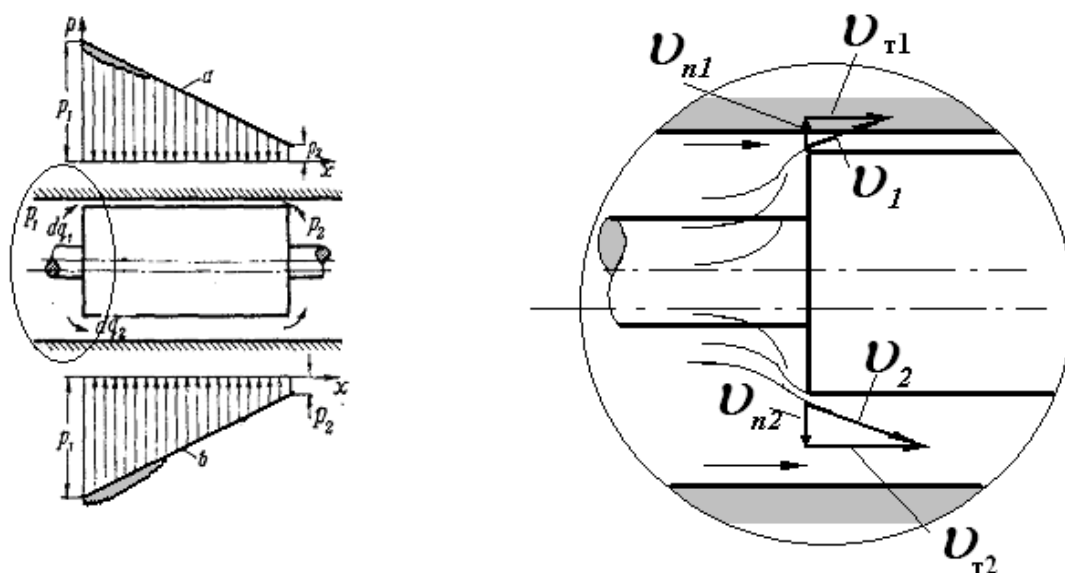


Рис.2.5. Схема действия сил давления жидкости на плунжер затвора распределителя при протекании жидкости через уплотняющие щели

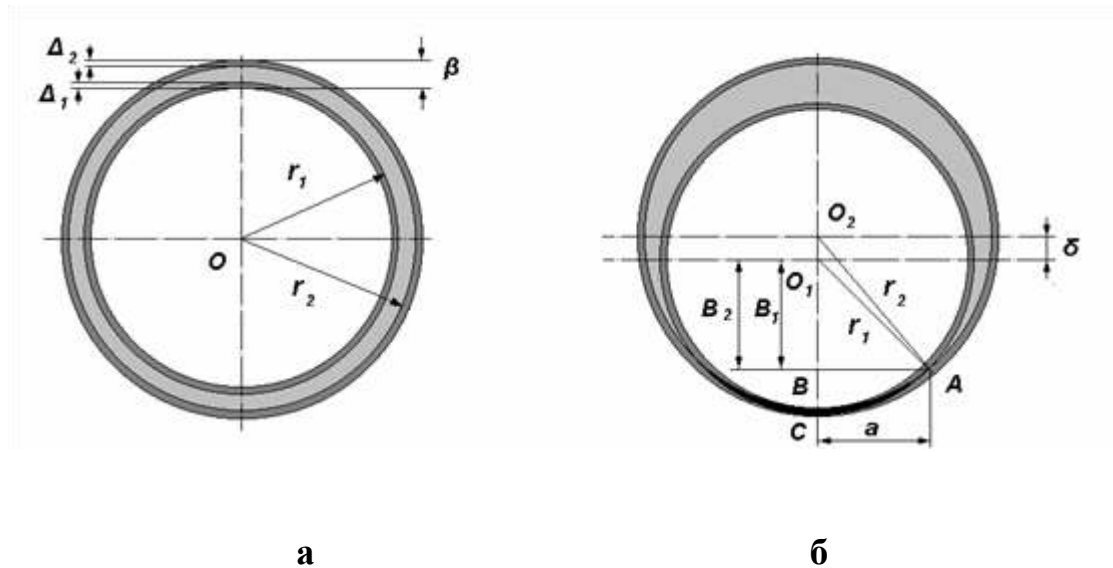


Рис. 2.6. Схема расположения затвора (золотника) во втулке:
а - концентрическое расположение; б – эксцентрическое расположение

В этом случае силу трения покоя можно принять в зависимости от пятна контакта и величины давления

$$F_n = f_n \cdot 2 \cdot a \cdot \ell \cdot p, \quad (2.3)$$

где p - давление в зазоре; $2 \cdot a \cdot \ell$ - площадь пятна контакта; ℓ - длина контактных поверхностей вдоль оси; $f_n = 0,12$ - коэффициент трения покоя при смазке стальных поверхностей минеральным маслом [19, табл.6.3];

Пятно контакта с некоторым приближением можно выразить с учетом толщины граничного слоя и рабочего зазора между втулкой и затвором. Полагая, что до начала движения затвор прижат к внутренней поверхности втулки, как показано на рис. 2.6,б, тогда из треугольников ABO_1 и ABO_2 следует

$$a = \sqrt{r_1^2 - b_1^2} = r_1 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{b_1}{r_1}\right)^2}, \quad (2.4)$$

$$a^2 = r_1^2 - b_1^2 = r_2^2 - b_2^2, \quad (2.5)$$

где $r_1 = r_{\text{зол}} + \Delta_1$; $r_2 = r_B - \Delta_2$; $r_{\text{зол}}$ - радиус затвора с учетом толщины недеформированного граничного слоя; r_B - внутренний радиус втулки с учетом толщины недеформированного граничного слоя; Δ_1 - граничный слой на поверхности затвора; Δ_2 - граничный слой на внутренней поверхности втулки.

С учетом того, что материал затвора и втулки одинаковый, то размеры граничных слоев можно считать одинаковыми, т.е. $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta$. Из уравнения (2.5) следует

$$r_2^2 - r_1^2 = b_2^2 - b_1^2 = (b_2 - b_1)(b_2 + b_1).$$

Обозначим $\delta = b_2 - b_1$, тогда $b_2 + b_1 = b_1 + 2 \cdot b_1 = b_1 + 2 \cdot b_1$, так как

$b_2 = b_1 + \delta$, где δ - эксцентриситет.

Поэтому $r_2^2 - r_1^2 = \delta \cdot (b_1 + 2 \cdot b_1)$ или $b_1 = \frac{r_2^2 - r_1^2 - \delta^2}{2 \cdot \delta}$.

Учитывая, что $O_2C = r_2 + \Delta_{\text{деф}2}$ и $O_1C = r_1 - \Delta_{\text{деф}1}$,

где $\Delta_{\text{деф}1}$ и $\Delta_{\text{деф}2}$ - деформация граничных слоев затвора и втулки соответственно. Тогда $O_2C - O_1C = \delta = r_2 + \Delta_{\text{деф}2} - r_1 + \Delta_{\text{деф}1}$ и $\delta = r_2 - r_1 + \Delta_{\text{деф}2} + \Delta_{\text{деф}1}$.

Суммарная деформация граничных слоев $\Delta_{\text{деф}2} + \Delta_{\text{деф}1} = \Delta_{\text{деф}}$, а

$$\delta = r_2 - r_1 + \Delta_{\text{деф}}, \quad r_2 = r_1 + \delta - \Delta_{\text{деф}}, \quad r_2 - r_1 = \delta - \Delta_{\text{деф}}.$$

Поэтому $r_2^2 - r_1^2 = (r_1 - \Delta_{\text{деф}})(r_1 - \Delta_{\text{деф}} + \delta)$. Отсюда следует

$$\frac{b_1}{r_1} = 1 - \Delta_{\text{деф}} \left(\frac{2 \cdot \delta + 2 \cdot r_1 - \Delta_{\text{деф}}}{2 \cdot \delta \cdot r_1} \right) \quad \text{и} \quad \frac{b_1}{r_1} = 1 - \Delta_{\text{деф}} \left(\frac{D_2 + \Delta_{\text{деф}}}{D_1 \cdot \delta} \right),$$

здесь $D_2 = 2r_2$ - внутренний диаметр втулки с учетом граничного слоя; $D_1 = 2r_1$ - наружный диаметр затвора с учетом граничного слоя.

Поскольку $D_2 \gg \Delta_{\text{деф}}$, а диаметры втулки и затвора практически равны, то можно считать

$$\left(\frac{D_2 + \Delta_{\text{деф}}}{D_1 \cdot \delta} \right) \approx \frac{1}{\delta}.$$

Тогда уравнение (2.4) можно записать в следующем виде:

$$a = r_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta_{\text{деф}}}{\delta} \cdot \left(2 - \frac{\Delta_{\text{деф}}}{\delta} \right)}.$$

Силу трения покоя можно считать равной

$$F_n = f_n \cdot \ell \cdot p \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{\Delta_{\text{деф}}}{\delta} \left(2 - \frac{\Delta_{\text{деф}}}{\delta} \right)}, \quad (2.6)$$

здесь D_1 - диаметр золотника с учетом деформационного граничного слоя.

В случае, когда затвор находится в неподвижном состоянии в течение некоторого времени, достаточного для образования контакта с поверхностью втулки, на противоположной стороне затвора щель увеличивается. Находящаяся под давлением рабочая жидкость проникает в эту щель и способствует в образовавшемся контакте уплотнению граничных слоев жидкости между затвором и втулкой, деформируя слои на некоторую величину.

Величину деформации слоев жидкости оценим из выражения сжимаемости сплошной среды

$$\varepsilon = \frac{-1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right), \quad (2.7)$$

где ε - сжимаемость, равная обратной величине модулю упругости; V - объём сжимаемой среды; p - давление, под действием которого сжимается среда.

В данном случае объём сжимаемой среды определяется пятном контакта граничного слоя $V = \Delta_{гр} \cdot \ell \cdot A\check{C}$, здесь $\Delta_{гр}$ - толщина граничного слоя; ℓ - протяженность пятна контакта; $A\check{C}$ - дуга, характеризующая ширину пятна контакта.

Полагая, что процесс сжимаемости близок к линейному и выражая его в разностной форме, уравнение (2.7) перепишем в следующем виде:

$$\frac{1}{E_M} = \frac{-1 \cdot \Delta_{сж} \cdot \ell \cdot A\check{C} - \Delta_{гр} \cdot \ell \cdot A\check{C}}{\Delta_{гр} \cdot \ell \cdot A\check{C} \cdot p}, \quad (2.8)$$

здесь E_M - модуль упругости среды, равный $E_M = \frac{1}{\varepsilon}$; $\Delta_{гр}$ - начальная толщина граничного слоя; $\Delta_{сж}$ - толщина граничного слоя после сжатия; p - превышение давления, под действием которого происходит сжатие граничных слоев.

$$\text{Из выражения (2.8) следует } \Delta_{\text{деф.ср.}} = \frac{\Delta_{гр} \cdot p}{E_M}, \quad (2.9)$$

где $\Delta_{\text{деф.ср.}}$ - среднее уменьшение величины граничного слоя.

Как можно судить из сведений, опубликованных на стр. 266 работы [2], модуль упругости граничного слоя зависит от его толщины. С уменьшением толщины граничного слоя модуль упругости возрастает. Из данных [2, рис.225] следует, что уменьшение толщины граничного слоя в два раза придает граничному слою в два раза большую упругость. Модуль упругости граничного слоя в одну четверть будет в семь раз больше первоначального. Поскольку в нашем случае модуль упругости рабочей среды на несколько порядков больше наибольшего рабочего давления, то изменением модуля упругости граничного слоя можно пренебречь.

Действительно, если рабочее давление порядка $21 \cdot 10^6$ Па, а модуль упругости, например, масла АМГ-10 составляет $1,33 \cdot 10^9$ Па, т.е. более чем на два порядка больше, ограничимся при оценке деформации граничного слоя начальным модулем упругости рабочей среды.

Подсчитанная по выражению (2.9) деформация граничного слоя есть средняя величина деформации всего пятна контакта. Учитывая, что по краям пятна контакта граничных слоев деформация отсутствует (точка "А" рис.2.6), то деформация граничного слоя в точке "С" должна быть вдвое больше, т.е. $\Delta_{деф} = 2\Delta_{деф.ср.}$.

В этом случае силу трения покоя можно определить из следующего выражения:

$$F_n = f_n \cdot \ell \cdot p \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_m \cdot \delta} \cdot \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_m \cdot \delta}\right)}. \quad (2.10)$$

Таким образом, до начала движения затвора к нему необходимо приложить силу трения покоя F_n , для того чтобы сдвинуть граничный слой между втулкой и затвором.

Сдвигу граничного слоя, находящегося под нормальным давлением, предшествует «упругое зацепление», за которым следует «легкое скольжение» [2, стр. 267]. По оценке проведенных Л.В. Пановой экспериментальных исследований со стеариновой кислотой [2], «упругое зацепление» ста граничных слоев существует при сдвиге в пределах 2,4 мкм, после чего происходит «легкое скольжение», рис. 2.7 [2]. Можно ожидать, что упругий сдвиг граничного слоя рабочей жидкости, применяемой в гидравлических приводах, не

больше указанных величин. Учитывая, что вязкость рабочей жидкости меньше вязкости стеариновой кислоты в 2...3 раза, можно предположить, что скольжение под действием силы вдоль граничного слоя рабочей жидкости между золотником и втулкой начинается после «упругого зацепления», т.е. в пределах 0,01 мкм.

Величина упругого сдвига будет следующей:

$$\frac{2,4}{100} \cdot \frac{1}{2 \div 3} = 0,4 \div 12 \cdot 10^{-3} \text{ мкм}.$$

Пренебрегая этой величиной, будем считать, что сдвигающая затвор сила, достигнув величины силы покоя, мгновенно сообщит затвору следующее ускорение: $x'' = \frac{F_{\pi}}{m_3}$,

где F_{π} - сила трения покоя; m_3 - масса затвора и всех масс, жестко связанных с затвором.

В момент приложения движущей силы к затвору, находящемуся в покое, при отсутствии скорости, ускорение будет наибольшим и сила для преодоления инерционной нагрузки будет равна

$$F_{ин} = x'' \cdot m_3,$$

$$F_{ин} = F_{\pi}.$$

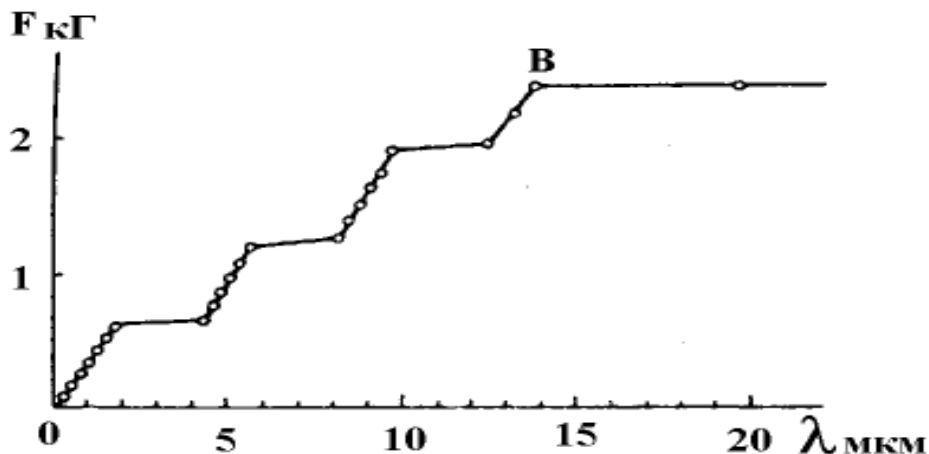


Рис. 2.7. Диаграмма упругости трансляционного сдвига граничных слоев стеариновой кислоты на поверхности стали: толщина слоя $2 \cdot 10^{-5}$ см (100 молекулярных рядов); λ - абсолютная величина сдвига; F - сдвигающая сила; нормальное давление $20,6 \text{ кг/см}^2$ при температуре $t=18^\circ\text{C}$. Точка В - начало скольжения. Точность измерения величины λ - $0,001 \text{ мкм}$ [2]

Другими словами, для расчета требуемой тяговой силы двигателя в уравнении (2.2) силу, затрачиваемую на преодоление инерционной нагрузки, можно заменить силой трения покоя.

Сила сопротивления, указанная в уравнении (2.2), при движении складывается из сил трения $F_{тр}$, не зависящих от времени, сил трения $F_{ж}$ пропорциональных скорости движения затвора и гидродинамических сил $F_{г.д.}$, которые стремятся закрыть рабочее проходное сечение затвора $F_c = F_{тр} + F_{ж} + F_{г.д.}$, где $F_{ж} = F_v \cdot x'$; F_v - градиент сил жидкостного трения; x' - скорость перемещения затвора.

Как отмечено выше, при движении затвора прижимающие его к втулке силы не исчезают. В общем случае силы трения $F_{тр}$ движения определяются выражением [14]

$$F_{тр} = \frac{1}{g} \cdot dN,$$

где g - скорость относительного перемещения взаимодействующих тел; dN - мощность фрикционных потерь, связанных с адгезионным воздействием трущихся поверхностей.

Прочность адгезионных связей определяется выражением

$$\tau = \tau_0 + \beta \cdot p_r,$$

где p_r - фактическое давление, представляющее собой частное от давления нагрузки на суммарную площадь пятен фактического дискретного фрикционного контакта воспринимающих нагрузок; τ_0 характеризует адгезионные свойства материалов поверхностных слоев; β - коэффициент, зависящий от фактического давления.

На основе этой зависимости получают коэффициент трения при фактическом давлении

$$f_a = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta.$$

При очень малых давлениях коэффициент трения оценивают по τ_0 - адгезионному сцеплению. При высоких давлениях коэффициент трения f_a оценивают по β , т.е. $f_a = \beta$.

Для нашего случая трение происходит по граничным слоям при относительном движении смазанных поверхностей высокой твердости $\beta = 0,02 \div 0,01$ [14, табл.6.13].

Полагая, что движение затвора происходит при указанном выше пятне контакта, наибольшее значение силы трения движения можно принять равным

$$F_{Tp} = 2 \cdot a \cdot \ell \cdot f_a \cdot p,$$

где $a \cdot \ell$ - половина пятна контакта граничных слоев; f_a - коэффициент трения движения. В этом случае силы трения движения могут быть оценены выражением

$$F_{Tp} = f_a \cdot \ell \cdot p \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{rp} \cdot p}{E_M \cdot \delta} \cdot \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{rp} \cdot p}{E_M \cdot \delta} \right)}, \quad (2.11)$$

что практически на порядок меньше сил трения покоя.

Для оценки сил трения, зависящих от скорости перемещения, можно воспользоваться коэффициентом трения, величина которого изменяется в зависимости от скорости относительного движения. На рис.2.8 приведен график изменения коэффициента трения скольжения в зависимости от скорости [14, табл. 6.12]. Из графика видно, что зависимость изменения коэффициента трения скольжения для стали 10 нелинейная. С увеличением скорости скольжения значения коэффициента трения несколько уменьшаются.

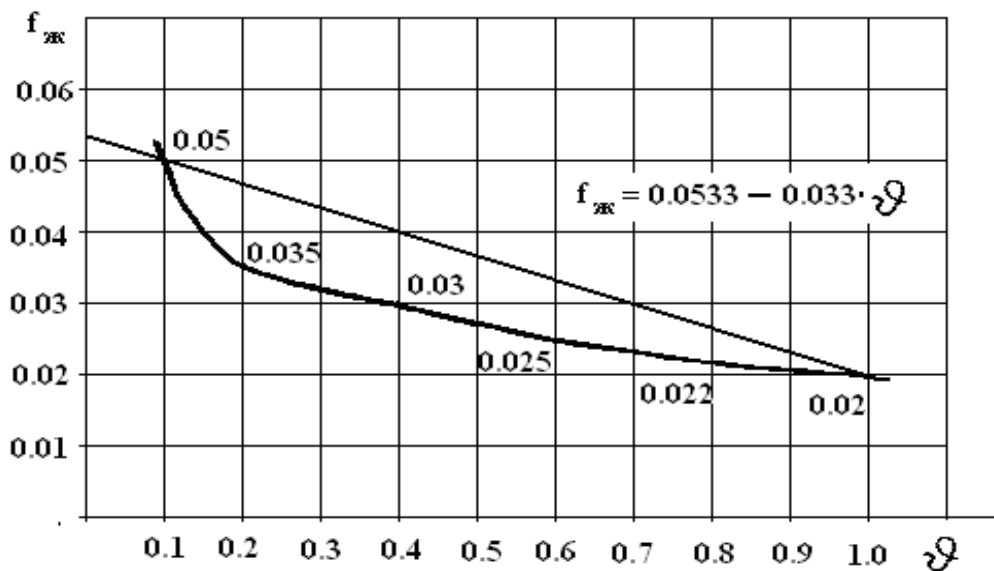


Рис. 2.8. Изменение коэффициента трения от скорости скольжения стали 10 в пределах до 500 м/с

Если провести линеаризацию кривой, заменив её прямой

$$f_{ж} = 0,0533 - 0,033 \cdot v,$$

то силу трения, зависящую от безразмерной скорости перемещения, можно оценить по следующему уравнению:

$$F_{ж} = 0,0533 - 0,033 \cdot \vartheta \cdot \ell \cdot p \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_M \cdot \delta} \cdot \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_M \cdot \delta}\right)}. \quad (3.12)$$

Если известно требуемое быстродействие распределителя, т.е. время t_{min} , за которое затвор должен переместиться из своего среднего положения в крайнее x , то средняя скорость перемещения затвора становится известной. Имея в виду, что движение начинается при скорости равной нулю, в качестве наибольшей скорости можно принять $\vartheta = 2 \frac{x}{t_{min}}$ или $\vartheta = 0,002 \cdot \frac{x_{max}}{t_{min}}$, здесь x – перемещение затвора из одного крайнего положения в другое в [м]; t_{min} – в секундах.

В случае если задается частота колебаний $f_{гц}$, которую должен отработать распределитель за четверть периода, то наибольшую скорость с учетом сказанного выше можно принять следующей:

$\vartheta = 8 \cdot x_{max} \cdot f_{гц}$ или $\vartheta = 0,008 \cdot x_{max} \cdot f_{гц}$, где x_{max} – перемещение затвора из одного крайнего положения в другое (подставляется в [м/с]).

Тогда уравнение (2.12) перепишется в следующем виде :

$$F_{ж} = 0,0533 - 0,264 \cdot 10^{-3} \cdot x_{max} \cdot f_{гц} \cdot \ell \cdot p \cdot D_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_M \cdot \delta} \cdot \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot p}{E_M \cdot \delta}\right)}. \quad (2.13)$$

Гидродинамические силы $F_{г.д.}$, воздействующие на золотник при протекании через него потока жидкости, можно определить следующим образом.

Рассмотрим два сечения: I – вход потока в золотниковую полость и II – выход потока, рис. 2.9. Пусть потоки в сечениях I и II характеризуются следующими параметрами:

- 1) скорости потоков ϑ_1 и ϑ_2 ;
- 2) поперечные площади потоков S_1 и S_2 ;
- 3) давление жидкости в соответствующих сечениях p_1 и p_2 .

В сечении I поток обладает следующей энергией [13, 14]:

$$\mathcal{E}_I = \mathcal{E}_{\Pi 1} + \mathcal{E}_{P1} + \mathcal{E}_{K1} + \mathcal{E}_{B1},$$

где $\mathcal{E}_{\Pi 1}$ - потенциальная энергия положения; \mathcal{E}_{P1} - потенциальная энергия сжатия жидкости (потенциальная энергия давления); \mathcal{E}_{K1} - кинетическая энергия потока; \mathcal{E}_{B1} - внутренняя энергия потока.

Соответственно для сечения II можно записать

$$\mathcal{E}_{II} = \mathcal{E}_{\Pi 2} + \mathcal{E}_{P2} + \mathcal{E}_{K2} + \mathcal{E}_{B2}.$$

В силу закона сохранения энергии потока общая энергия потока в сечении I равна общей энергии того же потока в сечении II, т.е. $\mathcal{E}_I = \mathcal{E}_{II}$.

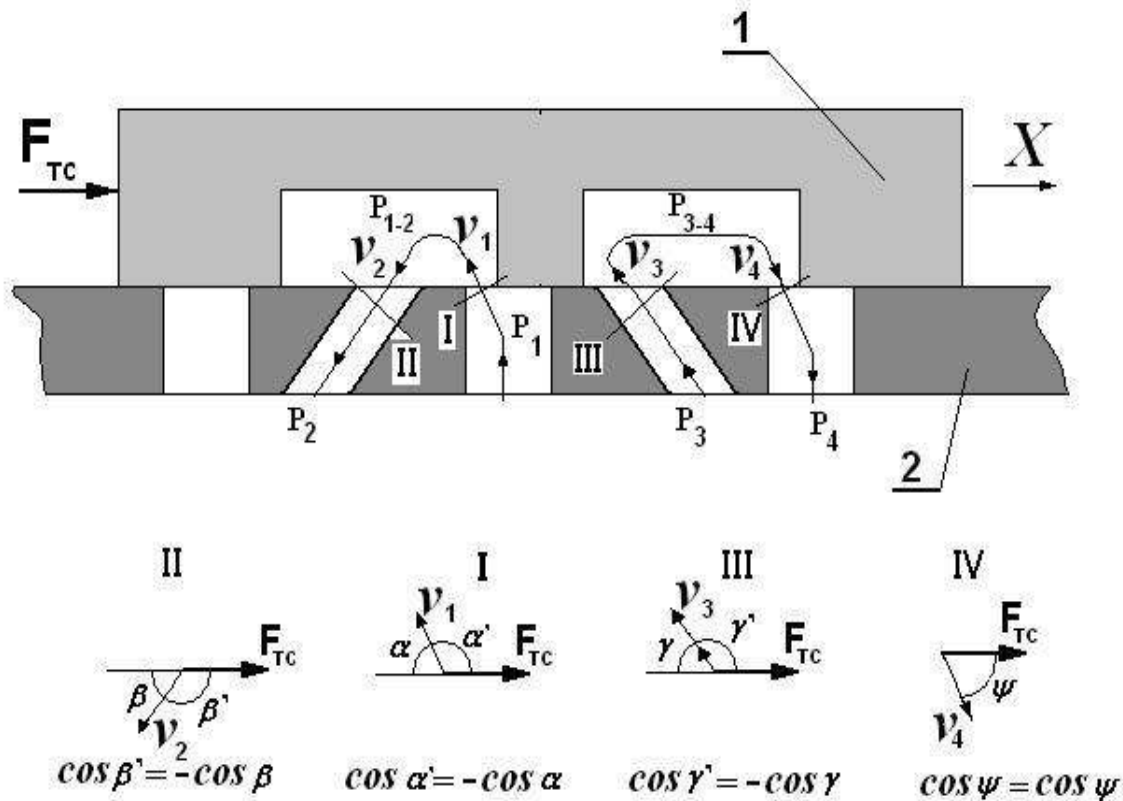


Рис. 2.9. Схема потоков жидкости через рабочие щели

Потенциальная энергия положения для сечений I и II, при измерении от одного уровня будет одинакова, т.е. $\mathcal{E}_{\Pi 1} = \mathcal{E}_{\Pi 2}$. Если полагать, что физико-химические свойства жидкости при прохождении её через сечения I и II не изменятся, а при установившемся потоке разницей температуры в этих сечениях можно пренебречь, то мож-

но предположить, что $\mathcal{E}_{B1} = \mathcal{E}_{B2}$, т.е. уравнение $\mathcal{E}_I = \mathcal{E}_{II}$ можно записать в следующем виде:

$$\mathcal{E}_{P1} - \mathcal{E}_{P2} = \mathcal{E}_{K2} - \mathcal{E}_{K1} \quad (2.14)$$

$\mathcal{E}_{P1} = \vartheta_1 \cdot t \cdot S_1 \cdot p_1$ - потенциальная энергия сжатия протекающего потока для сечения S_1 , со скоростью ϑ_1 , при давлении p_1 , за время t .

Аналогично $\mathcal{E}_{P2} = \vartheta_2 \cdot t \cdot S_2 \cdot p_2$, где индексом 2 помечены параметры, относящиеся к сечению II.

Кинетическую энергию потоков в сечениях I и II можно записать в следующем виде:

$$\mathcal{E}_{K1} = \frac{m_1 \cdot \vartheta_1^2}{2} \quad \text{и} \quad \mathcal{E}_{K2} = \frac{m_2 \cdot \vartheta_2^2}{2}.$$

Тогда уравнение (2.14) можно записать в следующем виде:

$$\vartheta_1 \cdot t \cdot S_1 \cdot p_1 - \vartheta_2 \cdot t \cdot S_2 \cdot p_2 = \frac{m_2 \cdot \vartheta_2^2}{2} - \frac{m_1 \cdot \vartheta_1^2}{2}. \quad (2.15)$$

Взяв производную по скорости потока от левой и правой частей выражения (2.15) и полагая, что поперечные сечения S_1 , S_2 и время t не зависят от скорости установившегося потока, уравнение (2.15) приобретет следующий вид:

$$t \cdot \Delta F_{1,2} = m_2 \cdot \vartheta_2 - m_1 \cdot \vartheta_1.$$

Здесь $\Delta F_{1,2} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2$, а $t \cdot \Delta F_{1,2}$ - импульс силы, под действием которого параметры потока в сечении I изменяются при прохождении через сечение II.

Заменив массовый расход жидкости и скорость потоков через объёмные расходы, получим

$$\Delta F_{1,2} = \rho_2 \cdot \frac{\vartheta_2^2}{S_2} - \rho_1 \cdot \frac{\vartheta_1^2}{S_1}, \quad (2.16)$$

где расходы ϑ_1 и ϑ_2 соответственно равны

$$\vartheta_2 = \mu_2 \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_2} \cdot \Delta F_{1,2}}, \quad \vartheta_1 = \mu_1 \cdot S_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_1} \cdot \Delta F_{1,2}}.$$

Если μ_1 и μ_2 - коэффициенты расхода в сечениях I и II можно приравнять $\mu_1 = \mu_2 = \mu$, то выражение (2.16) после замены расходов указанными выражениями будет следующее :

$$\Delta F_{1,2} = 2 \cdot \mu^2 \cdot [S_2 \cdot (\rho_{1,2} - p_2) \cos \beta' - S_1 (\rho_1 - p_{1,2}) \cos \alpha'] \quad (2.17)$$

Если спроектировать силу $\Delta F_{1,2}$ на ось затвора, придав соответствующие значения углам между направлением тяговой силы $F_{т.с.}$, смещающей затвор относительно втулки, и направлением векторов потока жидкости, рис. 2.9, то получим силу $F_{1,2}$, приложенную затвором к потоку

$$\Delta F_{1,2} = F_{1,2} = 2 \cdot \mu^2 \cdot [S_2 (\rho_{1,2} - p_2) \cos \beta' - S_1 (\rho_1 - p_{1,2}) \cos \alpha']$$

Заменив тупые углы между векторами силы и потока на острые, получим $\Delta F_{1,2} = F_{1,2} = 2 \cdot \mu^2 [S_2 (\rho_{1,2} - p_2) \cos \beta - S_1 (\rho_1 - p_{1,2}) \cos \alpha]$ или $F_{1,2} = 2 \cdot \mu^2 [S_1 (\rho_1 - p_{1,2}) \cos \alpha - S_2 (\rho_{1,2} - p_2) \cos \beta]$. (2.18)

Силу реакции потока, воздействующую на затвор, называют гидродинамической силой $F_{г.д.1,2} = -F_{1,2}$. (2.19)

Рассматривая потоки в сечениях III и IV, получим выражение аналогичное уравнению (2.16)

$$\Delta F_{3,4} = \rho_4 \frac{\dot{V}_4^2}{S_4} - \rho_3 \frac{\dot{V}_3^2}{S_3}, \quad (2.20)$$

где $\dot{V}_3 = \mu_3 S_3 \sqrt{\frac{2}{\rho_3} (\rho_3 - p_{3,4})}$; $\dot{V}_4 = \mu_4 S_4 \sqrt{\frac{2}{\rho_4} (\rho_{3,4} - p_4)}$.

Далее после преобразования и проектирования на ось затвора получим $F_{3,4} = 2 \cdot \mu^2 [S_4 (\rho_{3,4} - p_4) \cos \psi - S_3 (\rho_3 - p_{3,4}) \cos \gamma]$. (2.21)

Суммарная гидродинамическая сила будет равна $F_{г.д} = -F_{1,2} + F_{3,4}$

$$\text{или } F_{1,2} = -2\mu^2 \left[\frac{S_1 (\rho_1 - p_{1,2}) \cos \alpha - S_2 (\rho_{1,2} - p_2) \cos \beta + S_4 (\rho_{3,4} - p_4) \cos \psi + S_3 (\rho_3 - p_{3,4}) \cos \gamma}{S_4 (\rho_{3,4} - p_4) \cos \psi + S_3 (\rho_3 - p_{3,4}) \cos \gamma} \right]. \quad (2.22)$$

Если все подводные каналы втулки перпендикулярны оси затвора ($\beta = \gamma = 90^\circ$), а проходные щели $S_1 = S_4 = S_{щ}$ и углы $\alpha = \gamma$, то гидродинамическая сила будет следующей:

$$F_{г.д} = -2\mu^2 S_{щ} (\rho_1 - p_{1,2} + p_{3,4} - p_4) \cos \alpha$$

$$\text{или } F_{г.д} = -2\mu^2 S_{щ} (\rho_{раб} - \Delta \rho_{нагр}) \cos \alpha,$$

где $\Delta \rho_{раб} = p_1 - p_4$ – перепад давления, обеспечивающий работу двигателя, которым управляет распределитель; $\Delta \rho_{нагр} = p_{1,2} - p_{3,4}$ – перепад давления пропорциональный нагрузке двигателя.

При открытии прямоугольных щелей затвора и пренебрежении зазорами между затвором и втулкой угол α отклонения струи при входе в затвор и выходе можно принимать 69° [15].

В этом случае гидродинамическая сила будет

$$F_{г.д} = 0,716 \mu^2 S_{щ} (\rho_{раб} - \Delta \rho_{наг}) .$$

Если принять $\mu = 0,6$, то величину гидродинамической силы можно принять равной $F_{г.д} = 0,258 \cdot S_{щ} (\rho_{раб} - \Delta \rho_{наг})$. (2.23)

Однако величина зазора Ψ между затвором и втулкой оказывает определенное влияние на угол отклонения струи в зависимости от величины x открытия щели.

На рис. 2.10 приведен (заимствованный из [23]) график изменения $\cos \alpha$ в зависимости от отношения $\frac{x}{\Psi}$ величины открытия щели к величине зазора между поверхностями рабочих кромок затвора и втулки.

Как следует из графика, при малом открытии щели x угол α отклонения струи может находиться в пределах $20 \dots 35^\circ$, что при определенных режимах работы распределителя может оказывать влияние на характеристики всего объекта в силу неустойчивости сил сопротивления при управлении распределителем.

Таким образом, полезная тяговая сила привода затвора распределителя должна быть в соответствии с выражениями (2.10), (2.11), (2.13), (2.23) не менее, чем

$$F_{т.с} = F_{п} + F_{тр} + F_{ж} + F_{г.д} ,$$

$$\text{где } F_{п} = f_{п} \cdot \ell \cdot \rho \cdot D_1 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \right)} ;$$

$$F_{тр} = f_a \cdot \ell \cdot \rho \cdot D_1 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \right)} ;$$

$$F_{ж} = (0,0533 - 0,264 \cdot 10^{-3} \cdot x_{max} \cdot f_{гц}) \cdot \rho \cdot D_1 \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \left(2 - \frac{2 \cdot \Delta_{гр} \cdot \rho}{E_m \cdot \delta} \right)}$$

$$F_{г.д} = 0,258 \cdot S_{щ} (\rho_{раб} - \Delta \rho_{наг}) .$$

$$F_c = \left(\zeta_{\eta} + f_a + 0,0533 - 0,264 \cdot 10^{-3} x_{max} f_{гц} \right) \cdot p \cdot D_1 \cdot$$

Или
$$\sqrt{\frac{2\Delta_{гp}p}{E_m \cdot \delta} \left(2 - \frac{2\Delta_{гp}p}{E_m \cdot \delta} \right)} + 0,258 S_{щ} \left(p_{раб} - \Delta p_{наг} \right) \quad (2.24)$$

2.2. Определение энергетических затрат на управление распределителем

Энергия, затрачиваемая на управление гидравлическим распределителем, зависит не только от сил сопротивления и инерции затвора распределителя, но и от сил инерции и сил сопротивления якоря и соединительной арматуры электрического двигателя.

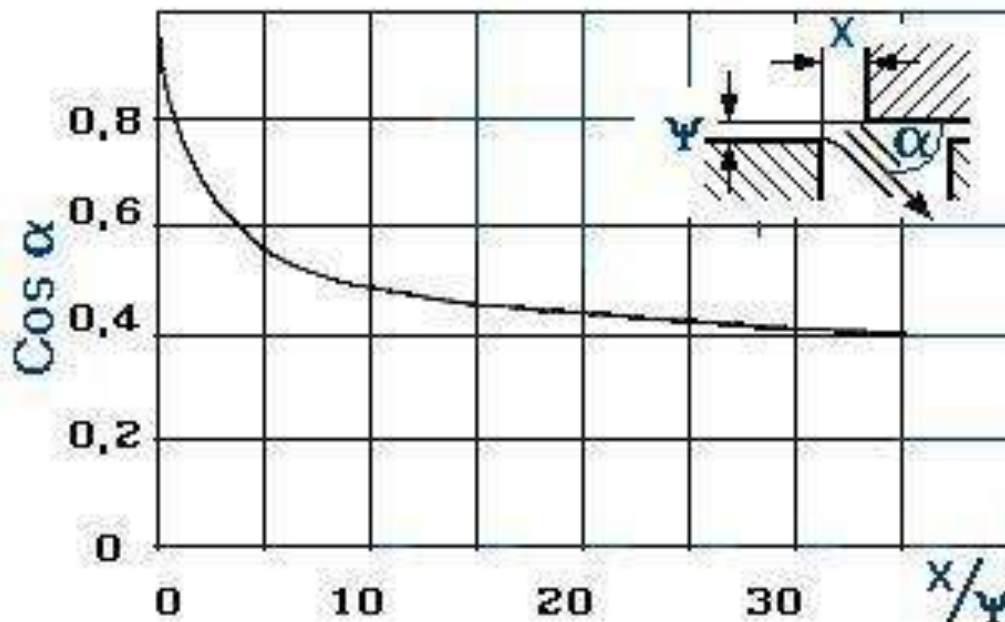


Рис.2.10 График изменения косинуса угла отклонения струи при перетекании через щель распределителя в зависимости от открытия и величины зазора между затвором и втулкой

Быстродействие распределителя может быть задано либо временем переключения распределителя на величину рабочего хода либо частотой пропускания гармонического сигнала.

Геометрические характеристики распределителя определяются силовыми и кинематическими параметрами исполнительного органа. В частности, для рулевых устройств такими параметрами могут быть наибольший шарнирный момент M , принятое наибольшее

давление рабочей среды p , наибольший угол α поворота рулевого устройства, а также наименьшее время t переключения рулевого устройства.

В соответствии с указанным наибольшее проходное сечение $S_{щел}$ рабочей щели распределителя будет следующим:

$$S_{щел} = \frac{M \cdot \alpha}{p \cdot t \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \Delta p_{max}}} ,$$

где μ - коэффициент расхода; Δp_{max} - максимальный перепад давления на рабочих щелях.

Величина перемещения $\ell_{p.x}$ зависит от формы проходных щелей и диаметра золотника $\ell_{p.x} = \frac{S_{щел}}{\pi \cdot b \cdot D_3}$, (2.25)

где b - используемая часть длины окружности; D_3 - диаметр золотника.

Если наибольшая частота пропускания гармонического сигнала f [Гц], то затвор должен переместиться на величину рабочего хода за время $t = \frac{1}{4}f$ со средней скоростью $V = 8 \cdot \ell_{p.x} \cdot f$ и средним ускорением $V' = 32 \cdot \ell_{p.x} \cdot f^2$.

Эти данные позволяют оценить требуемую мощность привода распределителя N и затраты энергии на рабочий ход $\mathcal{E}_{p.x}$

$$N = F_{т.с} \cdot 8 \cdot \ell_{p.x} \cdot f , \quad (2.26)$$

$$\mathcal{E}_{p.x} = F_{д.с} \cdot \frac{\vec{r}_{max}}{\mu \cdot \pi \cdot b \cdot D_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p_{max}}} . \quad (2.27)$$

Формулы (2.24), (2.25) (2.26) и (2.27) позволяют оценить, какими силовыми и кинематическими характеристиками должен обладать электрический двигатель для управления гидравлическим распределителем.

Из проведенного анализа тяговой силы, которая требуется для управления гидравлическим распределителем, следует, что затвор,

находящийся под рабочим давлением, всегда прижимается боковыми силами к поверхностям втулки, даже в случае параллельности осей затвора и втулки. Уменьшение тяговой силы возможно лишь за счет замены коэффициента трения покоя коэффициентом трения движения, т.е. не рекомендуется допускать режим, при котором возникает покой затвора.

Затвор распределителя должен всегда находиться в движении, даже в тот момент, когда рабочие щели распределителя не должны изменяться. Последнее может быть достигнуто за счет микродвижений. Но этот режим может быть рассчитан только с учетом инерционности масс электрического двигателя и соединительных элементов, после оценки силовых и кинематических характеристик электрического двигателя.

2.3. Вопросы для самоконтроля к главе 2

1. От чего зависит величина гидродинамических сил?
2. В каких случаях гидродинамические силы препятствуют движению, а в каких помогают движущей силе?
3. Каковы условия входа утечек рабочей жидкости со стороны затвора?
4. Почему при высоких давлениях возможна деформация граничных слоёв, образующих пятно контакта между затвором и втулкой, до металлического контакта?
5. Почему затвор, находящийся под рабочим давлением, всегда прижимается боковыми силами к поверхностям втулки?
6. Почему не рекомендуется допускать режим, при котором возникнет покой затвора?
7. От чего зависит энергия, затрачиваемая на управление гидравлическим распределителем?
8. Какие свойства тонких граничных слоёв масел изменяются?
9. Почему затвор во втулке распределителя всегда расположен эксцентрично?

3. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СЛЕДЯЩХ ПРИВОДОВ

3.1. Влияние различных перекрытий дросселирующих щелей на погрешность позиционирования

Известны четыре варианта перекрытий кромками затвора окон в распределительной втулке распределителя: положительное перекрытие, нулевое перекрытие, малое отрицательное и большое отрицательное перекрытия.

Дросселирующие щели применяются в следящем гидроприводе. В станкостроении для копировальных работ требуется высокая точность слежения, поэтому величины ошибки слежения ε находятся в пределах $\varepsilon = 0,05..0,2 \text{ мм}$. В системах рулевого управления автомобилями и в механизмах управления объёмными насосами ошибка слежения допустима больше.

В следящих приводах у дросселирующих распределителей диаметры сопрягаемых цилиндрических поверхностей и линейные размеры между рабочими кромками выполняются с высокой точностью. К основным параметрам дросселирующего распределителя относятся: d_z - диаметр затвора (золотника); δ_0 - радиальный зазор между сопрягаемыми поверхностями; h_0 - величина отрицательного перекрытия; h_{Π} - величина положительного перекрытия. Рабочий ход затвора x_p в каждую сторону от среднего положения связан с перекрытием. При положительном перекрытии $x_p = h_p + h_{\Pi}$, где h_p - ширина рабочей зоны характеристики проводимости, рис.3.1,а. При условно нулевом перекрытии $x_p = h_p$, рис.3.1,б. При малом отрицательном перекрытии $x_p = h_0$, рис.3.1,в. Под «малым» отрицательным перекрытием понимается перекрытие с соотношением параметров $h_0 = 0.5h_p$. Большим отрицательным перекрытием считается перекрытие при $h_0 > h_p$, рис. 3.1,г.

Основные ориентировочные параметры дросселирующих распределителей приведены в табл. 3.1.

Схемы перекрытий рабочих щелей распределителя и примерные зависимости проводимости α от смещения затвора X_c приведены на рис.3.1.

Таблица 3.1

Назначение следящего привода	d_3 мм	δ_0 мм	h_0 мм	h_{Π} мм	x_P мм
Привод копи- ровальных станков	10...40	0,004... 0,008	0,05... 0,10	-	0,02...0,01
Привод для летательных аппаратов	5...10	0,003... 0,008	-	0,005... 0,02	0,2...0,5
Привод для рулевого управления автомобилей	36...50	0,02... 0,06	0,2...0,5	-	0,5...1,5

Под проводимостью принято понимать некий коэффициент, который включает в себя все факторы постоянные и переменные в уравнении расхода через дроссель $\left(\mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \right)$, кроме расхода и давления. Проводимость обозначается α . В данном случае проводимость будет равна

$$\alpha = \mu \cdot F_{щ} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}.$$

Здесь μ - коэффициент расхода, $F_{щ}$ - площадь щели, γ - удельный вес, p_1 и p_2 - давления перед дросселирующей щелью и после неё.

Перекрытия рассматриваем при среднем, т.е. нейтральном положении затвора распределителя $\left(X_c = 0 \right)$. На графиках выделена рабочая зона, в которой допустима линейная зависимость характеристики проводимости, обычно при смещении затвора в диапазоне $X_c = h_p$, где проводимость обозначена α_p . Часто малым отрицательным перекрытием называют перекрытие, когда осевой размер щели в два раза меньше, чем смещение затвора при линейной характеристике проводимости, т.е. $h_o = 0.5 \cdot h_p$. Случай, когда $h_o > h_p$, относится к большому отрицательному перекрытию.

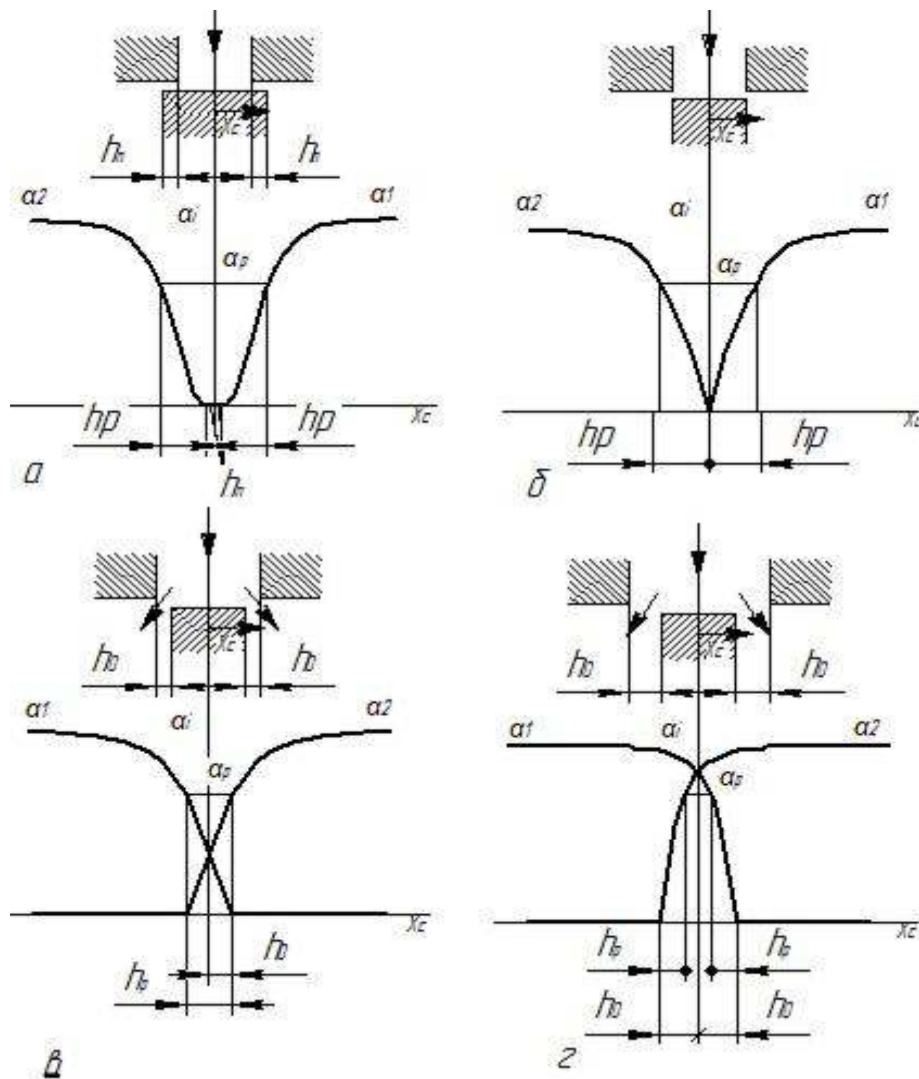


Рис.3.1. Схемы щелей с проводимостями: а - положительное перекрытие; б - нулевое перекрытие; в - малое отрицательное перекрытие; г - большое отрицательное перекрытие

Оценку влияния перекрытий на регулировочную характеристику гидродвигателя следящего привода $V_d = \Phi(\alpha_c)$ при $p_H = \text{Const}$ рассмотрим на примере четырехщелевого дросселирующего распределителя, показанного на рис.3.2.

Составим математическую модель. Уравнение сил, действующих на симметричный поршень, у которого эффективные площади равны, без учета утечек рабочей жидкости из полостей гидроцилиндра, и сил жидкого и сухого трения имеет вид

$$m \cdot \omega = F(\alpha_1 - \alpha_2) - H_c,$$

где m - масса подвижных частей привода, приведенная к оси поршня, ω - ускорение движения поршня $V'_d = Y''$, F - эффективная пло-

щадь поршня $F_1 = F_2$, p_1 и p_2 - давления в полостях гидроцилиндра, H_c - статическая сила, которую необходимо преодолеть гидроцилиндру от внешней нагрузки.

Уравнения расходов правой и левой полостей распределителя будут соответственно: $Q_3 = Q_4 + F \cdot V_d$ и $Q_2 = Q_1 - F \cdot V_d$, (3.1) где V_d - скорость перемещения поршня гидроцилиндра, если корпус принят как неподвижное звено.

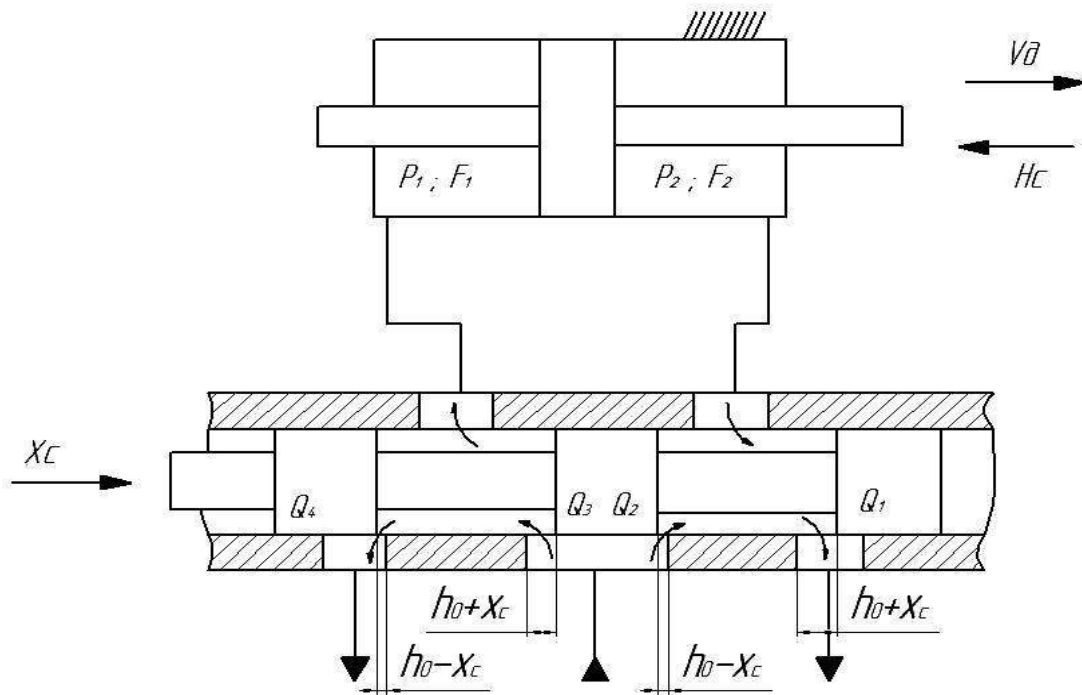


Рис.3.2. Расчетная схема четырехщелевого дросселирующего распределителя при положении затвора после его смещения X_c

Уравнения расходов через дросселирующие щели распределителя, см. рис.3.2,

$$Q_1 = \mu C_{d0} + X_c \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)} \quad (3.2)$$

$$Q_2 = \mu C_{d0} - X_c \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_2)}$$

$$Q_3 = \mu C_{d0} + X_c \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H - p_1)}$$

$$Q_4 = \mu C_{d0} - X_c \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_c)}$$

где h_0 - ширина дросселирующей щели в нейтральном положении, d_3 - диаметр затвора, Ψ_n - коэффициент использования периметра щели, ρ - плотность рабочей жидкости. Если считать, что давление на сливе близко к атмосферному, то $p_c = 0$.

Обозначим проводимость щелей:

$$\alpha_1 = \mu \Phi_0 + X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot d_3 \cdot \Psi_n \quad \text{и} \quad \alpha_2 = \mu \Phi_0 - X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot d_3 \cdot \Psi_n.$$

Подставим в уравнения расходов полостей распределителя (3.1), уравнения расходов через дросселирующие щели (3.2)

$$\alpha_1 \sqrt{p_H - p_1} = \alpha_2 \sqrt{p_1} + F \cdot V_D \quad (3.3)$$

$$\alpha_2 \sqrt{p_H - p_2} = \alpha_1 \sqrt{p_2} - F \cdot V_D. \quad (3.4)$$

Вычтем из уравнения (3.3) уравнение (3.4), и из полученного выражения определим скорость перемещения поршня, т.е. скорость перемещения выходного звена

$$V_D = \frac{1}{2 \cdot F} \left[\alpha_1 \sqrt{p_H - p_1} + \sqrt{p_2} - \alpha_2 \sqrt{p_H - p_2} + \sqrt{p_1} \right]. \quad (3.5)$$

Получим нелинейное уравнение. Линеаризуем квадратные корни в выражении (3.5), для чего выберем точку линеаризации. Будем считать, что при давлениях $p_1 = p_2 = 0.5 p_H$ нелинейное уравнение (3.5) вблизи точки $0.5 p_H$ можно принять линейным. Тогда нелинейности после линеаризации будут иметь вид

$$\sqrt{p_2} = \sqrt{p_2} \cdot \frac{\sqrt{p_2}}{\sqrt{p_2}} \cong \frac{p_2}{\sqrt{0.5 \cdot p_H}}; \quad \sqrt{p_H - p_2} \cong \frac{p_H - p_2}{\sqrt{0.5 \cdot p_H}};$$

$$\sqrt{p_H - p_1} = \sqrt{p_H - p_1} \cdot \frac{\sqrt{p_H - p_1}}{\sqrt{p_H - p_1}} = \frac{p_H - p_1}{\sqrt{p_H - p_1}} \approx \frac{p_H - p_1}{\sqrt{0.5 \cdot p_H}}; \quad \sqrt{p_1} \cong \frac{p_1}{\sqrt{0.5 \cdot p_H}}.$$

Уравнение (3.5) примет вид

$$V_D = \frac{1}{2 \cdot F} \cdot \frac{1}{\sqrt{0.5 \cdot p_H}} \left[\alpha_1 (p_H - p_1 + p_2) - \alpha_2 (p_H + p_1 - p_2) \right].$$

По последнему выражению в относительных величинах построены регулировочные характеристики, показанные на рис. 3.3, в которых $\bar{V}_D = \frac{V_D}{V_{max}}$, $\bar{X}_c = \frac{X_c}{h_n + h_p}$, где h_n - величина положитель-

ного перекрытия, h_p - величина смещения затвора, при котором можно считать характеристику линейной.

У дросселирующего распределителя с положительным перекрытием (3), рис.3.3, характеристика сдвинута вправо на величину относительного перекрытия по сравнению с характеристикой с нулевым перекрытием (2). При малом отрицательном перекрытии (1) характеристика наиболее крутая при равных остальных условиях.

При равных условиях минимальная ошибка слежения по перемещению выходного звена (поршня) ΔY будет у следящего привода с малым отрицательным перекрытием. При положительном перекрытии будут минимальные перетечки рабочей жидкости из напорной линии в сливную. Такое перекрытие чаще применяется для механизмов регулирования объёмных насосов, промышленных роботов, приводов рулевых поверхностей самолетов. Величина положительного перекрытия находится в диапазоне $h_n = 0,1..0,3 \text{ } \bar{\varepsilon}$.

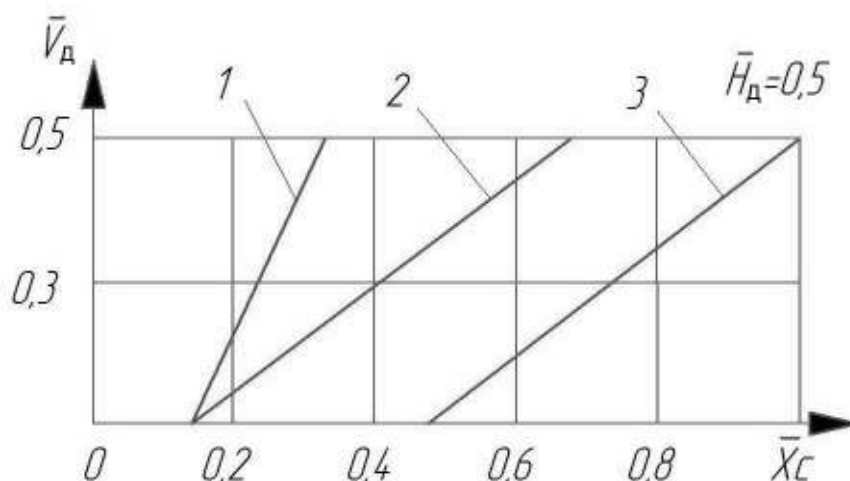


Рис.3.3. Регулировочные характеристики исполнительных механизмов при различных перекрытиях дросселирующих щелей: 1 – малое отрицательное перекрытие; 2 – нулевое перекрытие; 3 – положительное перекрытие

Большое отрицательное перекрытие применяют, когда нужен свободный проток рабочей жидкости из напорной линии в сливную при среднем положении затвора, например, в механизме рулевого управления автомобилем со следящим гидроприводом для снижения нагрева рабочей жидкости. В этом случае величина отрицательного перекрытия находится в пределах $h_o = 0,1..1,0 \text{ } \bar{\varepsilon}$.

3.2. Энергетический расчет следящих приводов

В энергетическом расчете гидропривода определяются основные параметры объёмного двигателя, насосной установки, дросселирующего распределителя.

Номинальное давление рабочей среды $p_{ном}$ проектировщик выбирает в соответствии с тем, который принят в данной отрасли промышленности. Например:

металлорежущие станки	6,3..10 МПа
промышленные роботы	10..16 МПа
авиационные рулевые гидросистемы	20..50 МПа
рулевое управление автомобилей	6,3..10 МПа.

В настоящее время наблюдается тенденция к работе при более высоких давлениях, что становится возможным с развитием новых технологий.

Рассмотрим порядок расчета следящего гидропривода показанного на рис.3.2.

Порядок расчета следящего привода с четырехщелевым дросселирующим распределителем следующий.

3.2.1. Расчетная нагрузка на следящий привод H_p .

$$H_p = m_d \cdot \omega_p + H_c + H_T,$$

где $m_d \cdot \omega_p$ - сила инерции (m_d - суммарная масса подвижных частей, приведенная к поршню гидродвигателя, ω_p - максимальное ускорение поршня гидродвигателя); H_c - потенциальная нагрузка, приведенная к поршню гидродвигателя; H_T - силы трения, приведенные к поршню гидродвигателя. Поскольку силы трения на этом этапе расчета еще не известны, можно задаться величиной $H_T = 10 \% \cdot H_c$, потому что, если они на завершающем этапе расчета будут больше, то спроектированная Вами система плоха. И проектировочный расчет необходимо делать заново.

Нагрузку H_p необходимо преодолеть движущей силой H_d

$$H_d = p_{ном} \cdot F \cdot \eta_{д.м.} \cdot \eta_{г.а.} \cdot$$

Рабочее давление в системе проектировщиком задано исходя из отрасли, в которой будет работать проектируемый привод. Движущую силу будем обеспечивать эффективной площадью цилиндра.

3.2.2. Минимальное значение эффективной площади гидроцилиндра $F = \frac{H_p}{p_{ном} \cdot \eta_{г.а.} \cdot \eta_{д.м.}}$, где $\eta_{г.а.}$ - коэффициент полезного действия гидроаппаратов $\eta_{г.а.} = 0,75..0,85$; $\eta_{д.м.}$ - коэффициент полезного действия двигателя механический ($\eta_{д.м.} = 0,85...0,95$).

На этом этапе $\eta_{г.а.}$ задаем сами. В ходе расчета, после того как выбраны реальные гидроаппараты, подсчитаны потери давления и определен расчетный, ожидаемый коэффициент полезного действия гидроаппаратов, если заданный нами первоначально $\eta_{г.а.}$ был больше, то расчет необходимо делать заново.

3.2.3. Оптимальное значение площади гидроцилиндра F_o .
Рекомендуется принять площадь цилиндра несколько больше минимальной - в полтора раза. $F_o = 1,5 \cdot F$.

3.2.4. Выбор гидроцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o}{\pi}} \quad \text{и} \quad d = \sqrt{1 - \sigma_d},$$

где σ_d - соотношение эффективных площадей рабочих камер цилиндра (обычно $\sigma_d = 0,5$).

Основными параметрами гидроцилиндра являются номинальное давление $p_{ном}$, внутренний диаметр гильзы D , диаметр штока d , ход поршня L . Эти параметры определяют усилие на поршне. Поток рабочей жидкости определяет скорость перемещения поршня. Основные параметры выбираются по ГОСТу с учетом рекомендуемого соотношения хода и диаметра цилиндра. Если отсутствует подходящий серийно выпускаемый гидроцилиндр, составляется техническое задание на разработку нового гидродвигателя.

3.2.5. Уточняем эффективную площадь выбранного гидроцилиндра $F_d = \frac{\pi \cdot (D_{ГОСТ}^2 - d_{ГОСТ}^2)}{4}$.

3.2.6. Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидрролинии $\dot{V}_H = \frac{F_d \cdot V_d}{\eta_{д.о.} \cdot \eta_{а.о.}}$, где V_d - скорость перемещения поршня гидродвигателя берется из исходных данных работодателя, реко-

мендуемые значения объёмных коэффициентов полезного действия для двигателя $\eta_{д.о.} = 0,9..0,99$, для гидроаппаратов принимается приближенно $\eta_{а.о.} = 0,75..0,85$.

3.2.7. Допустимое значение перепада давления Δp_o на каждой дросселирующей щели распределителя находится из уравнения теплового баланса

$$\Delta p_o = \frac{K_T \cdot F_d (T_{ж} - T_{ат})}{2 \cdot \dot{V}_H},$$

где K_T - коэффициент теплопередачи, который зависит от места установки насосной станции (например, внутри оборудования

$K_T = 9 \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot ^\circ C} \right]$, вне оборудования $K_T = 15 \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot ^\circ C} \right]$, используя

воздушный теплообменник $K_T = 70..90 \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot ^\circ C} \right]$, при водяном теплообменнике

$K_T = 100..200 \left[\frac{Дж}{м^2 \cdot с \cdot ^\circ C} \right]$; $T_{ат}$ - температура окружающей среды; $T_{ж}$ - допустимая температура рабочей жидкости

(обычно в пределах $T_{ж} = 50..70^\circ C$).

3.2.8. Ширина дросселирующей щели в нейтральном положении затвора $h_o = K_{в.м.} \cdot \Delta X$, где $K_{в.м.}$ - передаточный коэффициент входного механизма; ΔX - допустимый односторонний люфт (например, люфт на рулевом колесе)

3.2.9. Расчет параметров распределителя

Диаметр затвора определим из величины номинального расхода \dot{V}_H и скорости потока рабочей жидкости в окне золотника $V_{зол}$ при полном открытии проходных щелей

$$V_{зол} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{расп}}.$$

Площадь проходных щелей $F_{щ} = \frac{\dot{V}_H}{V_{зол}}$. Однако площадь проходного сечения зависит от его формы. Если проходное сечение выбирается в форме боковой поверхности цилиндра, то его площадь равна

$$F_{щ} = \pi d h_0. \text{ Откуда диаметр затвора будет равен } d_3 = \frac{\dot{V}_H}{V_{зол} \pi h_0}.$$

3.3. Гидравлический расчет следящего гидропривода

Гидравлический расчет заключается в выборе типоразмеров трубопроводов, марки рабочей жидкости, подборе необходимой гидроаппаратуры, определении потерь давления в гидролиниях и аппаратах и определении гидравлического коэффициента полезного действия спроектированной системы.

Последовательность расчета такова.

3.3.1. Определение расходов жидкости в напорном и сливном трубопроводах привода

Максимальный расход рабочей жидкости в напорной гидролинии \dot{V}_H и в сливной \dot{V}_C , $\dot{V}_H = \dot{V}_D$ и $\dot{V}_C = F_D \cdot V_D$.

Поскольку гидроцилиндр симметричный, расход в напорном и сливном трубопроводах одинаковый.

3.3.2. Расчет и выбор условного прохода трубопроводов
Условным проходом трубопроводов d_y называется внутренний диаметр трубы. У гидравлических труб нормали и ГОСТы установлены на наружный диаметр трубы и на толщину стенки. Исходя из назначения трубопровода, допустимая скорость течения рабочей жидкости рекомендуется следующая:

всасывающий трубопровод - $V_{доп} = 0,5..1,0 \text{ м/с}$;

сливной трубопровод - $V_{доп} = 1,5..2,0 \text{ м/с}$.

Для напорного трубопровода допустимая скорость определяется в зависимости от давления, табл. 3.2.

Таблица 3.2

$p_{ном}$	МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
$V_{доп}$	м/с	2	3,2	4	5	6,3	10

Назначив допустимые скорости течения рабочей жидкости для напорного, сливного и всасывающего трубопровода $V_{тр.нап.}$, $V_{тр.сл.}$, $V_{тр.вс.}$ определим площадь проходных сечений в напорном, сливном и всасывающем трубопроводах

$$f_{тр.нап.} = \frac{\dot{V}_D}{V_{тр.нап.}}; \quad f_{тр.сл.} = \frac{\dot{V}_C}{V_{тр.сл.}}; \quad f_{тр.вс.} = \frac{\dot{V}_D}{V_{тр.вс.}}.$$

Определим внутренние диаметры трубопроводов

$$d_{тр.нап} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.нап.}}{\pi}}; \quad d_{тр.сл} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.сл.}}{\pi}}; \quad d_{тр.вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{тр.вс.}}{\pi}}.$$

Толщину стенки трубы $s_{тр.}$, которая выдержит заданное давление, примем с коэффициентом запаса K_3 в два-четыре раза больше рабочего

$$s_{тр.нап} = \frac{p_{ном}}{2} \cdot \frac{d_{тр.нап.}}{\sigma_{\text{доп}}} \cdot K_3;$$

$$s_{тр.сл} = \frac{p_{сл}}{2} \cdot \frac{d_{тр.сл.}}{\sigma_{\text{доп}}} \cdot K_3,$$

где коэффициент запаса $K_3 = 2..4$; допустимое напряжение материала труб (стальные, бесшовные) $\sigma_{\text{доп}} = 120 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Выбираем толщину стенок для труб по ГОСТу. Определяем наружный диаметр труб

$$d_{н.нап.} = d_{тр.нап} + 2 \cdot s_{нап}, \quad d_{н.сл.} = d_{тр.сл.} + 2 \cdot s_{сл}.$$

Полученные расчетом значения округляются до ближайших больших стандартных значений.

3.3.3. Выбор гидроаппаратуры

Гидроаппаратуру в основном выбирают по диаметру условного прохода

$$d_{у.нап} = d_{н.нап.ГОСТ} - 2 \cdot s_{нап.ГОСТ} \quad \text{или}$$

$d_{у.сл} = d_{н.сл.ГОСТ} - 2 \cdot s_{сл.ГОСТ}$ из каталогов-справочников. Также ориентиром может служить и рекомендуемый в технических характеристиках аппарата номинальный расход. Внешний объем и масса аппарата зависят от пропускной способности, а именно от диаметра условного прохода, обычно она несколько завышена, поэтому допускается выбирать аппараты с уменьшенным до 1,5 раз d_y . Трубопроводы при этом остаются прежние, добавляются переходные элементы для монтажа. Фильтры выбираются по тонкости фильтрации и месту установки (напорные, сливные).

3.3.4. Выбор марки и температуры рабочей жидкости

Если гидропривод работает в закрытом помещении (цехе), то там температура установившаяся, например, $T = 20^\circ\text{C}$. В соответствии с температурой, при которой будет работать гидропривод, выбирается минеральное масло, например, марка ИГП-30 с кинематической вязкостью $\nu = 30 \text{ сСт} = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью

$\rho = 900 \text{ кг/м}^3$. При расчете желательно обосновывать выбор рабочей жидкости.

3.3.5. Расчет потерь давления в напорной и сливной ветвях гидропривода

Средняя по сечению скорость течения жидкости в напорной и сливной трубах $V_{ж.нап} = \frac{V_D}{f_{y.нап}}$ и $V_{ж.сл.} = \frac{V_C}{f_{y.сл.}}$, где $f_{y.нап.}$ и $f_{y.сл.}$ - внутренняя площадь сечения трубы, выбранной по ГОСТу.

Определяем режимы течения жидкости в трубопроводах, используя критерий Рейнольдса $Re_{нап.} = \frac{V_{ж.нап} \cdot d_{y.нап}}{\nu}$ и

$$Re_{сл.} = \frac{V_{ж.сл.} \cdot d_{y.сл.}}{\nu}.$$

В соответствии с полученными режимами течения жидкости определяем коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси)

$$\lambda = \begin{cases} \frac{75}{Re} & \text{при } Re \leq 2300 \\ \frac{0.316}{\sqrt[4]{Re}} & \text{при } Re \geq 2300 \end{cases}$$

Потери давления в трубопроводах по длине:

$$\Delta p_{\ell.нап} = \lambda_{нап} \cdot \frac{\ell_{т.нап}}{d_{y.нап}} \cdot \rho \cdot \frac{V_{ж.нап}^2}{2} - \text{в напорном трубопроводе,}$$

$$\Delta p_{\ell.сл.} = \lambda_{сл.} \cdot \frac{\ell_{т.сл.}}{d_{y.сл.}} \cdot \rho \cdot \frac{V_{ж.сл.}^2}{2} - \text{в сливном трубопроводе, где}$$

$\ell_{т.нап}$ и $\ell_{т.сл.}$ - соответственно длины напорной и сливной труб.

Потери давления на местные сопротивления:

$$\Delta p_{м.нап} = \xi_{нап} \cdot \rho \cdot \frac{V_{ж.нап}^2}{2} - \text{в напорном трубопроводе;}$$

$$\Delta p_{м.сл} = \xi_{сл} \cdot \rho \cdot \frac{V_{ж.сл.}^2}{2} - \text{в сливном трубопроводе,}$$

где $\xi_{нап}$ и $\xi_{сл.}$ - суммарный коэффициент местных сопротивлений учитывающий количество поворотов, выход из трубы в полость цилиндра, вход в трубу из полости цилиндра и т.п.

Потери давления в гидроаппаратах следующие.

Определяется эффективная площадь проходного сечения каждого аппарата, расположенного на силовых гидролиниях. Номинальный расход $\dot{V}_{ном}$ и потери давления Δp берутся из технических характеристик аппарата

$$f_i = \frac{\dot{V}_{ном}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p}}.$$

Для каждого аппарата, например, предохранительного клапана, обратного клапана, распределителя, фильтров и т.п., определяются потери давления

$$\Delta p_i = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\dot{V}_A}{f_i} \right)^2, \quad \text{где} \quad \begin{array}{ll} \dot{V}_\text{н} = \dot{V}_\text{д} & \text{напорный трубопровод} \\ \dot{V}_\text{н} = \dot{V}_\text{с} & \text{сливной трубопровод} \end{array}$$

Определение суммарных потерь давления в напорном и сливном трубопроводах:

$$\Delta p_{\text{нап.}} = \Delta p_{\ell.\text{нап.}} + \Delta p_{\text{м.нап.}} + \sum \Delta p_i$$

$$\Delta p_{\text{сл.}} = \Delta p_{\ell.\text{сл.}} + \Delta p_{\text{м.сл.}} + \sum \Delta p_i.$$

3.3.6. Расчет гидравлического коэффициента полезного действия трубопроводов и аппаратов

$$\eta_{г.а.} = \frac{p_{ном} + p_{атм} - \Delta p_{\text{нап.}}}{p_{ном}}.$$

3.4. Выбор насосной установки

К основным агрегатам насосной установки относятся: приводной двигатель, насос, бак.

3.4.1. Определение величины объёмных потерь (утечек) в гидроаппаратах напорной гидролинии Q_i

Для каждого аппарата определяем относительное значение утечек - $\Delta \dot{V}_{a.i} = \frac{\dot{V}_{y.i}}{p_{ном.i}}$, где $\dot{V}_{y.i}$ - утечки через "i" - аппарат при давлении $p_{ном.i}$ взятые из технических характеристик аппаратов.

Реальное значение утечек для назначенного проектировщиком рабочего давления будет $\dot{V}_{a.i} = \sum \dot{V}_i \cdot p_{ном}$.

Требуемая подача насоса для обеспечения заданной скорости

$$\dot{V}_{н.рас.} = \dot{V}_\text{д} + \dot{V}_{a.i}.$$

Определение объёмного коэффициента полезного действия гидроаппаратуры $\eta_{o.a.} = \frac{V_D}{V_{H.pac.}}$.

3.4.2. Выбор типоразмера насоса

Насос выбирается по наибольшему расходу $V_{насоса} \geq V_{H.pac.}$ при давлении $p_{ном} \leq p_{насоса}$. Если номинальное давление меньше 6,3 МПа, то обычно применяют шестеренные насосы. При давлениях выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые насосы. Насос выбирают из справочника, и выписывают его типоразмер и технические характеристики.

Определение крутящего момента на валу насоса

$M_H = \frac{V_H \cdot p_{ном}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{H.п.}}$, где $\eta_{H.п.}$ - КПД насоса полный, взятый из технических характеристик; V_H - рабочий объём насоса из технических характеристик.

Мощность на валу насоса $N_H = n \cdot M_H$, где n - частота вращения вала насоса, например, $n = 960 \text{ об / мин} = 100,8 \text{ рад / с}$
 $n = 1460 \text{ об / мин} = 153,3 \text{ рад / с}$

3.4.3. Выбор приводного двигателя

Электродвигатель подбирают по величинам момента и мощности, учитывая частоту вращения.

3.4.4. Предохранительный клапан настраивается на давление $p_{к.пр.} = 1,1 \dots 1,3 p_{ном}$.

3.4.5. Определение полезного объёма гидробака

Объём гидробака $W_б$ подбирают в соответствии с трех – пятиминутной подачей насоса $W_б = 80 \dots 300 V_{ном}$. Объём гидробака подбирают по ГОСТу или отраслевой нормали.

3.4.6. Расчет объёмного КПД гидропривода при номинальном режиме работы $\eta = \eta_{H.o.} \cdot \eta_{д.o.} \cdot \eta_{a.o.}$, где $\eta_{H.o.}$ - объёмный КПД насоса, $\eta_{д.o.}$ - объёмный КПД двигателя, $\eta_{a.o.}$ - объёмный КПД гидроаппаратов.

3.5. Прочностные расчёты

3.5.1. Проверка штока на разрыв

В качестве материала штока выбираем, например, сталь 15ХМ. Допустимое напряжение на разрыв $\sigma_p = 200 \text{ МПа}$. Максимальная нагрузка на шток гидроцилиндра H_p . Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку, $d_{ш. min} = 1,13 \sqrt{\frac{H_p}{\sigma_p}}$. Если

полученный диаметр штока меньше, чем диаметр штока в подглаве 3.2.4, то условие прочности на разрыв выполняется.

3.5.2. Проверка штока на изгиб

Минимальный диаметр штока, который выдержит максимальную нагрузку, не прогибаясь более допустимой величины, будет равен

$$d_{ш. min} = \sqrt[4]{\frac{H_p \cdot 64 \cdot \mu \cdot \ell_{шток}^2}{\pi^3 \cdot E_{ст}}}, \text{ где } \mu - \text{коэффициент приведенной}$$

длины $\mu = 2$; $\ell_{шток}$ - длина штока; $E_{ст}$ - модуль упругости стали для стали 15ХМ $E_{ст} = 2,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Если полученный диаметр штока меньше, чем диаметр штока в подглаве 3.2.4, то условие прочности на изгиб выполняется.

3.5.3. Диаметральная деформация гидроцилиндра

Диаметральная деформация внутренней поверхности

$$\Delta D = \frac{p_{ном} D_B}{E_{ст}} \left(\frac{D_H^2 + \mu D_B^2}{D_H^2 - D_B^2} \right),$$

где D_H и D_B - соответственно наружный и внутренний диаметры гидроцилиндра.

Диаметральная деформация внешней поверхности гидроцилиндра

$$\Delta D = \frac{p_{ном} D_B \cdot D_H^2}{E_{ст} (D_H^2 - D_B^2)}.$$

3.6. Динамический расчет следящего гидропривода

Динамические свойства исполнительного механизма зависят от многих нелинейных факторов. Проанализировать, как поведет себя система во время переходного процесса, можно по математической модели следящего привода. Поскольку процессы, проходящие в системе нелинейные, то и модель нелинейная, сложная. Такую модель хорошо применять уже на завершающей стадии проектирова-

ния. Для предварительной оценки выбранных параметров силовой части привода достаточно упрощенной линейной математической модели.

Рассмотрим линейную математическую модель для четырех-щелевого следящего привода, показанного на рис.3.2.

Уравнение сил, действующих на поршень исполнительного двигателя: $F(p_1 - p_2) = m \cdot V'_d + H_{тр} + H_c$,

здесь F - эффективная площадь поршня гидродвигателя; p_1 и p_2 - давления в полостях гидроцилиндра; m - приведенная к оси поршня масса подвижных частей; V'_d - ускорение (производная от рабочей скорости перемещения поршня); H_c - потенциальная нагрузка, приведенная к оси поршня; $H_{тр}$ - сила сопротивления учитывает потери на трение в двигателе $H_{тр} = K_T \cdot V_d$, где коэффициент трения оп-

ределяется как $K_T = \frac{4 \cdot H_{max}}{\pi \cdot V_d}$ и максимальная сила контактного

трения, приведенная к оси поршня, равна $H_{max} = F \cdot p_H (1 - \eta_{д.м.})$, $\eta_{д.м.}$ - механический коэффициент полезного действия гидродвигателя.

Уравнения расходов в полостях распределителя запишем, принимая втекающую жидкость за положительную величину, а вытекающую из полости распределителя за отрицательную величину:

$$Q_3 = F \cdot V_d + Q_{сж1} + Q_{ут1} + Q_4 \quad (3.6)$$

$$Q_2 = -F \cdot V_d + Q_{сж2} + Q_{ут2} + Q_1. \quad (3.7)$$

Здесь $F \cdot V_d$ - расход, тратящийся на перемещение поршня двигателя; $Q_{ут1}$ - перетечки жидкости из полости распределителя с давлением p_1 через зазор и втулку распределителя на слив; $Q_{сж}$ - расход, затрачиваемый на сжимаемость рабочей жидкости; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 - расходы через дросселирующие щели равные:

$$Q_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{2 \rho} (X_o + X_c) \sqrt{p_2 - p_c},$$

$$Q_2 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \sqrt{2 \rho} (X_o - X_c) \sqrt{p_H - p_2},$$

$$\gamma_3 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \cdot b_o + X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_H - p_1},$$

$$\gamma_4 = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \cdot b_o - X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1 - p_c}.$$

В этих выражениях p_H и p_c - давления рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях; μ - коэффициент расхода; d_3 - диаметр затвора дросселирующего распределителя; Ψ_n - коэффициент использования периметра; ρ - плотность рабочей жидкости; b_o - ширина щели в нейтральном положении; $X_c = X - Y$ - суммарное смещение кромки затвора относительно кромки втулки распределителя.

При линеаризации перепадных функций дросселирующих щелей гидрораспределителя методом секущей выбираем точку линеаризации равную $p_B = 0.5 p_H$. Коэффициент линеаризации

$$b_o = \frac{1,2}{\sqrt{p_H - p_B}}. \text{ Часто принимают щели распределителя абсолютно}$$

симметричными, поэтому проводимость щелей будет равна

$$\alpha_1 = K_\alpha \cdot b_o + X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \text{ где } K_\alpha = \mu \cdot \pi \cdot d_3 \cdot \Psi_n \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

$$\alpha_2 = K_\alpha \cdot b_o - X_c \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

Тогда уравнения расходов принимают вид

$$\gamma_1 = \alpha_1 \cdot b_o \cdot \sqrt{p_2 - p_c}$$

$$\gamma_2 = \alpha_2 \cdot b_o \cdot \sqrt{p_H - p_2}$$

$$\gamma_3 = \alpha_1 \cdot b_o \cdot \sqrt{p_H - p_1}$$

$$\gamma_4 = \alpha_2 \cdot b_o \cdot \sqrt{p_2 - p_c}$$

Расход жидкости, затрачиваемый на сжимаемость в напорной гидролинии и в камере двигателя, определяется выражением

$\gamma_{сж} = K_{сж} \cdot p'$, где коэффициент сжимаемости $K_{сж}$ вычисляется как

$$K_{сж} = \frac{W_{ж}}{E_{ж}} + \frac{\varepsilon_r \cdot W_{ж}}{0,5n \cdot p_H} \cdot \left(\frac{p_{атм}}{0,5p_H} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

В этом выражении $W_{ж}$ - объём рабочей жидкости в камере двига-

теля и в напорной гидролинии, $W_{ж} = \frac{F \cdot L_d}{2} + \frac{\pi \cdot d_y^2}{4} \cdot L_{тр}$, здесь F - эффективная площадь поршня, L_d - ход поршня, $L_{тр}$ - длина напор-

ного трубопровода; d_y - внутренний диаметр гидролиний; ε_r - относительное содержание воздуха в рабочей жидкости, n - показатель политропического процесса; $E_{ж}$ - объёмный модуль упругости жидкости.

Расход жидкости, который тратится на утечки в двигателе $\dot{V}_{ут}$, определяется выражениями $\dot{V}_{ут.1} = K_{ут} \sqrt{p_1 - p_c}$, $\dot{V}_{ут.2} = K_{ут} \sqrt{p_2 - p_c}$, где $K_{ут}$ - коэф-

фициент утечек $K_{ут} = \frac{\Delta \dot{V}_{ут}}{p_H}$, здесь $\Delta \dot{V}_{ут}$ и p_H - внутренние утечки

при номинальном давлении, взятые из технической характеристики. Принятые обозначения подставляются в исходные уравнения расходов (3.6) и (3.7):

$$\alpha_1 \cdot b_o \sqrt{p_H - p_1} = F \cdot V_d + K_{сж} \cdot p'_1 + K_{ут} \sqrt{p_1 - p_c} + \alpha_2 \cdot b_o \sqrt{p_1 - p_c} \quad (3.8)$$

$$\alpha_2 \cdot b_o \sqrt{p_H - p_2} = -F \cdot V_d + K_{сж} \cdot p'_2 + K_{ут} \sqrt{p_2 - p_c} + \alpha_1 \cdot b_o \sqrt{p_2 - p_c}. \quad (3.9)$$

Вычтем из (3.8) уравнения (3.9) уравнение расхода, получим

$$(\alpha_1 - \alpha_2) b_o \sqrt{p_H - p_c} = (\alpha_1 + \alpha_2) b_o \sqrt{p_1 - p_2} = 2F \cdot V_d + K_{сж} (p'_1 - p'_2) + K_{ут} (p_1 - p_2)$$

Подставляя значения проводимости, получаем

$$\alpha_1 - \alpha_2 = K_\alpha \sqrt{p_0 + X_c} - K_\alpha \sqrt{p_0 - X_c} = 2K_\alpha \cdot X_c$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 = K_\alpha \sqrt{p_0 + X_c} + K_\alpha \sqrt{p_0 - X_c} = 2K_\alpha \cdot h_0$$

Введя условную переменную $p_{ж} = p_1 - p_2$, и произведя некоторые преобразования, получим систему уравнений

$$p_H - p_b \sqrt{b_o} \cdot 2K_\alpha X_c - 2K_\alpha \cdot h_o \cdot b_o \cdot p_{ж} = 2F \cdot V_d + K_{сж} \cdot p'_{ж} + K_{ут} \cdot p_{ж} \quad (3.10)$$

$$m \cdot V'_d + K_T \cdot V_d = F \cdot p_{ж} - H_c \quad (3.11)$$

$$X_c = X - Y \quad (3.12)$$

$$Y' = V_d \quad (3.13)$$

Введем обозначения $K_p = \sqrt{p_H - p_c} \sqrt{b_o} \cdot K_\alpha$; $K_y = \frac{K_{ут}}{2} + K_\alpha \cdot h_o \cdot b_o$;

$K_c = \frac{K_{сж}}{2}$. Тогда уравнение (3.10) примет вид

$$K_c \cdot p'_ж + K_y \cdot p_ж + F \cdot V_d = K_p \cdot X_c \quad (3.14)$$

Из уравнения (3.11) выделим $p_ж$, и продифференцируем полученное выражение

$$p_ж = \frac{m}{F} V'_d + \frac{K_T}{F} V_d + \frac{1}{F} H_c$$

$$p'_ж = \frac{m}{F} V''_d + \frac{K_T}{F} V'_d + \frac{1}{F} H'_c.$$

После подстановки полученных выражений в уравнение (3.14) и некоторых преобразований получаем

$$\begin{aligned} \frac{K_c \cdot m}{K_y K_T + F^2} V''_d + \frac{K_c K_T + K_y m}{K_y K_T + F^2} V'_d + V_d + \frac{K_c}{K_y K_T + F^2} H'_c + \\ + \frac{K_y}{K_y K_T + F^2} H_c = \frac{K_p \cdot F}{K_y K_T + F^2} X_c \end{aligned}$$

Обозначив через T_2 , T_1 , T_3 постоянные величины, получим постоянные

$$\text{времени } T_2^2 = \frac{K_c m}{K_y K_T + F^2}; \quad T_1 = \frac{K_c K_T + K_y m}{K_y K_T + F^2}; \quad T_3 = \frac{K_c}{K_y}.$$

Передаточные коэффициенты: $K_{и.м.}$ - передаточный коэффициент исполнительного механизма по регулируемому воздействию, $K_{и.н.}$ - передаточный коэффициент по нагружающему воздействию:

$$K_{и.н.} = \frac{K_y}{K_y K_T + F^2}, \quad K_{и.м.} = \frac{K_p F_d}{K_y K_T + F^2}$$

В результате преобразований получим дифференциальное уравнение $T_2^2 V''_d + T_1 V'_d + V_d + K_{и.н.} T_3 H'_c + K_{и.н.} H_c = K_{и.м.} X_c$.

Для вывода передаточной функции преобразуем дифференциальное уравнение по Лапласу

$$(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) \hat{V}_d(s) + K_{и.н.} (T_3 S + 1) \hat{H}_c(s) = K_{и.м.} X_c(s).$$

Внешняя потенциальная сила в общем случае это функция времени $H_c = \Phi(t)$, но она может быть и функцией перемещения выходного звена $H_c = K_a Y$.

Если H_c - функция времени, уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа будет иметь вид

$$(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1) \hat{V}_d(s) = K_{и.м.} X_c(s) + K_{и.н.} (T_3 S + 1) \hat{H}_c(s)$$

$$Y(s) = \frac{1}{s} V_d(s).$$

Структурная схема этих уравнений приведена на рис.3.4.

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по регулирующему воздействию $X_c(s)$ будет

$$W_{и.м.}(s) = \frac{Y(s)}{X_c(s)} = \frac{K_{и.м.}}{s(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)}.$$

Если $H_c(s)$ - функция перемещения выходного звена (позиционная нагрузка), то уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа принимает вид

$$(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1) \dot{V}_d(s) = K_{и.м.} X_c(s) - K_{и.н.} K_a (T_3 s + 1) Y(s).$$

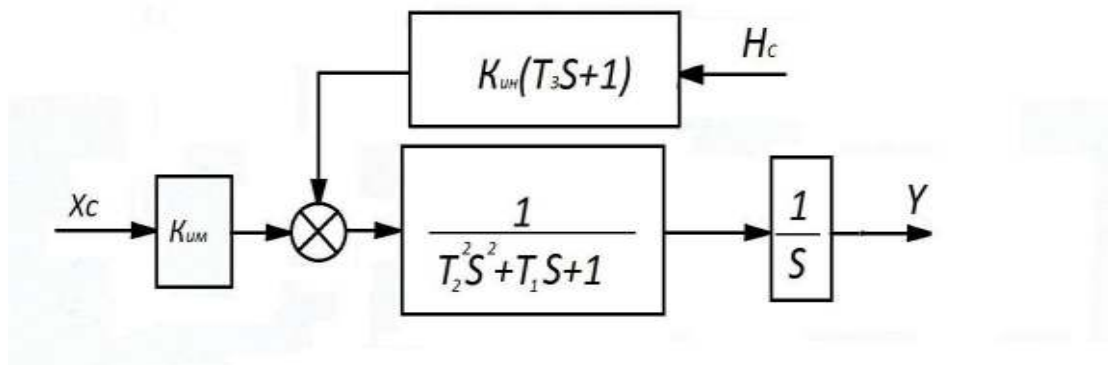


Рис.3.4. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с нагрузочной функцией времени $H_c = \Phi(s)$

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по нагрузочному воздействию будет

$$W_{и.н.}(s) = \frac{Y(s)}{H_c(s)} = -\frac{K_{и.н.} (T_3 s + 1)}{s(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)}.$$

Структурная схема линейной математической модели показана на рис.3.5.

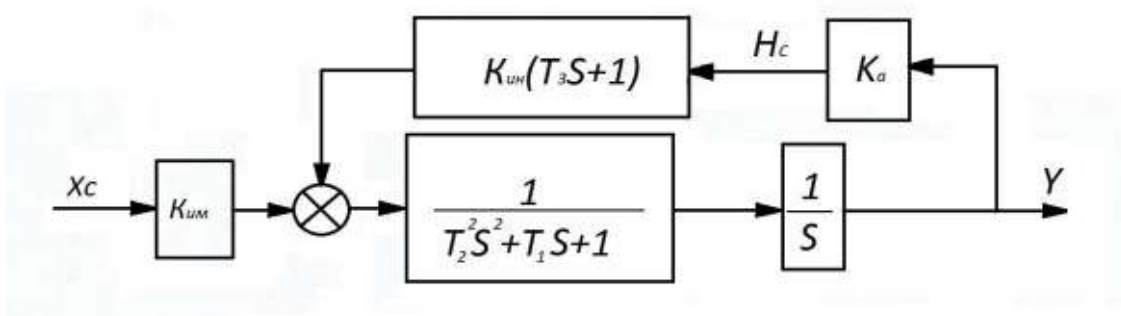


Рис.3.5. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с позиционной нагрузкой

Общий результат двух воздействий определяется по принципу суперпозиции $Y(s) = W_{и.м.}(s) X_c(s) + W_{и.н.}(s) H_c(s)$.

Передаточная функция исполнительного механизма по регулирующему воздействию при позиционной нагрузке $H_c = K_a Y$

$$W_{и.м.}(s) = \frac{Y(s)}{X_c(s)} = \frac{K_{и.м.}}{s^2(s^2 + T_1 s + 1) + K_{и.н.} K_a (s^3 + 1)}$$

По соотношению коэффициентов $K_{ут}, K_c, K_T, m, F_d$ можно судить о влиянии параметров исполнительного механизма и нагрузки на колебательность привода при переходном процессе.

Уравнение, описывающее действие сравнивающего механизма следящего привода с механическим управлением, будет

$$X_c = K_{в.м} X - K_{о.с.} Y$$

Дополним этим уравнением, взятым в изображениях Лапласа, линейную математическую систему уравнений, полученную ранее

$$\begin{cases} (s^2 s^2 + T_1 s + 1) V_d(s) = K_{и.м.} X_c(s) - K_{и.н.} (s^3 + 1) H_c(s) \\ X_c(s) = K_{в.м} X(s) - K_{о.с.} Y(s) \\ Y = \frac{1}{s} V_d(s) \end{cases}$$

где $K_{в.м.}$ и $K_{о.с.}$ - передаточные коэффициенты входного механизма и обратной связи.

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по управляющему воздействию

$$W_X(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K_{в.м.} K_{и.м.}}{s^2(s^2 + T_1 s + 1) + K_{и.м.} K_{о.с.}}$$

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по нагрузочному воздействию

$$W_H(s) = \frac{Y(s)}{H_c(s)} = - \frac{K_{и.н.} (s^3 + 1)}{s^2(s^2 + T_1 s + 1) + K_{и.м.} K_{о.с.}}$$

Представим эти передаточные функции в стандартной форме с полиномами, введя обозначения

$$a_0 = \begin{cases} K_{и.м.} K_{о.с.} \dots \dots \dots \text{при} \dots H_c = \Phi(s) \\ K_{и.м.} K_{о.с.} + K_{и.н.} K_a \dots \dots \text{при} \dots H_c = K_a Y \end{cases}$$

$$a_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } H_c = \Phi \\ 1 + K_{и.н.} K_a T_3 & \text{при } H_c = K_a Y \end{cases}$$

$$a_2 = T_1, \quad a_3 = T_2^2, \quad b_{10} = K_{б.м} K_{и.м.},$$

$$b_{20} = K_{и.н.}, \quad b_{21} = K_{и.н.} T_3.$$

$$W_X \Rightarrow \frac{Y}{X} = \frac{b_{10}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0}$$

$$W_H \Rightarrow \frac{Y}{H_c} = - \frac{b_{21} S + b_{20}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0}.$$

Общая структурная схема линейной математической модели приведена на рис.3.6.

По передаточным функциям можно различными методами оценить поведение системы в динамике. Наиболее полную информацию о динамических свойствах линейной математической модели следящего привода дают расчет и построение переходной функции. Под переходной функцией подразумевают переходный процесс, т.е. движение выходного звена привода во времени $Y = \Phi$, при типовом внешнем воздействии.

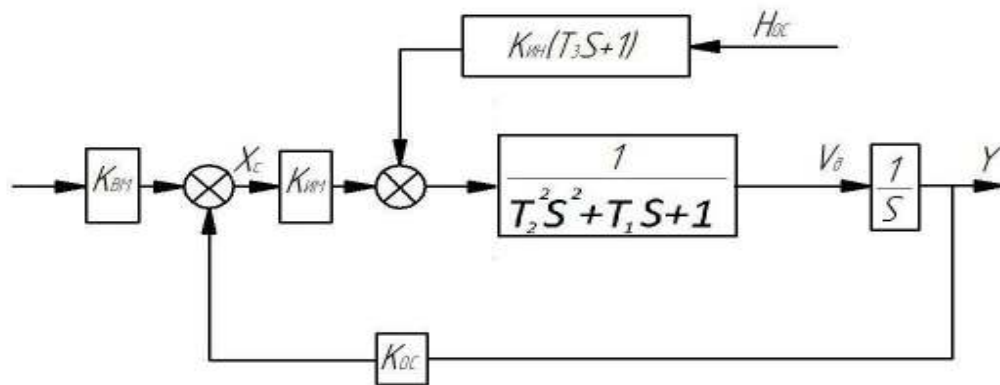


Рис. 3.6. Структурная схема линейной математической модели

Пусть входными воздействиями будут типовые внешние воздействия в виде ступенчатых функций, показанных на рис. 3.7.

Входным сигналом по управляющему воздействию примем функцию $X \Rightarrow X_0 \cdot 1$. В изображениях Лапласа ей соответствует функция $X \Rightarrow \frac{1}{S} \cdot X_0$. Поскольку передаточная функция по нагрузочному воздействию отрицательная, для того чтобы график переходного процесса был положительным, примем входной сигнал по

нагрузочному воздействию отрицательным $H_c \Leftrightarrow -H_0 \cdot 1$ или в изображениях Лапласа $H_c \Leftrightarrow -\frac{1}{S} \cdot H_0$.

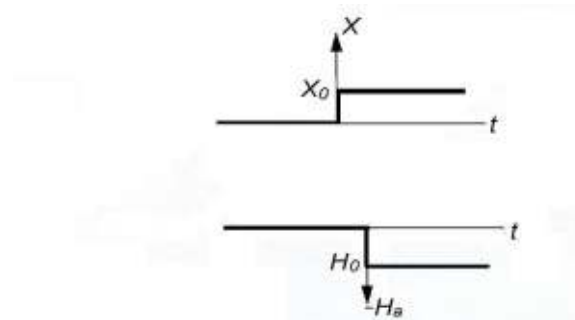


Рис.3.7. Внешнее воздействие в виде ступенчатой функции

Внешнее воздействие может быть лишь «малой» величиной, так как математическая модель - линеаризованная, поэтому входное воздействие может быть примерно 10...30% от реальной величины.

Изображение искомых функций выглядит следующим образом:

$$Y \Leftrightarrow W_X \Leftrightarrow X \Leftrightarrow W_X \Leftrightarrow \frac{X_0}{S} = \frac{X_0 \cdot b_{10}}{a_3 \cdot S^3 + a_2 \cdot S^2 + a_1 \cdot S^1 + a_0 \cdot S^0} \cdot S$$

$$Y \Leftrightarrow W_H \Leftrightarrow H \Leftrightarrow W_H \Leftrightarrow \frac{-H_0}{S} = \frac{H_0 (b_{21} \cdot S^1 + b_{20} \cdot S^0)}{a_3 \cdot S^3 + a_2 \cdot S^2 + a_1 \cdot S^1 + a_0 \cdot S^0} \cdot S$$

Обычно переходные функции определяют отдельно по управляющему или нагрузочному воздействиям. Когда необходим результат двух этих воздействий, то их суммируют. По полученной функции переходного процесса, рассчитанной с помощью компьютера, строят график. Затем график вручную обрабатывают, определяя величины, характеризующие быстродействие и колебательность системы.

Построим переходный процесс, используя стандартную программу Mathcad PLUS.

Обозначим $B_0 = X_0 \cdot b_{10}$; $B_{21} = H_0 \cdot b_{21}$; $B_{20} = H_0 \cdot b_{20}$;

$A_3 = a_3$; $A_2 = a_2$; $A_1 = a_1$; $A_0 = a_0$.

Все поле экрана в программном комплексе Mathcad является алгоритмом расчета. Поэтому пояснения, написанные на русском языке, необходимо писать только в рамке, чтобы программа не вос-

принимала это как программу расчета. Для написания русского текста курсор ставится в нужное место, затем выбираются последовательно: Вставка, Text Region (текстовая область), Arial Cyr, 14, и только в высветившейся рамке пишутся комментарии.

Построение переходного процесса приведено только для управляющего воздействия. По возмущающему воздействию можно построить переходный процесс по аналогии.

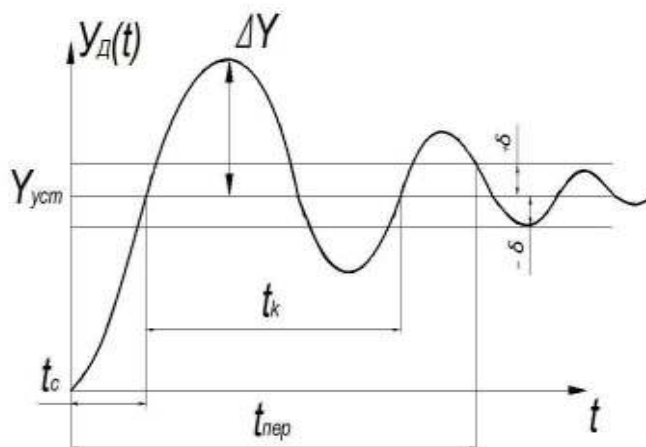


Рис.3.8. График переходного процесса

Предполагаемый вид экранного файла.

Задание № 1

Группа

Вариант

Фамилия

РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

Исходные данные:

коэффициенты полинома числителя $B0 :=$

коэффициенты полинома знаменателя $A0 :=$ $A1 :=$

$A2 :=$ $A3 :=$

аналитическое выражение полиномов $D(s) := B0 \cdot s^0$

$$N(s) := A3 \cdot s^3 + A2 \cdot s^2 + A1 \cdot s^1 + A0 \cdot s^0$$

искомая функция $Y(s) := \frac{D(s)}{s \cdot N(s)}$

Расчет корней характеристического полинома

На математическом поле набрать «expand», рядом щелкнуть мышкой, далее пропуск, затем набрать $N(s)$, щелкнуть мышкой вне выделения, появится характеристический полином в числовом выражении.

expand 

Коэффициенты характеристического полинома в порядке возрастания присваиваем матрице V, состоящей из одного столбца и четырех строк, набираем вручную цифры вместо букв, написанных автором.

$$V := \begin{bmatrix} A0 \\ A1 \\ A2 \\ A3 \end{bmatrix} \quad \text{polyroots} \left(\begin{bmatrix} -778,49056 \\ -64,23766 + 1,12916i \cdot 10^3 \\ -64,23766 - 1,12916i \cdot 10^3 \end{bmatrix} \right)$$

Далее набираем команду “polyroots(V)=” и программа Mathcad выдает корни характеристического полинома, например те, что приведены. Согласно теореме Ляпунова, чтобы система была устойчивой, вещественная часть корней характеристического полинома должна быть отрицательной. Если корни получились положительными, нет смысла продолжать построение переходного процесса. При отрицательных корнях по приближенным формулам необходимо определить следующие параметры.

Отрицательная вещественная часть корня ближайшего к мнимой оси.

$$\lambda := 64,23766$$

Предполагаемое время переходного процесса $tp := \frac{3}{\lambda} \quad tp = 0,0467$

Рекомендуемое время расчета $tk := 2 \cdot tp \quad tk = 0.0934$

Время расчета можно задать в два - три раза больше, чем время переходного процесса, для того чтобы убедиться, что процесс действительно затухает. Когда переходный процесс будет построен, можно скорректировать время расчета.

Устанавливаем шаг расчета $tc := \frac{tk}{70} \quad tc = 1,33433 \cdot 10^{-3}$

В данном случае для расчета задано 70 точек.

Ожидаемое установившееся значение выходной величины

$$Y0 := \frac{B0}{A0} \quad Y0 =$$

Максимальное отношение мнимой части корня к вещественной

$$\mu := \frac{1129,16}{64,23766} \quad \mu = 17,57785$$

Цифры набираем вручную по корням характеристического полинома. Если комплексных пар корней несколько, то необходимо посчитать для каждой пары комплексных корней и выбрать максимальное число.

Предполагаемое количество колебаний $nk := \frac{\mu}{2} \quad nk = 8,78893$

Расчет переходного процесса операционным методом

Набрать искомую функцию вручную. Поставить курсор к любой букве “S”, войти в строку состояния “Symbolik”, выбрать “Transforms”, далее выбрать “Inverse Laplace Transform”, должна получиться длинная строка по ширине на несколько страниц. Этой командой мы сделали обратное преобразование Лапласа и получили искомую функцию не в изображениях, как изначально задавали, а как функцию реального времени. Эту строку надо скопировать, и присвоить ей “Y(t)”. В данном примере из длинной строки приведено только два первых слагаемых. На самом деле, нужна вся строка полностью. При копировании необходимо убедиться, что строка выделена полностью.

$$\frac{0,00149}{0,14 \cdot 10^{-11} \cdot S^3 + 1,94 \cdot 10^{-8} \cdot S^2 + 2,95 \cdot 10^{-5} \cdot S + 0,0213} \cdot S$$

$$6,9953051643 \cdot 10^{-2} - 5,0123830087 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(-778.490555 \dots)$$

$$Y(t) = 6,99530516431 \cdot 10^{-2} - 5,0123830087 \cdot 10^{-2} \cdot \exp(-778.46055 \dots)$$

Ранжировка переменных величин

$$n := 0..70 \quad c := tc \quad t_n := c \cdot n$$

Задаем количество точек расчета n от 0 до 70 точек. Шаг расчета устанавливаем по посчитанной ранее величине. Текущее время расчета каждой точки t_n . Обратите внимание, что t с индексом, индекс вызывает в программе специальную функцию для расчета.

График переходного процесса

Для построения графика входим в строку состояния “Вставка”, “График”, “зависимость X-Y” или “X-Y Plot”. Появляется прямоугольник, внизу в окне набираем t_n , с левой стороны в окне набираем $Y(t_n)$, после чего появляется сам график, который затем необходимо вручную обработать после распечатки.

Примерный график переходного процесса показан на рис.3.8. На графике обозначено: $Y_{уст}$ – установившееся значение координаты выходного звена; ΔY – максимальная динамическая ошибка (величина перерегулирования); δ – зона допустимой погрешности или нечувствительности; t_c – время срабатывания привода; t_k – период собственных колебаний; $t_{пер}$ – время переходного процесса.

Зона допустимой погрешности $\delta = 0,02 \dots 0,05 Y_{уст}$. Быстродействие следящего привода оценивается временем переходного процесса. Колебательность оценивается показателем перерегулирова-

ния $\Delta\sigma$ в процентах и количеством колебаний во время переходного процесса. Обычно величина перерегулирования допускается

$$\Delta\sigma = \frac{\Delta Y}{Y_{уст}} \approx 0,1 \dots 0,2 \text{ и количество колебаний не более трех.}$$

Если по какому – либо параметру система не удовлетворяет проектировщика, то необходима коррекция системы.

3.7. Вопросы для самоконтроля к главе 3

1. Что такое отрицательное перекрытие гидравлического распределителя?
2. Как понимать условное обозначение распределителя в виде простой арифметической дроби, например, 4/3?
3. Поясните назначение основных функциональных узлов следящих приводов.
4. По каким характеристикам выбирается аппаратура приводов?
5. Как определить быстродействие и колебательность системы по графику переходного процесса?
6. Что понимается под понятием «проводимость» рабочей щели?
7. Что такое характеристический полином?
8. Можно ли по корням характеристического уравнения судить об устойчивости системы?
9. Как, зная передаточную функцию системы, получить изменение выходного сигнала во времени?
10. Исходя из каких соображений рекомендована допустимая скорость течения рабочей жидкости по гидролиниям разного назначения?

4. РАЗНОВИДНОСТИ ИСПОЛНЕНИЯ СЛЕДЯЩХ ПРИВОДОВ

4.1. Следящие системы в приводах металлорежущих станков

Принципиальная схема гидравлической следящей системы копировально-токарного станка показана на рис.4.1, структурная схема этой системы приведена на рис.1.10.

При движении каретки 6 в направлении V_3 щуп 1 скользит по копиру и перемещает затвор 2 распределителя, управляющего движением V_6 корпуса гидроцилиндра 3. Корпус гидроцилиндра жестко связан с расположенными на каретке салазками 5, на которых за-

креплен режущий инструмент. Одновременно с движением V_c гидроцилиндра и салазок перемещается корпус 4 следящего распределителя, чем обеспечивается механическая отрицательная обратная связь.

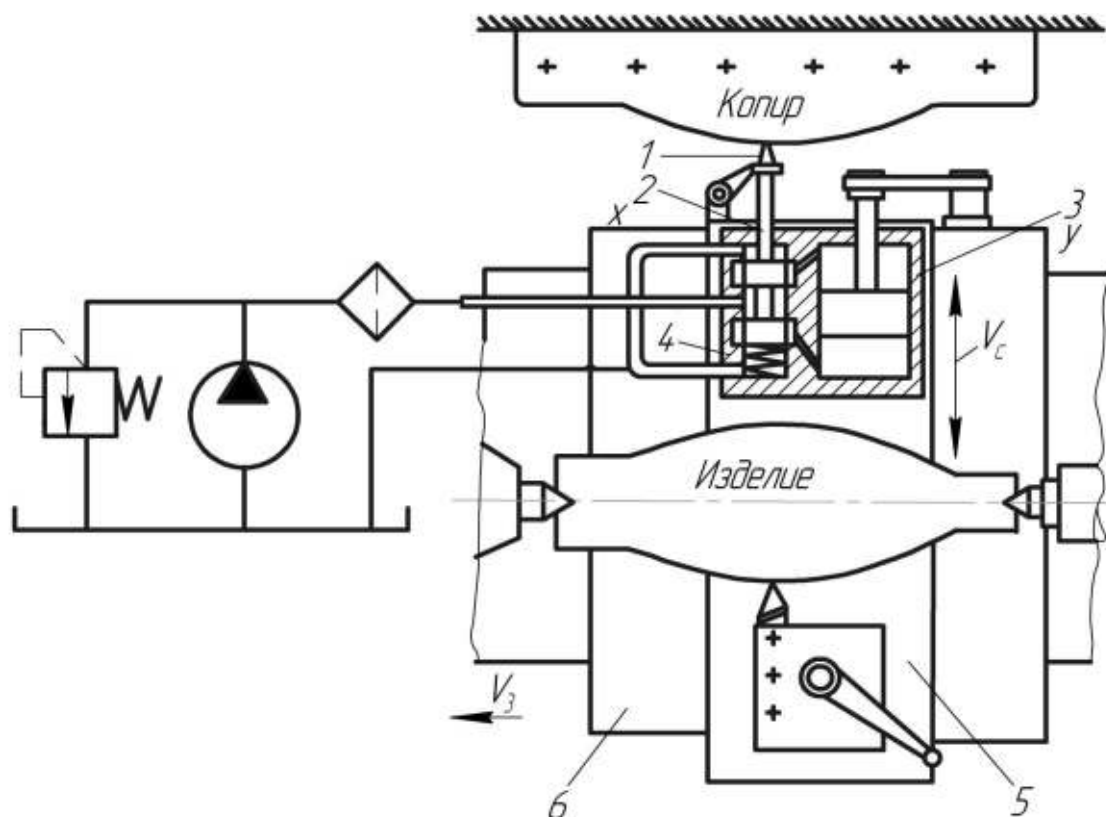


Рис.4.1. Схема следящей системы копировально-токарного станка: 1 – щуп; 2 – затвор; 3 – цилиндр; 4 – корпус распределителя; 5 – салазки; 6 – каретка

В данной схеме сравниваются перемещения, а именно: смещение кромки затвора сравнивается со смещением кромки корпуса распределителя. В результате сравнения этих двух сигналов на выходе сумматора появляется сигнал, который изменяет ширину дросселирующей щели распределителя.

Геометрическое сложение движений от двух скоростей V_3 и V_c обеспечивает перемещение режущего инструмента по траектории, определяемой формой копира (слежение за копиром). Питание гидросистемы обеспечивает насос при постоянном давлении рабочей жидкости, поддерживаемом клапаном давления.

При рассмотренном положении следящего суппорта относительно задающей подачи обработать ступенчатую поверхность изделия (торец вала) невозможно, поскольку при перпендикулярном

направлении следящей подачи к постоянной задающей скорости V_z в силу небезграничности скорости V_c , нельзя образовать вектор скорости резания, который был бы направлен по касательной к обрабатываемой поверхности, т.е. перпендикулярно вектору задающей подачи, см. рис.4.2,а. Поэтому направление следящей подачи выбирают под некоторым углом α к направлению задающей подачи, рис. 4.2,б. В первом случае наибольший угол вектора скорости резания $V_{рез}$ составляет $\beta_1 \leq \frac{\pi}{2}$, во втором - $\beta_2 \geq \frac{\pi}{2}$ при тех же значениях задающей и наибольшей следящей скоростей. В токарно-копировальных станках с постоянной задающей подачей копировальный суппорт обычно устанавливают под углом α , 60° или 45°.

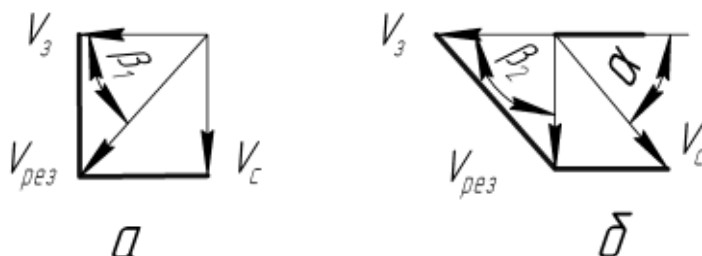


Рис.4.2. Схема векторов скоростей резания: а - при перпендикулярном расположении суппорта; б – при наклонном расположении суппорта

Конструкция такого суппорта показана на рис.4.3. Принципиальная гидравлическая схема этой конструкции приведена на рис.1.7.

Вал 2 (см. рис.4.3) ввинчен до упора в деталь 1 продольного суппорта, жестко закрепленную на суппорте, по направляющим которого перемещаются салазки 3 вместе с резцедержателем и резцом. Суппорт не показан на рис.4.3.

На вале жестко закреплены гайкой 15 два штока 4а и 4б с поршнем 5. Корпус 13 гидроцилиндра прикреплен к салазкам и перемещается вместе с ними относительно поршня. Рабочая жидкость по каналам 8 и 12 корпуса гидроцилиндра проходит в полость 14 с меньшей эффективной площадью, затем через дроссель 11 в поршне попадает в управляющую полость 10, откуда по каналам 9, 30, 24 - в камеру 23 к дросселирующей щели 25 затвора 26, взаимодействующего через рычаг 29 с копиром 6. При перемещении затвора относительно корпуса увеличивается ширина кольцевой дросселирующей щели 25, через которую рабочая жидкость из камеры 23 по каналам 17, 28, 7 сливается в бак.

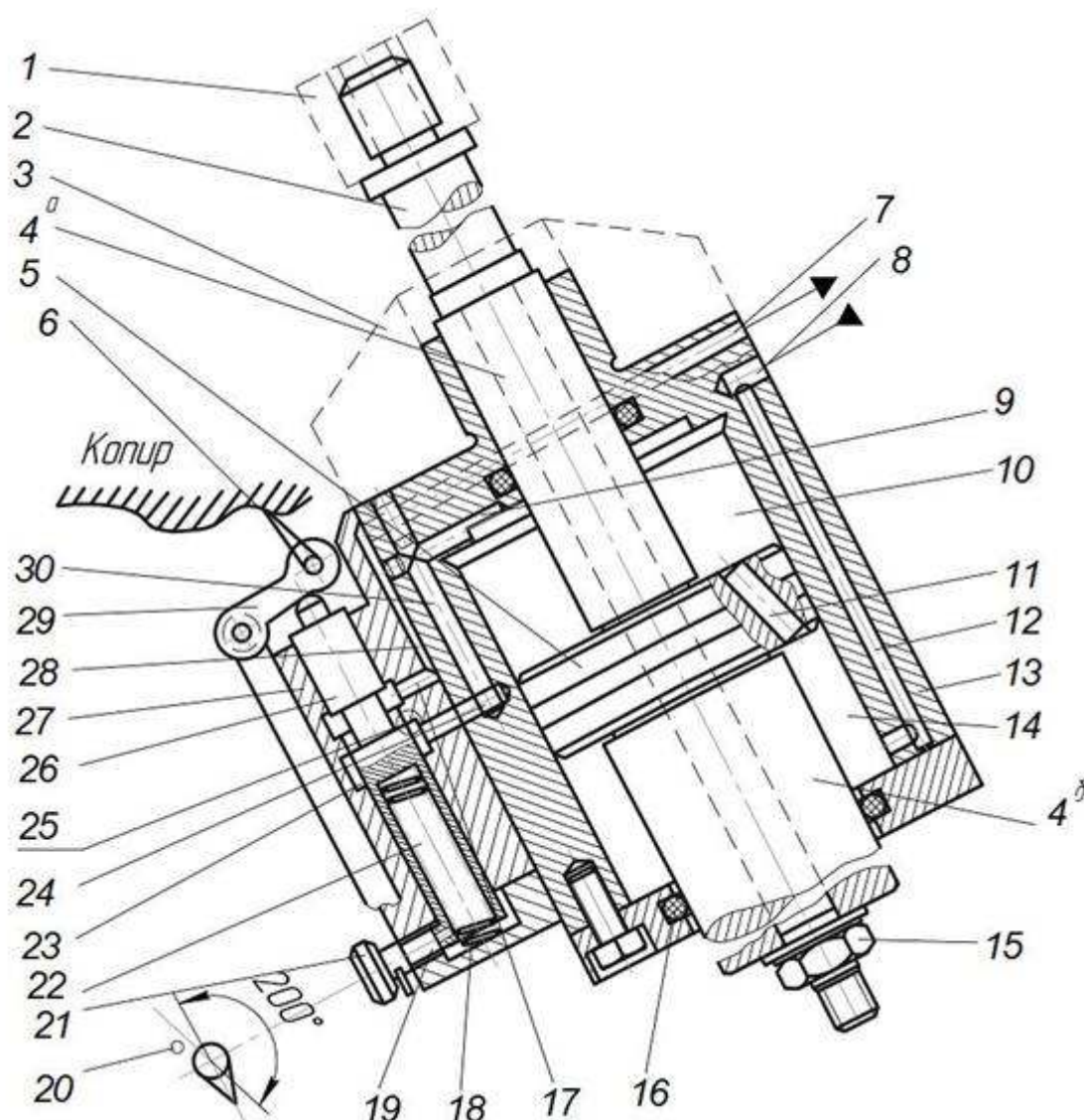


Рис.4.3. Следящий гидропривод копировального суппорта: 1 – деталь; 2 – вал; 3 – салазки; 4 – шток; 5 – поршень; 6 – копир; 7, 8, 9, 12, 17, 24, 28, 30 – каналы; 10, 14 – полость; 11 – дроссель; 13 – корпус цилиндра; 15 – гайка; 16 – крышка; 18 – палец; 19 – винт; 20 – ограничитель; 21 – рукоятка; 22 – пружина; 23 – камера; 25 – дросселирующая щель; 26 – затвор; 27 – корпус; 29 – рычаг

Давление в полости 10 гидроцилиндра будет уменьшаться с увеличением ширины щели 25, тогда как давление в полости 14 постоянно. Когда сила, действующая на крышку 16 гидроцилиндра, превысит силу, действующую на его другое днище, гидроцилиндр 13 вместе с корпусом 27 гидрораспределителя, салазками 3 и резцедержателем начнет двигаться в сторону смещения затвора, при этом щель 25 будет уменьшаться, а давление в полости 10 возрастать. Равновесное состояние будет достигнуто при равенстве сил,

действующих на оба торца гидроцилиндра. Быстрый отвод гидроцилиндра 13 и, соответственно, резца от обрабатываемой детали обеспечивается поворотом рукоятки 21 на угол 2008 до упора в ограничитель 20. При этом палец 18, эксцентрично посаженный на конец винта 19 и входящий в отверстие, профрезерованное в стенке гидрораспределителя, принудительно отодвигает затвор от копира, сжимая пружину 22 и открывая слив рабочей жидкости в бак из полости 10 гидроцилиндра через полностью открытую щель 25. В этой схеме сравнивается перемещение кромки затвора с перемещением кромки корпуса, а в результате сравнения изменяется ширина щели распределителя.

На рис. 4.4 приведена схема токарно-копировального станка с зависимой задающей подачей V_3 , ранее выпускаемого на заводе им. С. Орджоникидзе.

Продольная задающая подача V_3 осуществляется гидроцилиндром 1, скорость движения которого изменяется в зависимости от скорости движения следящего цилиндра 2. При обработке цилиндрической поверхности поршень цилиндра 2 неподвижен. В сливной гидролинии распределителя 3 расход жидкости минимален. Перепад давления на дросселе 4 практически отсутствует. В этих условиях клапан 6 работает в режиме стабилизатора скорости продольной подачи V_3 . Скорость продольной подачи определяется проходным сечением регулируемого дросселя 5, а клапан 6 поддерживает постоянный перепад на этом дросселе и тем самым стабилизирует скорость задающей подачи. При обработке фигурных поверхностей в работу включается следящий привод. Поршень 2 этого привода начинает копировать перемещение копировального щупа.

В сливной гидролинии следящего привода увеличивается поток жидкости. Перед регулируемым дросселем 4 повышается давление. Повышается давление и в полости 8 клапана 6. Затвор 7 клапана давления 6 смещается вниз, уменьшая проходное сечение и увеличивая сопротивление потоку жидкости, поступающему из сливной полости цилиндра 1 продольной (задающей) подачи. Скорость задающей подачи уменьшается, и гидродвигатель 1 может остановиться. Взаимосвязь копировальной и задающей подачи расширяет возможности обработки сложных поверхностей. Регулируемые

дроссели 4 и 5 обеспечивают схему дроссельного регулирования скорости с дросселем «на выходе».

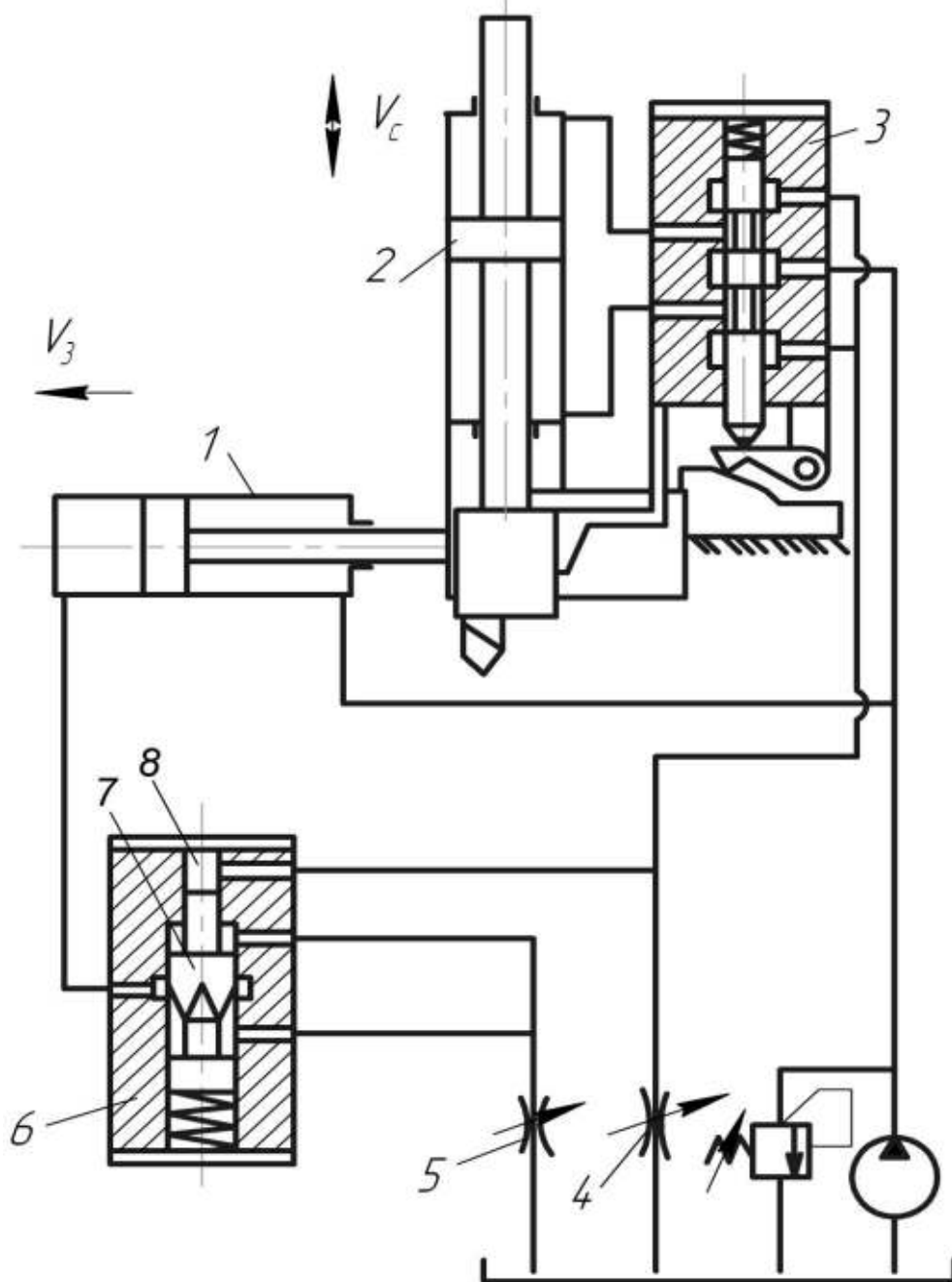


Рис.4.4. Схема привода со следящим движением V_c и автоматическим регулированием скорости V_3 : 1 – гидродвигатель горизонтального перемещения; 2 – гидродвигатель вертикального перемещения; 3 – дросселирующий распределитель; 4, 5 – регулируемые дроссели; 6 – клапан давления; 7 – затвор клапана; 8 – камера

Сравниваться могут не обязательно перемещения. В пневмогидравлическом приводе сварочного аппарата, показанного на

рис.4.5, сравниваются силы, действующие на затвор распределителя.

На сварочной головке впереди мундштука с электродом располагается пневматический щуп 1, представляющий собой сопло, проходное сечение которого частично перекрыто кромками свариваемых листов 2, в результате меняется давление p_2 . Сопло связано гибкой пневмолинией 3 с камерой пневмодвигателя 4. В камеру 4 поступает воздух от источника с постоянным давлением p_1 , этот расход настроен дросселем 6. В данном приводе сравнивается количество воздуха, втекающего в камеру 4, при этом давление в камере должно быть p_1 , с количеством воздуха, истекающего из неё, при этом давление в камере будет p_2 . Возникшая разница между поступившим и истекшим воздухом $p_1 - p_2 = \Delta p$ меняет давление в камере. Сила равная произведению давления на площадь мембраны $\Delta p \cdot F$ воздействует на мембрану 5 и затвор распределителя с одной стороны, а с противоположной стороны на затвор действует механический двигатель в виде сжатой пружины силой $C(\ell + h)$, где C – жесткость пружины, ℓ – предварительный натяг пружины, h – текущее изменение натяга из-за смещения затвора. Результирующая сила этих воздействий перемещает затвор распределителя, тем самым меняя ширину щели, а, следовательно, и площадь проходной щели распределителя $f_{щ}$ и соединений полостей цилиндра с напорной и сливной гидролиниями.

Поэтому меняется сила, действующая на поршень R , в результате чего он смещается и через рычаги смещает одну из свариваемых деталей Y . При этом меняется ширина сварочной щели $h_{щ.св.апп}$, а, следовательно, и площадь щели $F_{щ}$ пневматического щупа, из которого вытекает воздух.

Структурная схема указанных изменений показана на рис.4.6.

Схема, приведенная на рис. 4.7, отличается от предыдущей тем, что сигнал рассогласования реализуется сильфоном 1, а не мембраной. Обратная связь выполнена в виде кронштейна 3 с заслонкой 2, выполняющей роль щупа. Принципиальная гидравлическая схема отличается от изображенной на рис.1.7 тем, что в данном случае неподвижен цилиндр, а не шток.

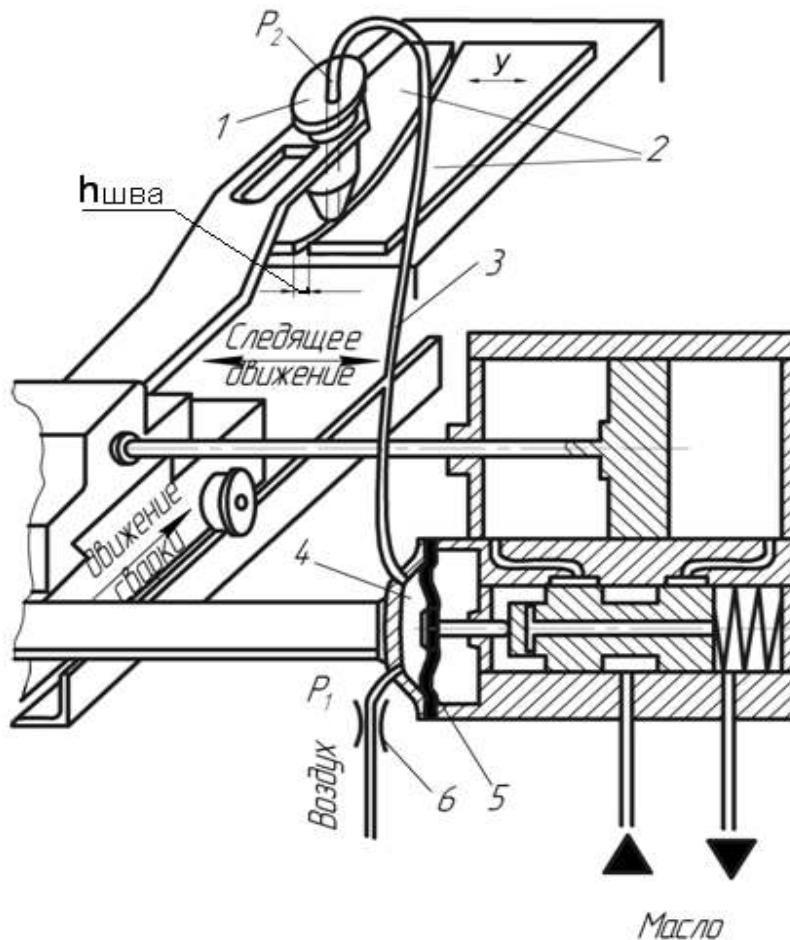


Рис.4.5. Пневмогидравлический следящий привод сварочного аппарата: 1 - пневматический щуп; 2 – свариваемые листы; 3 – пневмолиния; 4 – камера; 5 - мембрана; 6 – постоянный дроссель

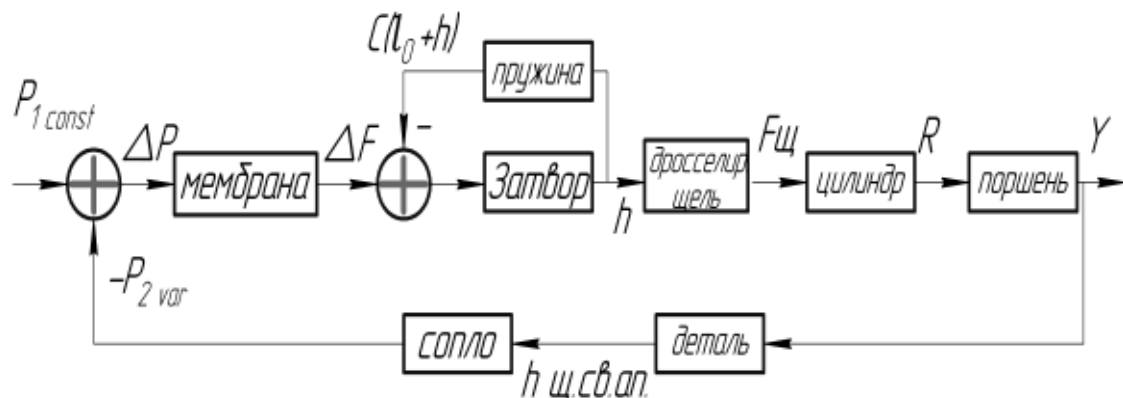


Рис.4.6. Схема влияния изменений одних величин на другие для сварочного аппарата, показанного на рис. 4.5

На вертикально-фрезерном станке, гидравлическая схема которого показана на рис.4.8, обрабатывают замкнутую поверхность

плоской детали (например, кулачка) концевой цилиндрической фрезой 5. На столе станка 7 устанавливают два поворотных стола: 6 – для закрепления детали; 15 – для копира. Столы с помощью механической передачи 8 вращаются синхронно. Во время обработки как детали, так и копиру сообщается круговая задающая подача ω_z , а столу станка продольная следящая подача V_c . Фасонная поверхность на детали образуется в результате геометрического сложения задающей и следящей подач. Гидравлическая схема состоит из насосной станции, копировальной головки, исполнительных двигателей.

Насосная станция включает в себя: насосы 26, 21; бак 25; клапанную коробку 20, содержащую два предохранительных клапана с электроуправляемым разгрузочным клапаном. Распределитель 23 предназначен для подключения манометра 24 к гидролиниям насосов 21 или 26. Теплообменник 22 охлаждает рабочую жидкость.

Распределители 28 предназначены для остановки гидромотора 4 и разгрузки насоса 26. Распределители 1 обеспечивают быстрое вращение гидромотора 4 при соединении его сливной гидролинии с баком. Регуляторы расходов 2 и 17 обеспечивают настройку скоростей следящей и задающей подач (применена схема дроссельного регулирования скорости с дросселем «на выходе»). Позиции распределителя 16 обеспечивают быстрый подвод, рабочий ход (слежение), быстрый отвод детали. Распределители 3 и 19 предназначены для изменения направления движения гидродвигателя и гидромотора.

В корпусе копировальной головки 10 установлен затвор 12, который через шарик 13 связан со щупом 9, имеющим сферическую опору 14. Благодаря наличию у щупа сферической опоры и шарика, расположенного в обратных конусах щупа и затвора, при отклонении щупа в любом направлении шарик выдавливается из обратного конуса щупа и вызывает смещение затвора вдоль его оси. С противоположной стороны на затвор через шарик постоянно действует пружина. Рычаг 11, воздействуя на контактный выключатель, отключает электродвигатель в аварийных случаях (например, при чрезмерной погрешности копирования). Рабочая жидкость от насосной станции через среднюю позицию распределителя 16 (позицию сле-

жения) поступает к дросселирующему распределителю копировальной головки (канал «р»). В верхней позиции распределителя, показанной на рис. 4.8, рабочая жидкость из канала «р» поступает в канал «А», затем через распределитель 19 в левую полость гидродвигателя 18. Стол станка 7 вместе с рабочим 6 и копировальным 15 столами движется в сторону щупа копировальной головки. При соприкосновении копира 15 со щупом 9 рычаг щупа поворачивается и выдавливает шарик 13 вверх.

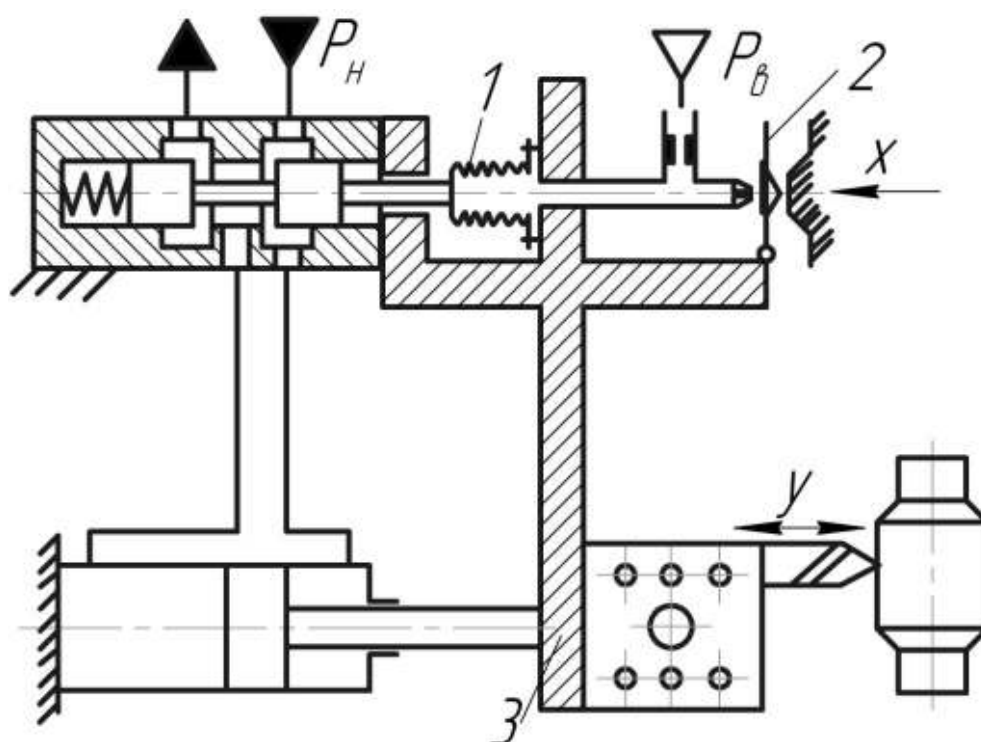


Рис.4.7. Пневмогидравлический следящий привод с сифоном:
1- сиффон; 2 – заслонка; 3 - кронштейн

При соответствующем перемещении затвора 12 (средняя позиция дросселирующего распределителя) гидролинии «С» и «Т₁» соединяются между собой. В результате начинает свое движение двигатель 4, поворачивая копир и обрабатываемую деталь. Если стол с копиром будут воздействовать на щуп 9 таким образом, что гидролиния «р» соединится с гидролинией «В» (нижняя позиция дросселирующего распределителя), рабочая жидкость будет поступать в правую полость гидродвигателя и стол станка будет перемещаться в обратном направлении, при этом копир будет стремиться

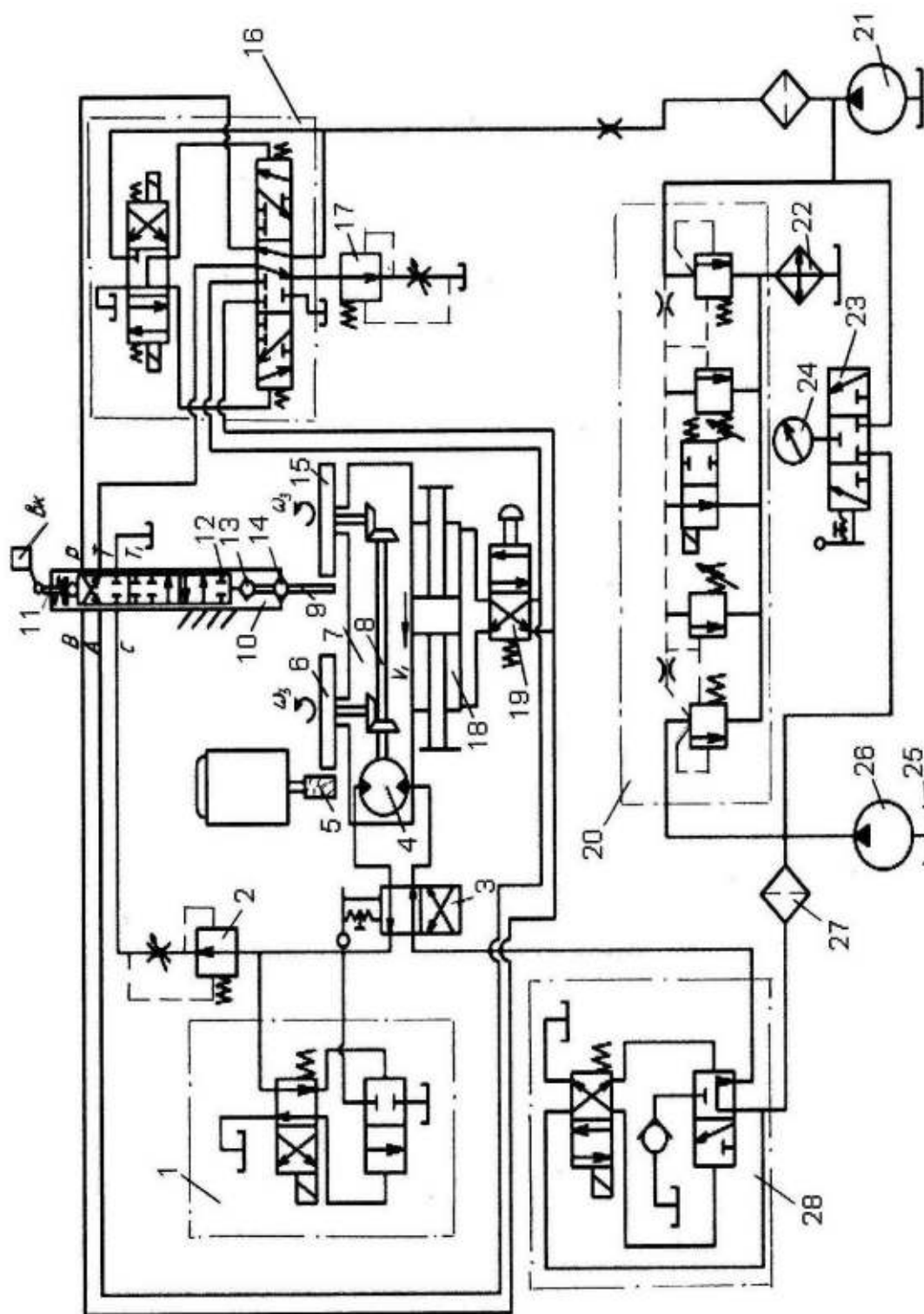


Рис.4.8. Гидравлическая схема вертикально-фрезерного станка

отойти от щупа, а щуп под действием пружины будет стремиться занять исходное положение. Таким образом, осуществляется слежение. Полуконструктивная схема дросселирующего распределителя приведена на рис.4.9. Глубина резания задается круговой подачей, т.е. скоростью вращения двигателя 4 (см. рис.4.8), настраиваемой с помощью регулятора расхода 2.

На рис. 4.10 приведена конструктивная схема копирующей головки, отличающейся от рассмотренной выше тем, что управление дросселирующим распределителем 14 осуществляется не непосредственно щупом 7, а через механический и гидравлический усилители.

В качестве механического усилителя рассогласования (отклонения щупа) применен разноплечий рычаг первого рода 9 с шаровой опорой 8 и рычаг второго рода 3 с опорой на эксцентрик 5.

В качестве гидравлического усилителя применен гидравлический потенциометр, состоящий из питающего постоянного дросселя 12 и управляющего дросселя в виде однощелевого распределителя 1.

При уменьшении у распределителя 1 проходной щели с затвором 2 затрудняется слив рабочей жидкости, и давление за дросселем 12 возрастает, увеличивая давление и в управляющей полости 18 распределителя 14.

Изменение давления в полости 18 приводит к изменению силы, действующей со стороны полости 18 на затвор дросселирующего распределителя. Эта сила сравнивается с постоянной силой, действующей на затвор со стороны полости 13. При нарушении равенства этих сил затвор дросселирующего распределителя 14 перемещается в ту или другую сторону, направляя соответственно потоки в каналы 15 или 17 гидродвигателя вращательного движения 16, приводящего в движение стол станка.

Для устранения сил трения покоя, которые, как известно, значительно больше сил трения движения, затвор дросселирующего распределителя 14 находится всегда в колебательном движении.

Колебания затвора достигаются за счет пульсации давления в полости 18, образованной колебательным движением затвора 2, который колеблется рычагом 3 через опору 4.

Опоре 4 колебания сообщает эксцентрик 5, вращающийся через редуктор электродвигателем 6.

При соединении канала 11 с баком с помощью распределителя 10 давление в полости 18 падает, затвор 14 переключается в крайнее правое положение, обеспечивая быстрый отвод копира от щупа 7.

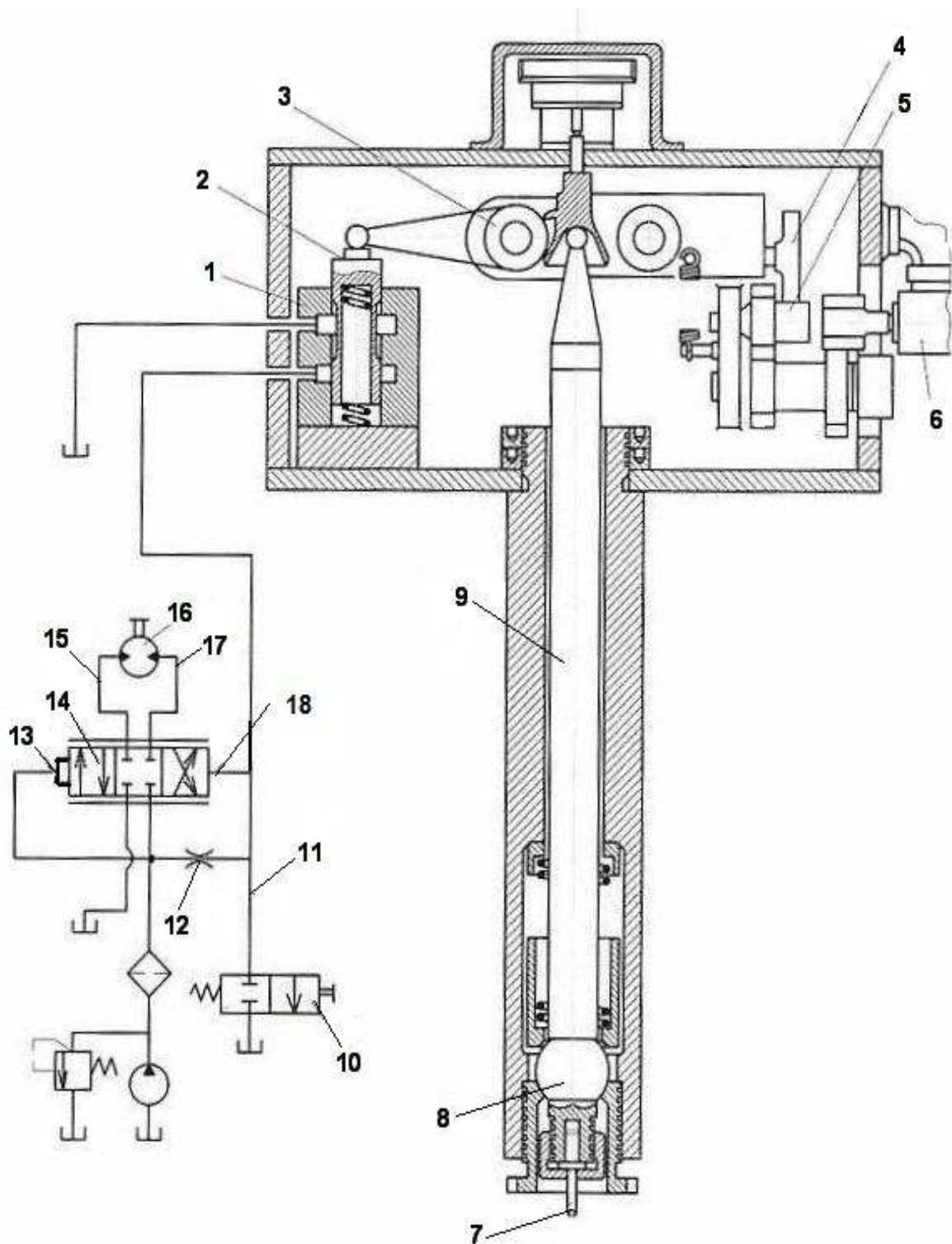


Рис.4.10. Гидравлическая следящая система с копирующей головкой фрезерного станка: 1 – дросселирующий распределитель; 2 – затвор; 3 – рычаг; 4 – опора; 5 – эксцентрик; 6 – электродвигатель; 7 – щуп; 8 – шариковая опора; 9 – рычаг; 10 – распределитель; 11, 15, 17 – гидролинии; 12 – дроссель; 13, 18 – полости; 14 – дросселирующий распределитель; 16 – гидромотор

4.2. Следящие системы, применяемые в приводах теплоэнергетических заслонок

На рис. 4.11 приведена гидравлическая схема следящего привода, который может быть использован для приведения в действие магистральных заслонок. Входным, управляющим сигналом является давление $p_{вх}$, а выходным сигналом - перемещение заслонки посредством гидродвигателя 8.

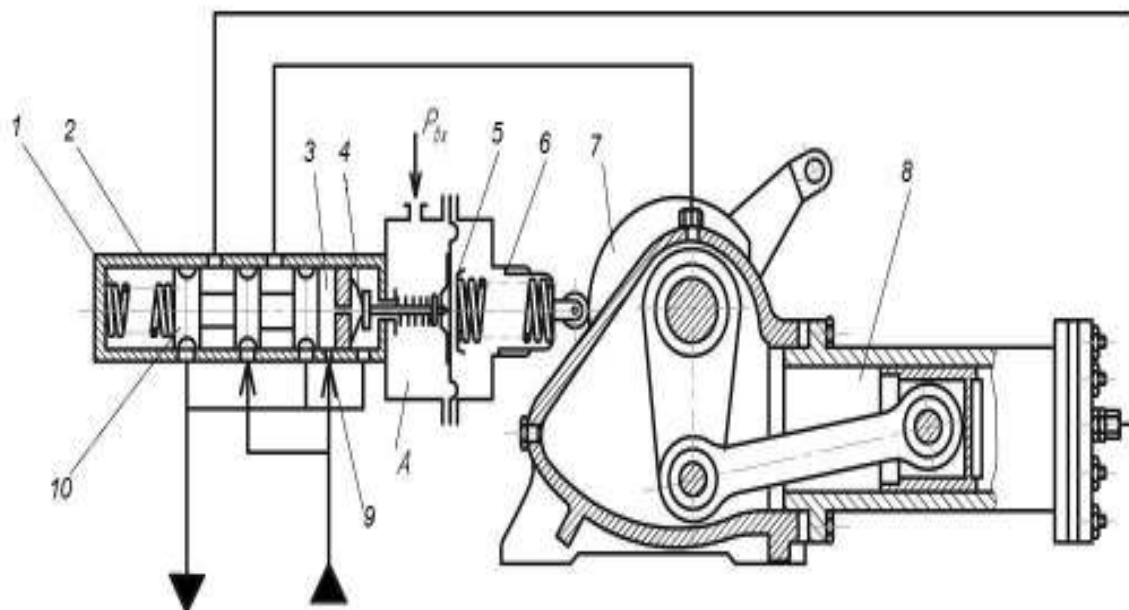


Рис.4.11. Следящий привод с компенсацией сил: 1,6 – пружины; 2 – распределитель; 3 – полость; 4 – заслонка; 5 – мембрана; 7 – кулачок; 8 – гидродвигатель; 9 – постоянный дроссель; 10 – затвор

Управление дросселирующим распределителем 2 осуществляется двумя дросселями – постоянным 9 и регулируемым 4, который выполнен в виде пары «сопло-заслонка». При отсутствии входного давления $p_{вх}$ дроссель 4 закрывается, в управляющей камере 3 повышается давление. Если в результате повышения давления возникает сила, способная преодолеть силу сжатия пружины 1, то затвор 10 перемещается влево. При этом из-за открытия соответствующей щели поршень гидродвигателя 8 будет перемещаться вправо, поворачивая кривошип против часовой стрелки. Вместе с кривошипом поворачивается кулачок 7 с архимедовой спиралью, который изменяет натяжение пружины 6, например, уменьшает.

При создании в полости «А» давления $p_{вх}$ мембрана 5, сжимая на некоторую величину пружину 6, открывает заслонку дросселя 4. Давление в полости 3 снизится на некоторую величину, и затвор 10 под действием сжатой пружины 1 переместится вправо. Поршень гидродвигателя 8 начнет поворачивать кулачок 7 по часовой стрелке, увеличивая натяг пружины 6 и возвращая мембрану 5, а вместе с ней заслонку дросселя 4 в исходное положение, при котором в полости 3 создается давление, обеспечивающее силу, компенсирующую силу сжатия пружины 1. В результате затвор устанавливается в положение, при котором поршень гидродвигателя 8 перестает двигаться.

В данной системе входное давление преобразуется в силу, воздействующую на мембрану 5, которая, в свою очередь, преобразуется в перемещение заслонки дросселя 4 с помощью пружины 6. Выходное угловое перемещение, преобразованное в поступательное с помощью кулачка 7, также преобразуется в силу посредством той же пружины 6, заставляя мембрану 5 возвращаться в исходное состояние. В рассматриваемой схеме имеются несколько сравнивающих устройств. Одно сравнивает силы с помощью пружины 6. Другое сравнивает количество рабочей среды, втекающей через постоянный дроссель 9, с количеством рабочей среды, вытекающей через переменный дроссель 4, в результате чего меняется давление в камере 3. Третье сравнивает силу сжатия пружины 1 с силой, действующей на торец затвора в полости 3.

4.3. Следящие системы в приводах рулевого управления самолетом

Управление рулевой поверхностью самолета осуществляется системой многоканальных рулевых приводов, состоящей из одинаковых одноканальных гидромеханических следящих систем, обеспечивающих сохранение управления при отказе какого-либо элемента гидропривода.

На рис. 4.12 представлена принципиальная гидравлическая схема одноканального рулевого привода современного пассажирского самолета.

При включении насосной станции рабочая жидкость АМГ-10 с номинальным давлением 21 МПа через входной фильтр 10 поступает под заклапанные торцы предохранительных клапанов 9 и в управляющую полость клапана отключения гидрораспределителей 12, затвор которого перемещается, соединяя каналы 11 с 21 и 13 с 22. При этом закрывается щель 16, размыкая рабочие полости гидроцилиндра 17. Одновременно рабочая жидкость поступает в напорную полость гидрораспределителя 7 с плоским затвором 6. Гидравлическая система готова к работе. При отсутствии давления в системе обе полости гидроцилиндра посредством щели 16 у распределителя 12 соединены между собой, что позволяет рабочей жидкости перетекать из одной полости в другую.

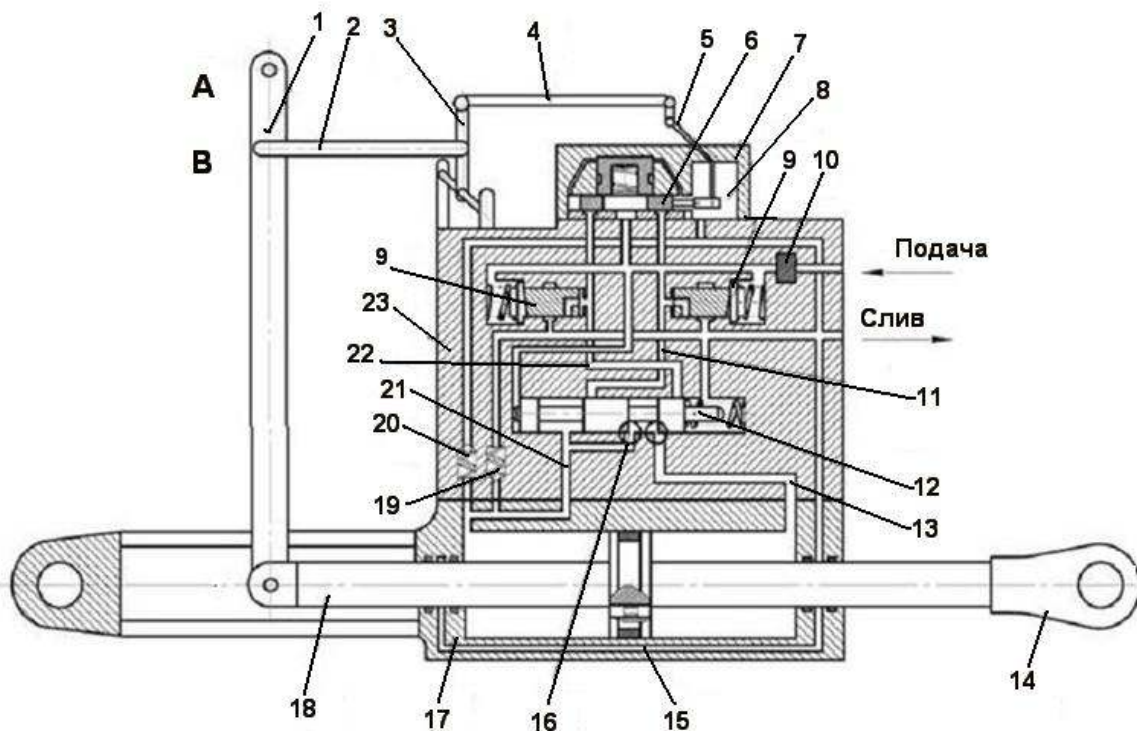


Рис.4.12. Полуконструктивная гидравлическая схема одноканального рулевого привода самолёта: 1, 2, 3, 4, 5 – рычаги; 6 – затвор; 7 – распределитель; 8 – полость слива; 9 – предохранительные клапаны; 10 – фильтр; 11, 13, 21, 22 – каналы; 12 – распределитель; 14, 18 – шток; 15 – дроссель; 16 – щель; 17 – гидроцилиндр; 19, 20 – клапаны; 23 – неподвижный корпус

При перемещении плоского затвора 6 влево рабочая жидкость под давлением через каналы 22, 13 поступает в правую полость гидроцилиндра 17. Левая полость гидроцилиндра при этом через каналы 21, 11 соединена со сливом. Шток 18 гидроцилиндра 17 начинает перемещаться влево, поворачивая рулевую поверхность.

Управление плоским затвором 6 гидрораспределителя 7 осуществляется посредством рычагов и тяг 1, 2, 3, 4, 5. На рис. 4.13 показана поэтапная схема отработки управляющего воздействия обратной связью.

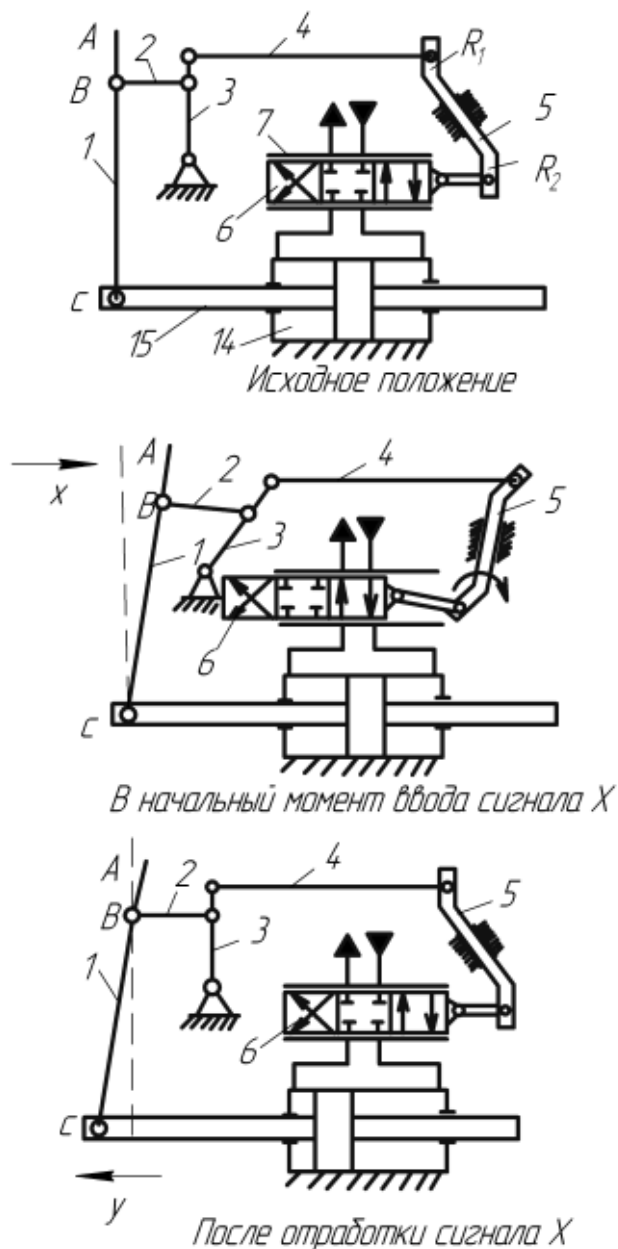


Рис.4.13. Схема рулевого привода самолета: 1, 2, 3, 4 рычаги;
5 – торсион; 6 - затвор

При перемещении рычага 1 вправо на некоторую величину “х” (см. рис.4.13) перемещается тяга 2, вместе с ней рычаг 3, тяга 4, которая через плечо R_1 закручивает торсион 5 по часовой стрелке. Второе плечо R_2 торсиона 5 перемещает плоский затвор 6 влево. В

результате правая полость цилиндра 17 соединяется с напором, а левая со сливом. Поршень со штоком 18 перемещаются влево на величину “у”, тем самым возвращая в исходное положение шарнир «В» вместе с затвором 6, который отключает гидроцилиндр от насосной станции.

При повышении давления в левой полости цилиндра срабатывает предохранительный клапан 19 (см. рис.4.12). При уменьшении давления ниже давления слива открывается клапан 20. Дроссель 15, расположенный в поршне, и клапаны 19, 20 обеспечивают устойчивую работу привода при знакопеременной нагрузке. Если в полостях гидроцилиндра возникает давление выше допустимого, то срабатывают предохранительные клапаны 8. При прекращении подачи масла полости цилиндра соединяются между собой посредством распределителя 12, что позволяет параллельно включенному другому рулевому приводу приводить в движение шток 18 гидроцилиндра.

В этой схеме функцию сравнивающего устройства выполняет рычаг 1, у которого перемещение шарниров «А» и «С» (см. рис.4.13) является входным воздействием, а положение шарнира «В» - выходным.

4.4. Следящие системы в приводах автомобилей

Рулевой механизм состоит из рулевого колеса, вала, который заключён в рулевую колонку, рулевого редуктора, связанного с рулевым приводом. Рулевой привод может быть механическим или гидравлическим. Гидравлический рулевой привод позволяет уменьшить усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу для преодоления сопротивления, которое возникает при повороте колес автомобиля из-за трения между шинами и дорогой, и деформации грунта при движении по разным дорогам.

Гидросистема рулевого управления позволяет уменьшить силу, которую необходимо приложить к рулевому колесу для поворота передних колес. Кроме того, снижает ударные нагрузки в рулевом механизме, возникающие из-за неровностей дороги, а также позволяет сохранить контроль за направлением движения в случае раз-

рыва шины переднего колеса. Усилие на ободу рулевого колеса не должно быть более 100 Н при движении груженого автомобиля. При поломке гидроусилителя усилие на рулевом колесе достигает 500 Н.

Из нейтрального положения колеса обычно поворачиваются на максимальный угол $35^{\circ} \dots 45^{\circ}$ не более чем за 2,5 оборота рулевого колеса.

Гидросистема состоит из источника энергии (насоса), исполнительного механизма, распределительного устройства. Исполнительным механизмом является гидравлический двигатель, куда под давлением подаётся рабочая жидкость и в зависимости от конструкции корпус цилиндра или поршень перемещает в необходимую сторону детали привода управляемых колес.

На рис. 4.14 показан общий вид рулевого управления автомобиля ЗИЛ-131.

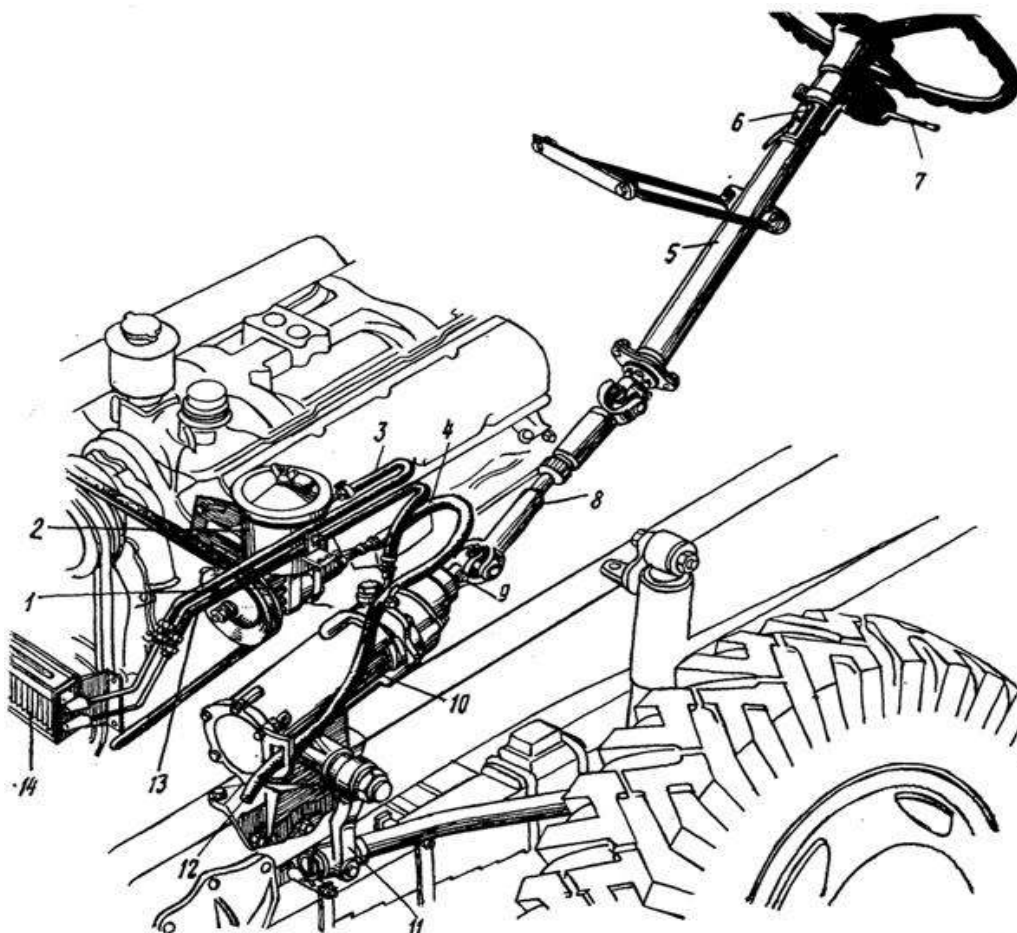


Рис.4.14. Общий вид рулевого механизма автомобиля ЗИЛ-131: 1 – насос; 2 – бак; 3, 4, 13 – гидролинии; 5 – вал; 6 – колонка; 7 – клинья; 8 – карданный вал; 9 – затвор; 10 – гидроусилитель; 11 – рулевая сошка; 12 – кронштейн; 14 – радиатор

Управляющим устройством является вал 5, жестко связанный с рулевым колесом, расположенным в кабине водителя. Управляющий сигнал (угловое перемещение рулевого колеса) поступает через механическую передачу, которая включает в себя рулевую колонку 6, карданный вал 8, клинья карданного вала 7, на затвор 9 гидроусилителя 10, закрепленного на раме автомобиля через кронштейн 12. Выходным сигналом системы является механическое перемещение рулевой сошки 11. Источником энергии гидроусилителя 10 служит насос 1. Рабочая жидкость от насоса поступает по напорной гидролинии 4 к гидроусилителю. Рабочая жидкость возвращается от гидроусилителя в насосную установку 2 по гидролинии 13 через трубчатый масляный радиатор 14, охлаждающий жидкость, и гидролинии 3.

На рис.4.15 приведена полуконструктивная схема следящей системы рулевого управления без теплообменника при нейтральном положении гидроусилителя, т.е. при движении автомобиля прямо. Следящая система включает в себя насосную установку, сливную и напорную гидролинии, гидроусилитель. Исполнительным двигателем следящей системы служит поршень-рейка 18 гидроцилиндра 17, передающая движение валу рулевой сошки 16, которая затем (на рисунке не показано) через систему рычагов поворачивает колеса автомобиля. Поршень-рейка 18 приводится в движение силами, создаваемыми перепадом давления рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра, одна из которых соединяется с напорной гидролинией, а другая со сливной. Управляет движением поршня-рейки дросселирующий распределитель, состоящий из затвора 14, жестко закрепленного с двух сторон упорными подшипниками на валу 15, корпуса, шарикового клапана 12 и нульустановителей 13.

Насосная установка состоит из бака, в котором расположены: пластинчатый насос 6; струйный насос 5; клапаны давления 7 и 8; дроссели 11, 10, 9; фильтры 3 и 4; для поддержания атмосферного давления в баке служит сапун 1. Затвор клапана 7 состоит из двух жестко закрепленных деталей. Затвор клапана 8 представляет собой шарик. В качестве рабочей жидкости применяются специальные масла с противозадирными и стабилизирующими присадками, например, всесезонное масло Р. Подача пластинчатого насоса - пере-

менная величина из-за изменения угловой скорости приводного вала (от 400 до 3200 об/мин), соединенного клиноременной передачей с двигателем внутреннего сгорания (см. рис.4.14).

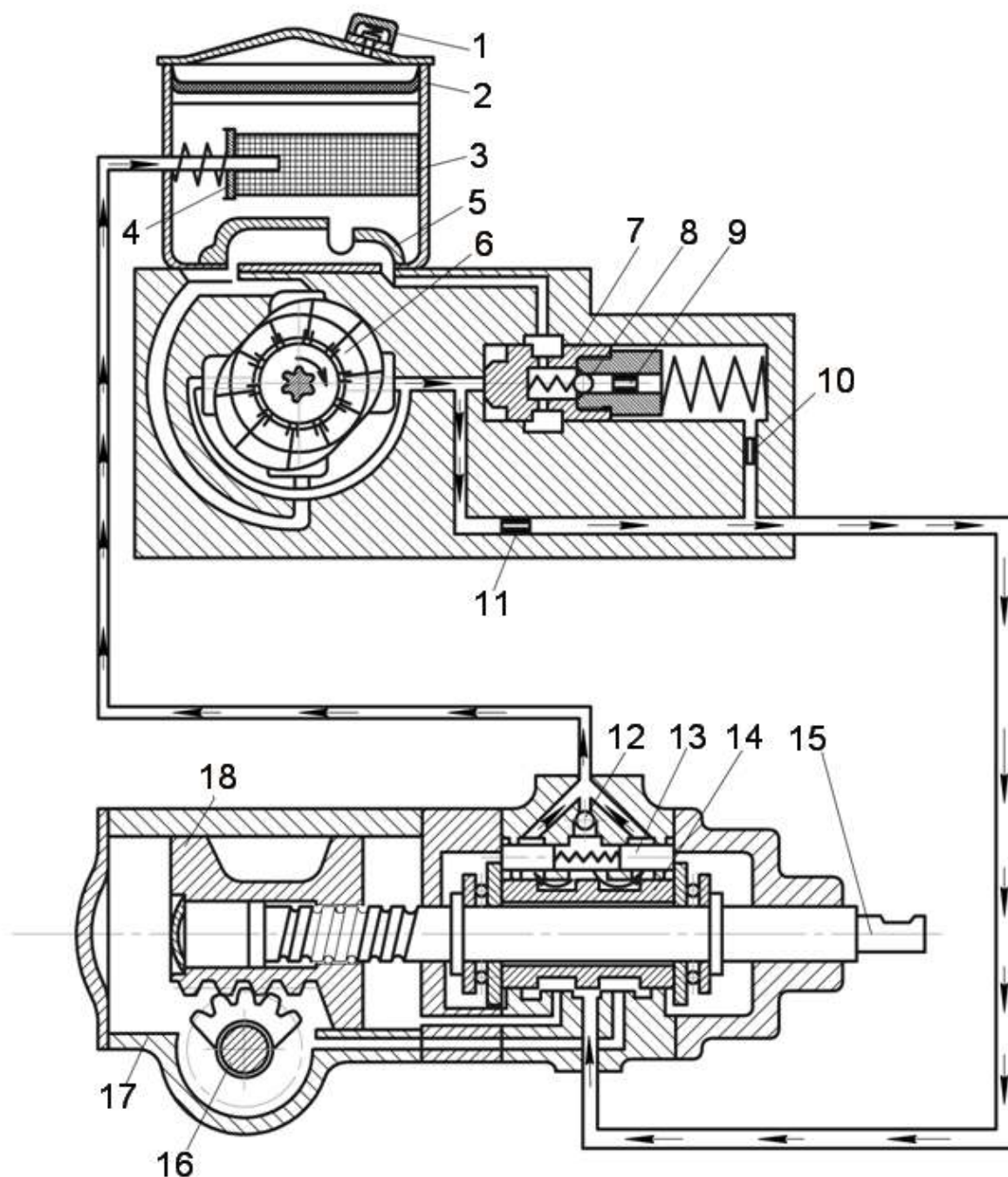


Рис.4.15. Принципиальная схема гидросистемы рулевого управления: 1 - сапун; 2 - заливной фильтр; 3,4 - фильтр; 5 - струйный насос; 6 - пластинчатый насос; 7, 8 - затворы клапанов давления; 9, 10, 11 - постоянные дроссели; 12 - клапан; 13 - нульустановители; 14 - затвор дросселирующего распределителя; 15 - вал на котором закреплено рулевое колесо; 16 - сошка к которой прикреплена рама с колёсами автомобиля; 17 - гидроцилиндр; 18 - поршень-рейка

От подачи насоса зависит быстродействие рулевого механизма. Быстродействие должно быть достаточным для отработки движения рулевого колеса со скоростью до 1,5 об/с. С повышением скорости вращения вала увеличивается поступление рабочей жидкости в гидроусилитель. Это приведет к увеличению потерь энергии на рабочих щелях дросселирующего распределителя и перегреву рабочей жидкости. Тогда клапан давления 7 (рис.4.15) работает в режиме предохранительного клапана прямого действия. Дроссель 11 ограничивает подачу рабочей жидкости в гидросистему.

Наибольшее давление в гидросистеме ограничено 6,5..7,0 МПа. Если давление повышается в гидродвигателе (например, колеса увязли в грязи и усилия на поршне гидродвигателя не хватает для его смещения, а рулевое колесо продолжаем вращать), то клапаны давления работают в режиме предохранительных клапанов непрямого действия. Дополнительный дроссель 9 (см. рис.4.15) уменьшает чувствительность клапана 8 и повышает устойчивость системы в целом. Для предотвращения кавитации сливаемая клапанами рабочая жидкость принудительно направляется во внутреннюю полость пластинчатого насоса с помощью струйного насоса 5. Чем больше частота вращения вала насоса, тем больше вероятность возникновения кавитации, но одновременно и большее количество жидкости сливается через клапан 7. Эта жидкость, проходя через канал струйного насоса во внутреннюю полость пластинчатого насоса, создает в ней избыточное давление, которое предотвращает образование значительного разрежения на всасывании и появление кавитации.

Гидравлический следящий привод грузового автомобиля ЗИЛ-131 (см. рис. 4.16) представляет собой компактный агрегат, содержащий в едином блоке гидродвигатель и две механические передачи: винтовую и зубчатую. Это обеспечивает компактность системы рулевого управления, минимальное количество трубопроводов и устойчивость движения выходного звена, но ухудшает компоновочные возможности по сравнению с отдельным расположением гидропривода и механической передачи.

При подаче управляющего воздействия (угловое перемещение рулевого колеса) вал 4 с винтом на конце, поворачиваясь в гайке 5,

получает небольшое осевое перемещение, которое используется для смещения затвора дросселирующего распределителя 9. Затвор, сдвигаясь относительно среднего положения, открывает проходные щели гидрораспределителя, образуемые кромками затвора и корпуса. В одну из полостей гидродвигателя будет поступать рабочая жидкость от насосной станции, а противоположная будет соединена со сливом. Поршень-рейка 3 под действием перепада давления в полостях гидродвигателя получит осевое перемещение, передаваемое на рулевую сошку 13 и далее механическими передачами на колеса автомобиля.

Направление движения поршня-рейки противоположно направлению сдвига затвора.

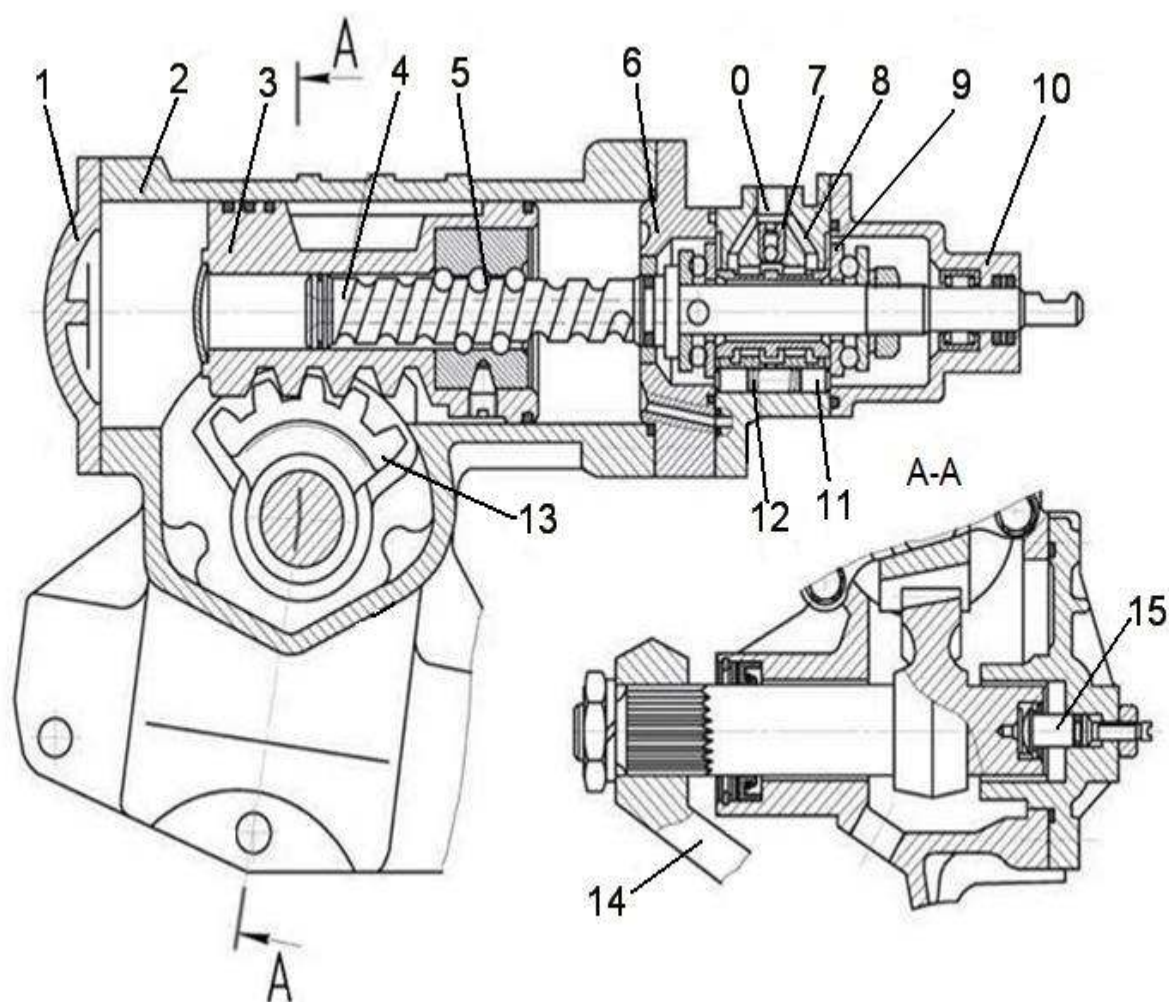


Рис.4.16. Следящий гидропривод рулевого механизма автомобиля: 1, 6, 10 – крышки; 2 – гидродвигатель; 3 – поршень-рейка; 4 – вал; 5 – гайка; 7 – шариковый клапан; 8 – корпус; 9 – затвор; 11 – плунжера; 12 – пружины; 13 – сошка; 14 – рычаг; 15 – регулирующее устройство

Гайка 5, перемещаясь вместе с поршнем-рейкой, потянет вал с винтовой нарезкой 4 в обратную сторону. Обратная связь в следящем гидроприводе этого рулевого механизма – жесткая, механическая. Сравнивающим устройством является ширина дросселирующей щели распределителя. Смещение кромки затвора 9 от поворота рулевого колеса, в результате которого поступательно перемещается вал 4, сравнивается со смещением этой же кромки, но от другого воздействия, от начала движения поршня 3 с закреплённой на нём гайкой 5, из-за которого перемещается вал 4. В рассматриваемых ранее рисунках (1.7, 1.8, 1.9) сравнивалось смещение кромки затвора со смещением кромки корпуса распределителя. В этом случае сравнивается смещение кромки затвора, но от разных источников при неподвижной кромке корпуса. Результат, впрочем, одинаков – изменяется ширина, а, следовательно, и площадь дросселирующей щели распределителя.

Корпус распределителя 8 (см. рис. 4.16) соединен через крышку 6 с корпусом гидродвигателя 2. В корпусе распределителя имеется центральное отверстие, в которое вставлен затвор и шесть меньших, чем центральное, отверстий, расположенных вокруг центрального. В каждом отверстии расположены по два плунжера 11, которые пружинами 12 прижимаются одной стороной к кольцам шариковых подшипников, а другой стороной упираются в крышки 6 и 10. Вал с винтом на конце 4 можно сместить в осевом направлении на глубину выточки в корпусе распределителя 8 (1мм). При этом кольцо шарикового подшипника будет давить на плунжеры и сжимать пружину между ними. Для сжатия этой пружины необходимо приложить некоторое усилие. Это усилие имитирует нагрузку на рулевом колесе. Если этого усилия нет, вал 4 удерживается пружинами в среднем положении.

Шариковый клапан 7 соединяет напорный и сливной каналы, а также обе полости гидродвигателя между собой при неработающем насосе, обеспечивая управление автомобилем. При работающем насосе поток рабочей жидкости прижимает шарик вверх к седлу и сообщение между линиями отсутствует. При неработающем насосе шарик отходит от седла и может свободно перемещаться в корпусе

клапана, поэтому рабочая жидкость в полости гидроцилиндра не заперта и может перетечь в бак при повороте колес.

Следящий привод имеет два люфта. Механический люфт – в зубчатой передаче рейка-сектор. Для его устранения предусмотрена конусная нарезка зубцов и поджимное регулирующее устройство 15. Гидравлический люфт – отрицательное перекрытие щелей дросселирующего распределителя. Дросселирующие щели самое большое сопротивление в системе. В этом месте рабочая жидкость больше всего греется. Чем шире щель, тем меньше будет сопротивление, а значит, жидкость будет меньше греться. Наличие гидравлического люфта позволяет не применять принудительное охлаждение рабочей среды.

Гидроусилители руля можно располагать в разных местах. В зависимости от типа транспортного средства (тоннажность, колёсная формула) и требований, которые предъявляются к рулевому управлению (устойчивость, быстродействие), подбирают наиболее подходящий вариант расположения гидроусилителя управления.

Варианты установки рулевого следящего гидропривода на автомобилях и автобусах показаны на рис. 4.17.

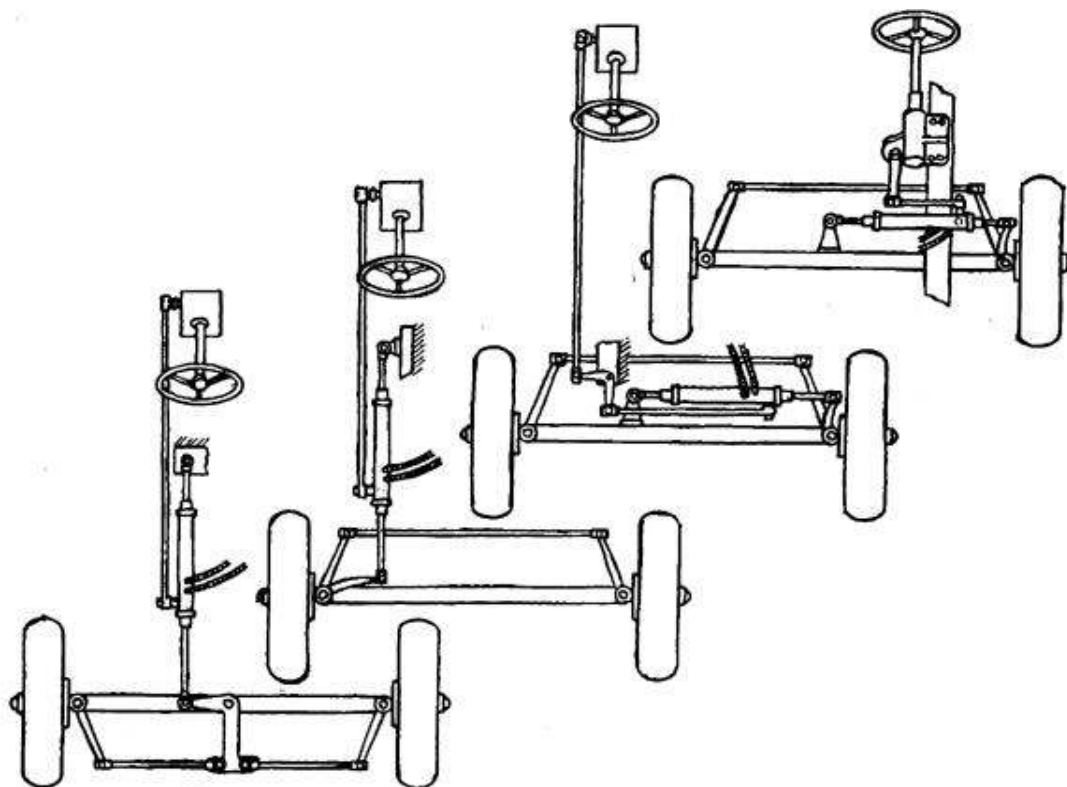


Рис.4.17. Варианты установки следящего гидропривода

Корпус гидродвигателя может быть связан с вертикальной тягой (два нижних рисунка) или с горизонтальной тягой, как у легковых автомобилей. Шток гидродвигателя соединен с кронштейном на раме автомобиля, а перемещается корпус.

На рис. 4.18 показан гидроусилитель, применяемый на автомобилях ЗИЛ-130, КамАЗ-4350, КамАЗ-5320. Принцип его работы аналогичен принципу работы рассмотренного ранее ЗИЛ-131. При прямолинейном движении затвор 3 под действием плунжеров 1 и пружин 2 удерживается в нейтральном положении, при этом все каналы открыты. Гидропривод питается от насоса, который получает энергию в виде вращения от коленчатого вала через ремённую передачу.

Из гидроусилителя рабочая жидкость сливается в бак. Когда необходимо повернуть автомобиль, при вращении руля вал с винтовой нарезкой 4 вращается и вкручивается в шариковую гайку 5. При этом вал 4 поступательно смещается вместе с затвором, закреплённым упорными подшипниками на валу. Подшипники смещают плунжеры, сжимая пружины. Когда подшипники упрутся в корпус, вал 4 с затвором перестаёт перемещаться, а смещаться начнёт шариковая гайка с поршнем и рейкой, при этом как бы накручиваясь на винт вала 4. При смещении затвора центральный канал, подсоединённый к насосной станции, соединяется с каналом, ведущим к одной из полостей гидродвигателя. Другая полость гидродвигателя по каналам через распределитель соединена с баком. Возникнет разница сил, действующих на поршень, которая поможет смещать его и облегчит усилие, прикладываемое к рулевому колесу. Корпус гидроцилиндра неподвижен. При смещении поршня усилие передается от рейки сектору и через него сошке, которая системой рычагов соединена с колёсами.

При прекращении вращения руля вал 4 с винтовой нарезкой перестаёт вкручиваться в гайку и минимальное движение поршня передаётся на винт и затвор. Пружины 2, действующие на плунжеры 1 и торец подшипника, смещают вал 4 вместе с затвором в нейтральное положение. Все каналы открываются, рабочая жидкость от насосной станции сливается в бак. Гидроусилитель прекращает свою работу.

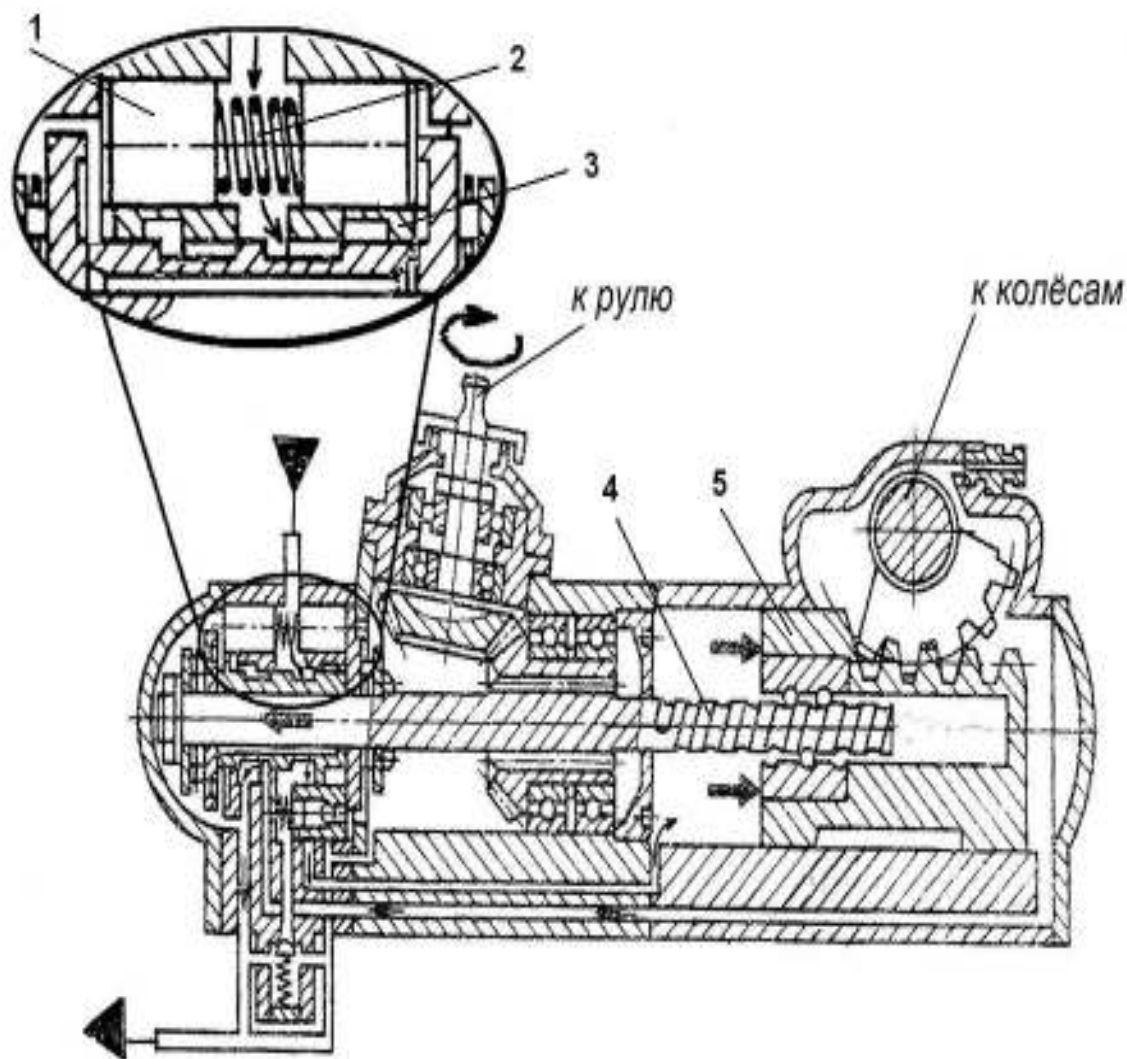


Рис.4.18. Схема работы рулевого управления КамАЗ 4350 при повороте автомобиля направо: 1 – плунжера; 2 – пружины; 3 – затвор дросселирующего распределителя; 4 – вал с винтовой нарезкой; 5 – гайка

При увеличении сопротивления повороту возрастает давление в напорной полости, которая соединена с полостью между плунжерами 1, где находятся пружины 2. Повышенное давление увеличивает силу воздействующую на плунжеры, а они на подшипники. При этом водитель почувствует дополнительное сопротивление вращению руля.

К преимуществам такой установки можно отнести компактность, минимальное количество трубопроводов, малое время срабатывания, минимальную колебательность усилителя.

Гидроусилитель рулевого управления автомобиля ЗИЛ-111, показанный на рис.4.19, выполнен вместе с рулевым механизмом, как у автомобиля ЗИЛ-130, но распределитель расположен не соосно с рулевым валом, а вынесен вверх и размещается над картером рулевого механизма. Рычаг 3 выполнен таким образом, что осевое перемещение затвора распределителя в 2,1 раза больше, чем осевое перемещение вала винта [17].

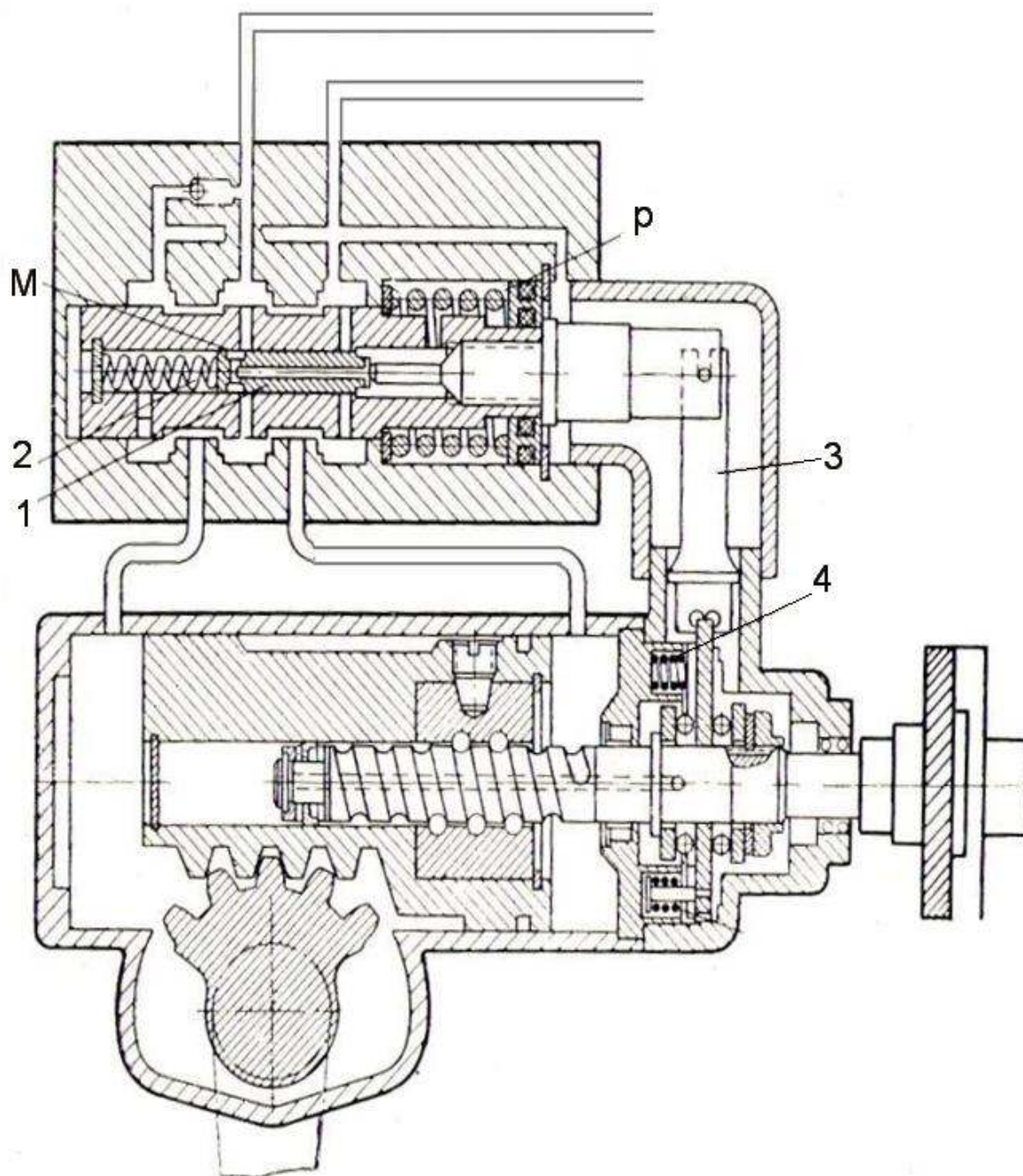


Рис. 4.19. Рулевой механизм автомобиля ЗИЛ-111: 1 – плунжер; 2,4 - пружины; 3 - рычаг

Имеется реактивная камера «Р» для создания “хорошего чувства дороги” в движении, при этом на рулевое колесо передается до $1/3$ момента сопротивления колес повороту. Однако это создает слишком большое усилие при маневрировании и поворотах на месте. В этом приводе имеется ограничительное устройство, которое при давлении в напорной гидролинии свыше 17атм отключает реактивную камеру. Внутри затвора распределителя расположен плунжер 1, который с одной стороны поджимается пружиной 2, а другой торец через отверстие «М» соединяется с напорной гидролинией. При увеличении давления выше 17атм плунжер преодолевает силу сжатия пружины 2, смещается влево и радиальное отверстие «М» перекрывается стенками затвора распределителя. Тем самым более высокое давление не попадает в реактивную камеру, поэтому усилие на ободе рулевого колеса ограничивается.

Вал с винтовой нарезкой при повороте рулевого колеса поступательно перемещается вместе с закреплённым на нём рычагом 3 и затвором дросселирующего распределителя, от чего изменяется ширина, а следовательно, и площадь дросселирующей щели. В результате одна из полостей гидроцилиндра соединяется с напорной гидролинией, другая со сливной. Образовавшаяся разница сил, действующих на поршень, смещает его, а вместе с ним и вал с нарезкой. В этом случае сравниваются поступательные перемещения вала от рулевого колеса со смещением вала вместе с поршнем, в результате чего изменяется ширина дросселирующей щели распределителя. Нейтральное положение распределитель с рычагом 3 и рулевой вал при снятии нагрузки займут благодаря пружинам 4,5 и пружине, находящейся в реактивной камере.

Связь следящего привода рулевого управления фирмы “Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)” с рулём автомобиля показана на рис. 4.20. Бак гидросистемы рулевого управления находится выше гидросилителя. В системе используется объёмный насос с внутренним зубчатым зацеплением. Имеется предохранительный клапан и клапан давления, который при повышении давления в полости гидродвигателя (цилиндра) часть рабочей жидкости от насоса направляет через дроссель в бак. В неподвижном корпусе 1, показанном на рис. 4.21 гидросилителя, расположен поршень 2.

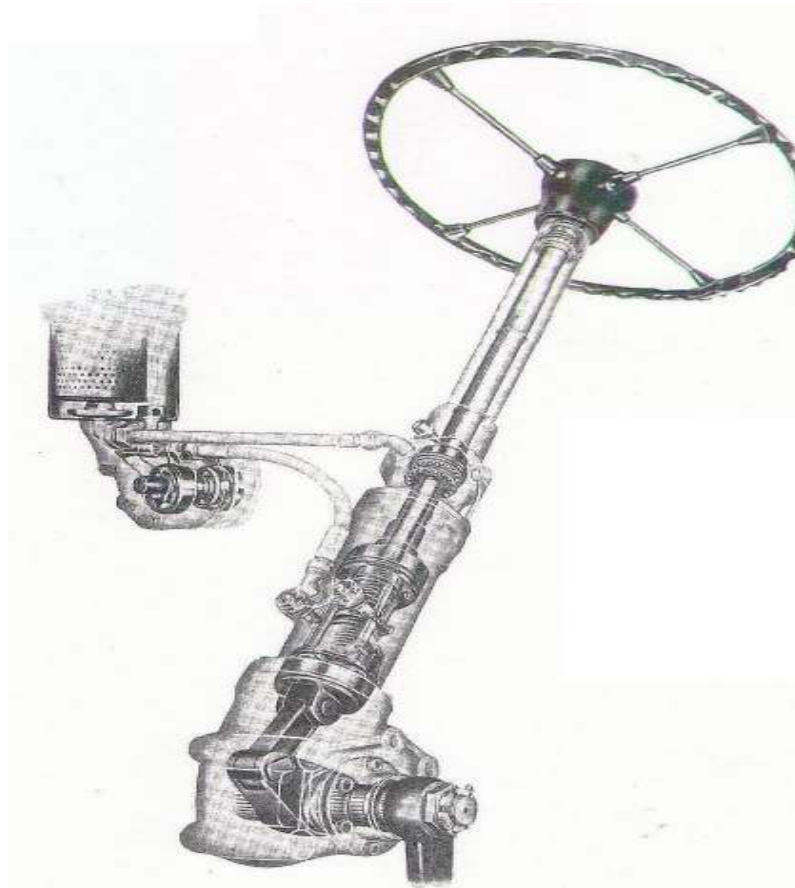


Рис.4.20. Расположение привода рулевого управления фирмы “Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)”

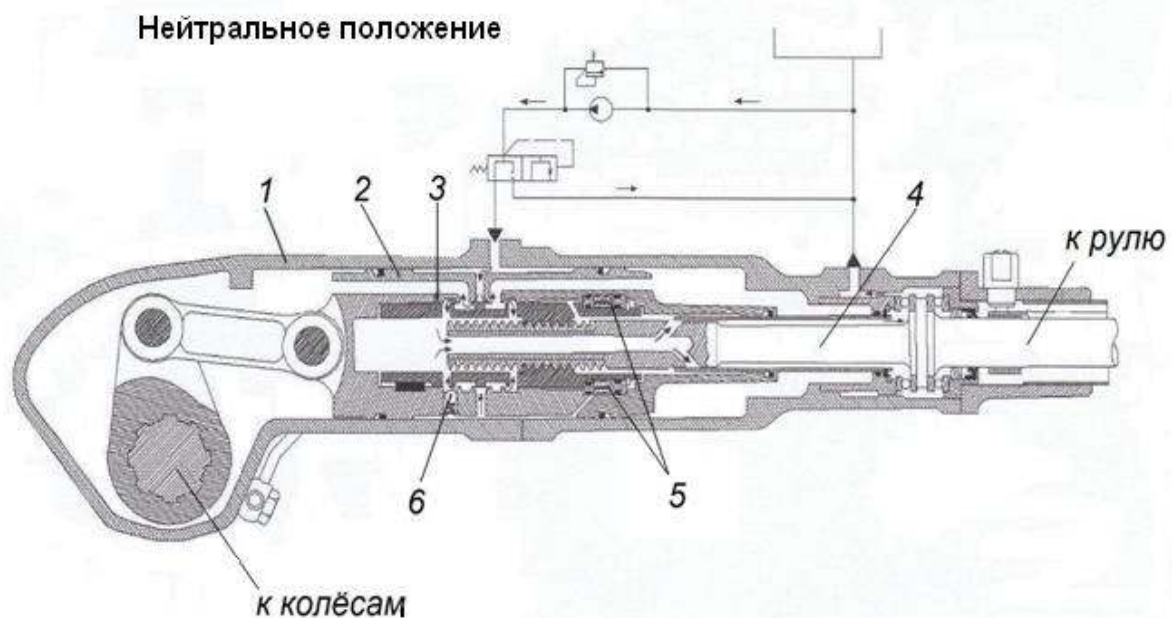


Рис.4.21. Нейтральное положение привода рулевого управления фирмы “Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)”: 1 – корпус; 2 – поршень; 3 – затвор; 4 – вал; 5 – пружины; 6 – обратный клапан

Поршень 2 одновременно является корпусом дросселирующего распределителя. Длина поршня больше величины его хода. При повороте рулевого вала 4 затвор 3 распределителя может наворачиваться или свёртываться с винта. При этом он перекрывает соответствующие каналы и направляет рабочую жидкость от насоса в одну из полостей силового цилиндра. Из другой полости рабочая жидкость сливается по каналам внутри винта в бак.

Обратный клапан 6 соединяет напорную и сливную гидролинии при отсутствии давления в напорной гидролинии. Пружинами 5 затвор распределителя устанавливается в нейтральную позицию при отсутствии нагрузки на рулевом колесе.

В этом приводе сравнивается смещение кромки затвора 3 распределителя от поворота рулевого колеса со смещением кромки штока 2 цилиндра. В результате сравнения изменяется ширина дросселирующей щели.

На рис. 4.22 показан привод рулевого управления фирмы “Цанрадфабрик” при смещении затвора распределителя в крайние позиции.

Система гидроусилителя рулевого управления Рейс фирмы “Кальцони (Италия)” состоит из насоса высокого давления, распределителя, гидроцилиндра, бака с резервуаром рабочей жидкости и трубопроводов с гидроаппаратами.

Распределитель расположен внутри штока силового цилиндра (рис. 4.23). Гильза распределителя 2 жестко связана с поршнем 3 и штоком 6. Жидкость от насоса поступает в правую полость цилиндра 5, затем через отверстие в поршне 3 попадает в щель между затвором 4 и гильзой 2, проходит в центральный канал находящийся внутри штока, и поступает в сливную гидролинию.

Данная система называется системой с открытым центром, поскольку в нейтральном положении затвора распределителя рабочая жидкость беспрепятственно сливается в бак.

При повороте руля поступательно перемещается шток с затвором на конце 4, например влево, как показано на рис. 4.24, и перекрывает слив рабочей жидкости из правой полости 5 цилиндра. Левая полость цилиндра через отверстия в штоке 3 и щель между двумя штоками соединена со сливом.



Рис.4.22. Приводы рулевого управления фирмы “Цанрадфабрик (Zahnradfabrik)” с затвором, смещенным в крайние позиции

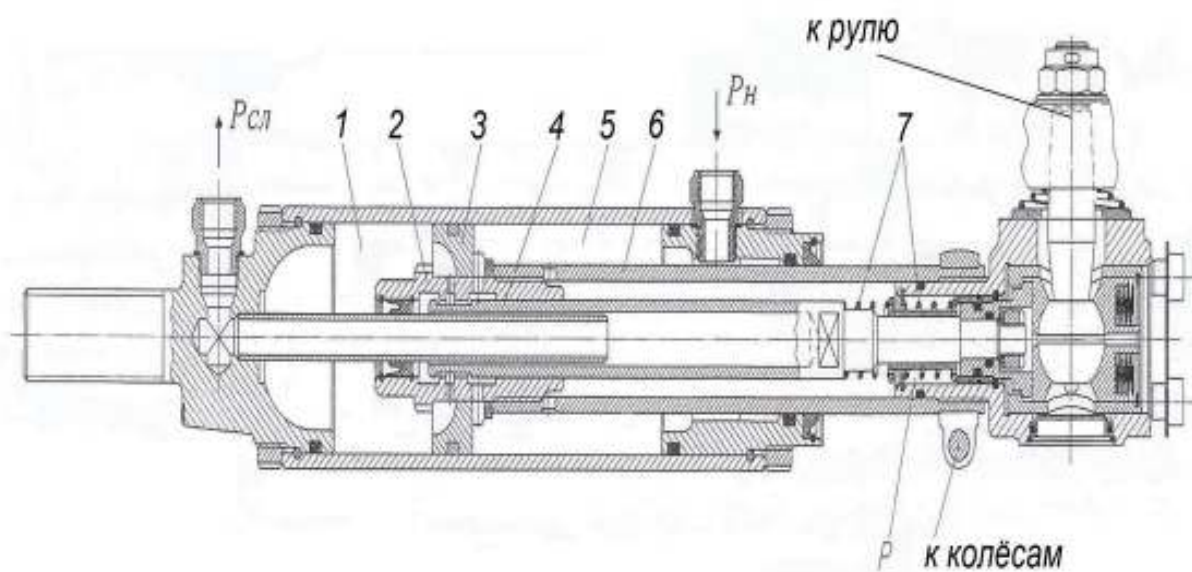


Рис. 4.23. Гидроусилитель Рейс фирмы «Кальцони» с распределителем в нейтральном положении: 1,5 – полости цилиндра; 2 – гильза распределителя; 3 – отверстие в поршне; 4 – щель; 6 – шток; 7 - пружины

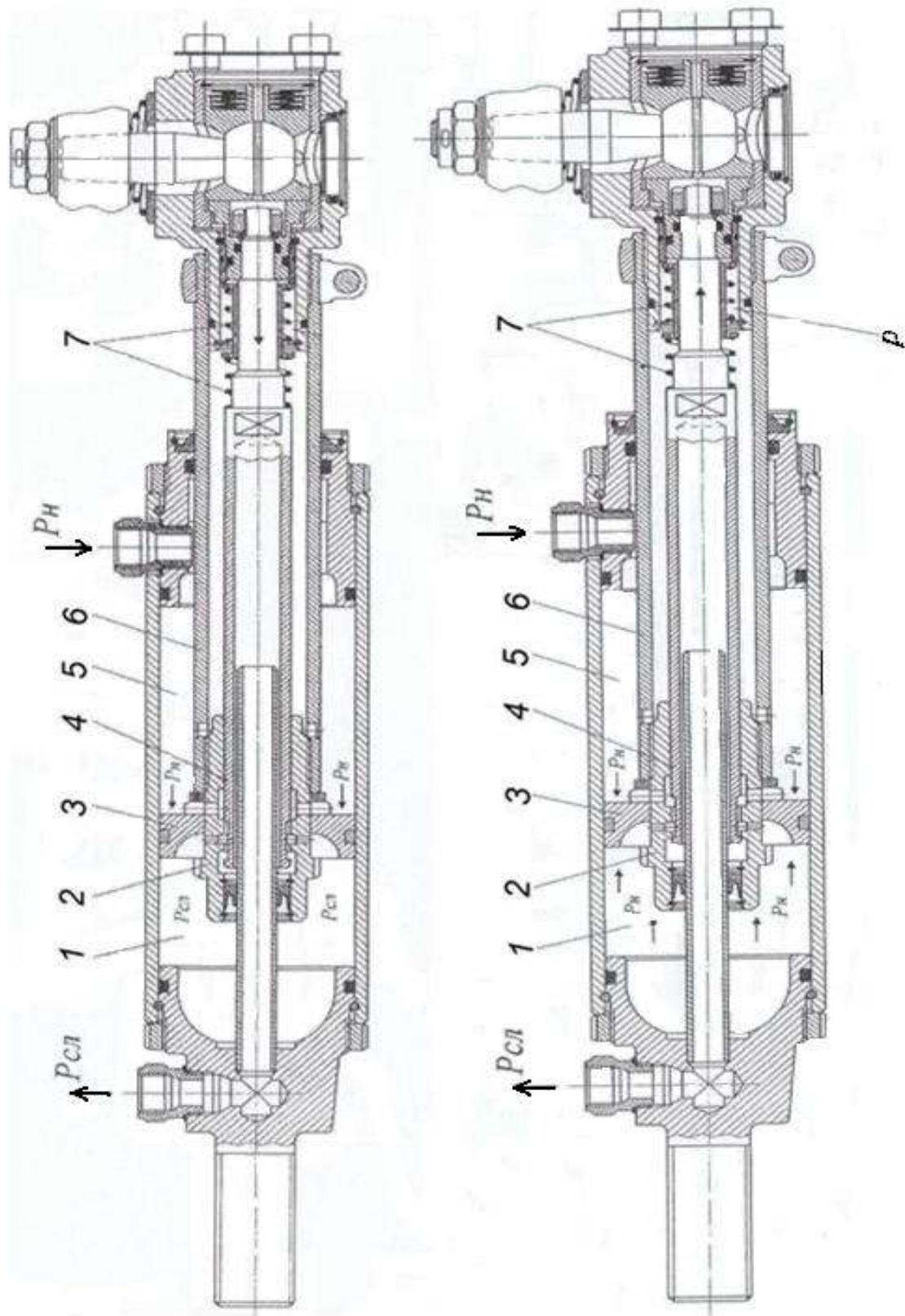


Рис.4.24. Приводы рулевого управления гидроусилителей Рейс фирмы «Кальцони» в крайних положениях: 1,5 – полости цилиндра; 2 – гильза распределителя; 3 – отверстие в поршне; 4 – щель; 6 – шток; 7 – пружины

В результате появившейся разницы сил, действующих на поршень 3, он начинает перемещаться тоже влево и тянет за собой сошку, поворачивающую колёса.

При этом (если руль больше не поворачивается, значит, затвор стоит на месте) открывается щель между гильзой распределителя 2 и затвором 4, соединяя полости цилиндра, в результате чего поворот колёс прекращается.

При смещении затвора 4 вправо перекрывается слив из левой полости 1, в результате давление увеличивается в обеих полостях, поскольку рабочая жидкость поступает в левую полость 1 через правую полость 5. Так как эффективная площадь поршня 3 с правой стороны в два раза меньше, чем с левой, поршень перемещается влево, рис.4.24. Затвор распределителя в нейтральное положение ставится блоком пружин 7, расположенных в штоке 6 у шарового пальца, управляющего затвором. Ширина дросселирующей щели в нейтральном положении значительно меньше, чем при перемещении штока 6 вправо.

Реактивная камера «Р» (см. рис. 4.23) служит для увеличения усилия на руле при повышении препятствующего усилия на колёсах автомобиля, чтобы водитель лучше “чувствовал руль” при движении.

Следящий гидроусилитель руля автомобиля БелАЗ-540 показан на рис.4.25. Шаровой палец 9 связан с рулевой тягой, а палец 1 через рычаги связан с колесами автомобиля. Шток гидродвигателя неподвижен и прикреплен через палец 5 к раме автомобиля.

При отсутствии движения гидроцилиндра 3 относительно неподвижного поршня 4 силы, которые действуют на поршень, должны быть равны.

Эффективные площади у гидроцилиндра разные. Поэтому для равенства сил необходимо, чтобы давление в полости «А» было во столько раз меньше, чем давление в полости «В», во сколько раз эффективная площадь бесштоковой полости больше эффективной площади штоковой полости.

Необходимые давления в полостях гидроцилиндра устанавливаются за счет соответствующего открытия проходных щелей “а”, “b”, “с”, “d”.

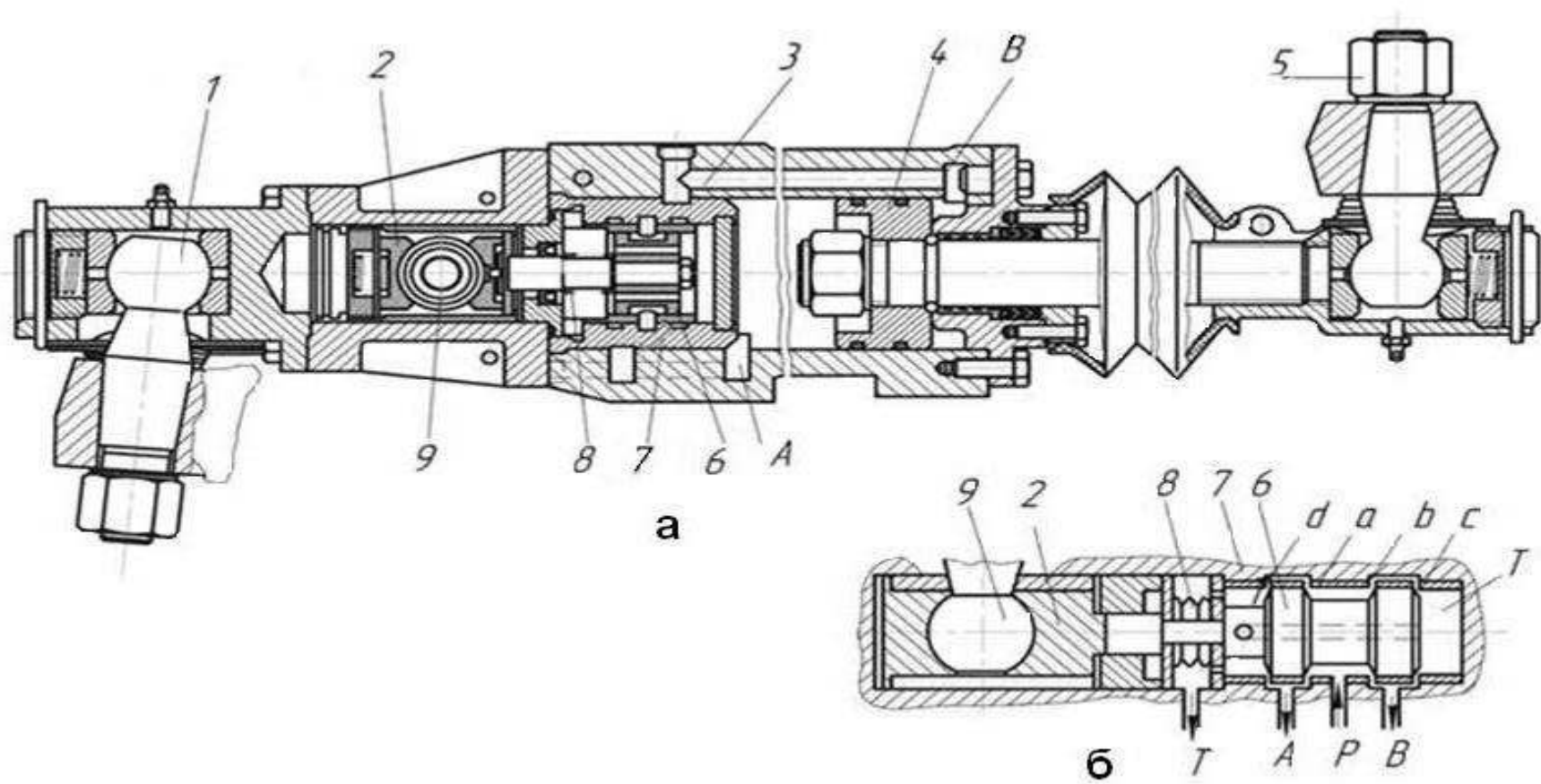


Рис. 4.25. Следящий гидропривод автомобиля БелАЗ 540: а - общий вид; б - схема гидрораспределителя;
1, 5, 9 - шаровые пальцы; 2 - стакан; 3 - гидроцилиндр; 4 - поршень; 6 - затвор; 7 - корпус; 8 - пружина

В положении затвора 6, показанном на рис.4.25,б, рабочая жидкость сливается в бак через щели “а”, “b”, “с”, “d”, поддерживая необходимый перепад давления в полостях гидроцилиндра. При повороте рулевого колеса через шаровой палец 9 в соответствующую сторону, например влево, перемещается стакан 2. Так как стакан жестко связан с затвором 6, то поворот рулевого колеса вызовет перемещение затвора тоже влево и изменит ширину, а, следовательно, и площадь проходных щелей “а”, “b”, “с”, “d”. Изменение площади щелей приведет к изменению давлений в полостях «А» и «В» гидроцилиндра и соответствующему изменению сил, действующих на эффективные площади цилиндра. Корпус гидроцилиндра 3 получит перемещение в ту же сторону, что и затвор со стаканом, и через палец 7 обеспечит поворот колес автомобиля.

Движение гидроцилиндра будет продолжаться до тех пор, пока силы не станут равными, а затвор не примет по отношению к корпусу 7 исходное положение.

Сравнивающим устройством является дросселирующий распределитель. Входное воздействие (перемещение кромки затвора 6 от поворота руля) сравнивается с сигналом от обратной связи (перемещением кромки гильзы корпуса распределителя 7, а, следовательно, и корпуса гидроцилиндра). Результатом сравнения является изменение ширины дросселирующей щели.

По прекращении движения рулевого колеса затвор 4 восстанавливает открытие проходных щелей “а”, “b”, “с”, “d” под действием пружины 2. В гидрораспределителе нет устройств, создающих реактивное действие, и водитель «не чувствует» дороги. Гидрораспределитель такого типа komponуется только вместе с силовым гидроцилиндром в одном агрегате. При раздельной компоновке возможны автоколебания управляющих колес.

При выходе из строя насоса или других элементов гидросистемы а также при неработающем двигателе разворот колес осуществляется без гидроусилителя руля с приложением к рулю полного усилия. При этом рабочая жидкость из одной полости в другую вытесняется через клапан, не показанный на рисунке. При нормальной работе гидроусилителя этот клапан закрыт и прижимается к седлу давлением жидкости и усилием пружин.

Схема гидросистем рулевого управления одноосного тягача МАЗ-529 показана на рис.4.26. Рабочая жидкость от насоса поступает к гидрораспределителю 9 и от него к силовым гидроцилиндрам 3, 7 или в сливную гидролинию в зависимости от положения затвора распределителя.

Затвор распределителя 9, управляемый через механическую передачу рулевым колесом 8, перемещается при повороте колеса. Корпус следящего распределителя связан через рычаги 2 с исполнительными гидроцилиндрами и смещается при ходе их штоков. Смещение кромок затвора распределителя 9 от поворота руля сравнивается со смещением кромок корпуса распределителя 9 от перемещения штоков силовых двигателей 3 и 7. Результатом сравнения является изменение ширины дросселирующей щели распределителя 9. Если рулевое колесо перемещает затвор и направляет рабочую жидкость в соответствующую полость одного из силовых гидроцилиндров 3 или 7, то шток исполнительного гидроцилиндра, повернув тягач относительно прицепа, перемещает посредством механической передачи 2 корпус затвора 9 так, что жидкость вновь начинает поступать в сливную гидролинию (затвор устанавливается в среднем положении). Для продолжения поворота необходимо повернуть рулевое колесо на больший угол.

Вращательное движение рулевого колеса преобразуется в поступательное движение затвора гидрораспределителя винтовым или червячным рулевым механизмом.

Поворот тягача относительно прицепа 4 может осуществляться на 90° в каждую сторону. Для этого на тягаче силовые гидроцилиндры установлены под углом один к другому так, что когда активное плечо одного уменьшается, плечо другого увеличивается. При повороте тягача на больший угол один из гидроцилиндров проходит мертвую точку, после чего давление передается в ту полость гидроцилиндра, объём которой до этого уменьшался. Это осуществляется вспомогательными распределителями 5 и 6, затворы которых приводятся в движение от поворота гидроцилиндров.

На рис.4.27 показана схема рулевого управления с гидроусилителем скрепера, которая может служить примером гидравлических рулевых механизмов с механической обратной связью.

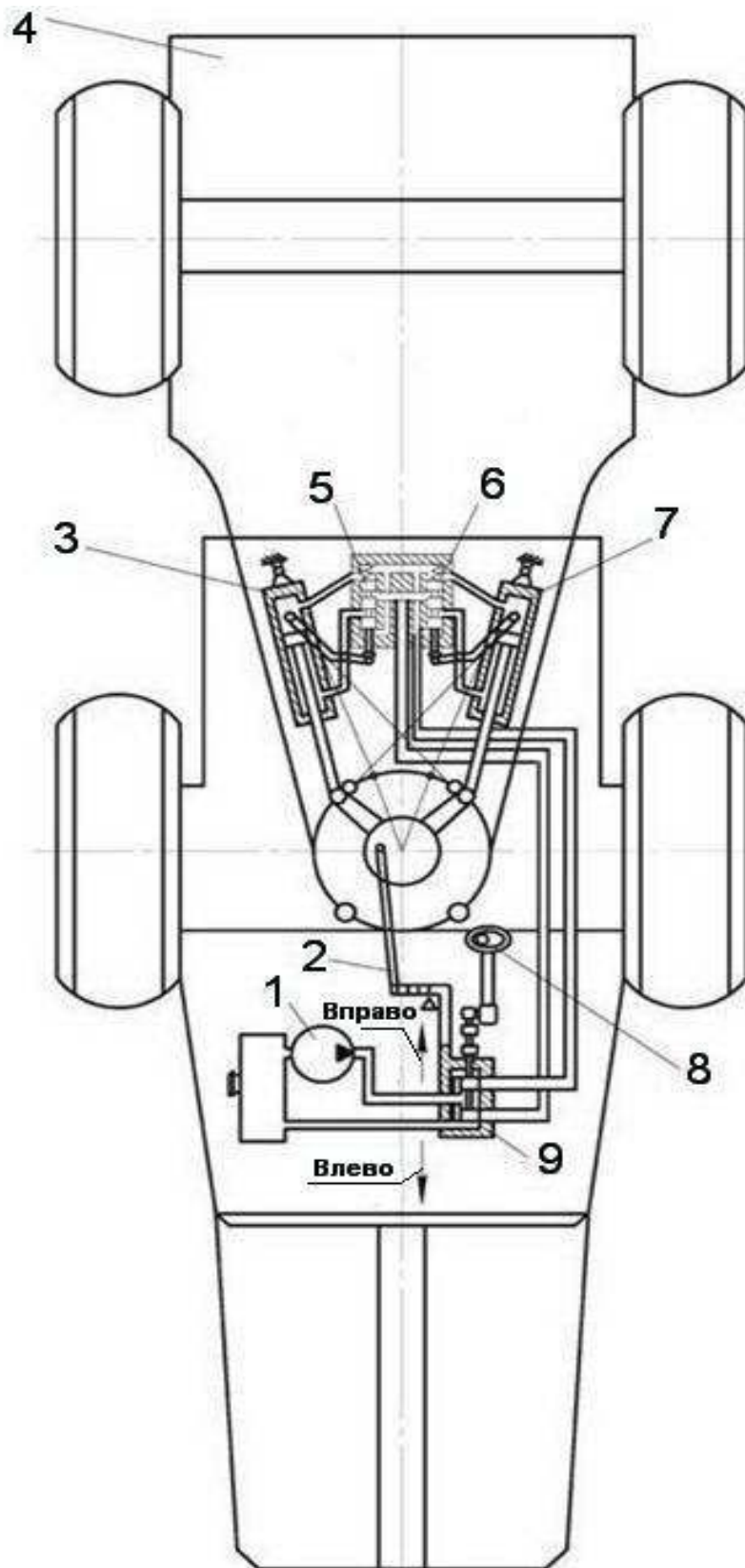


Рис.4.26. Схема гидравлической системы рулевого управления одноосного тягача МАЗ-529: 1 – насос; 2 – тяги; 3,7 – гидроцилиндры; 4 – прицеп; 5,6 – вспомогательные распределители; 8 – рулевое колесо; 9 – затвор

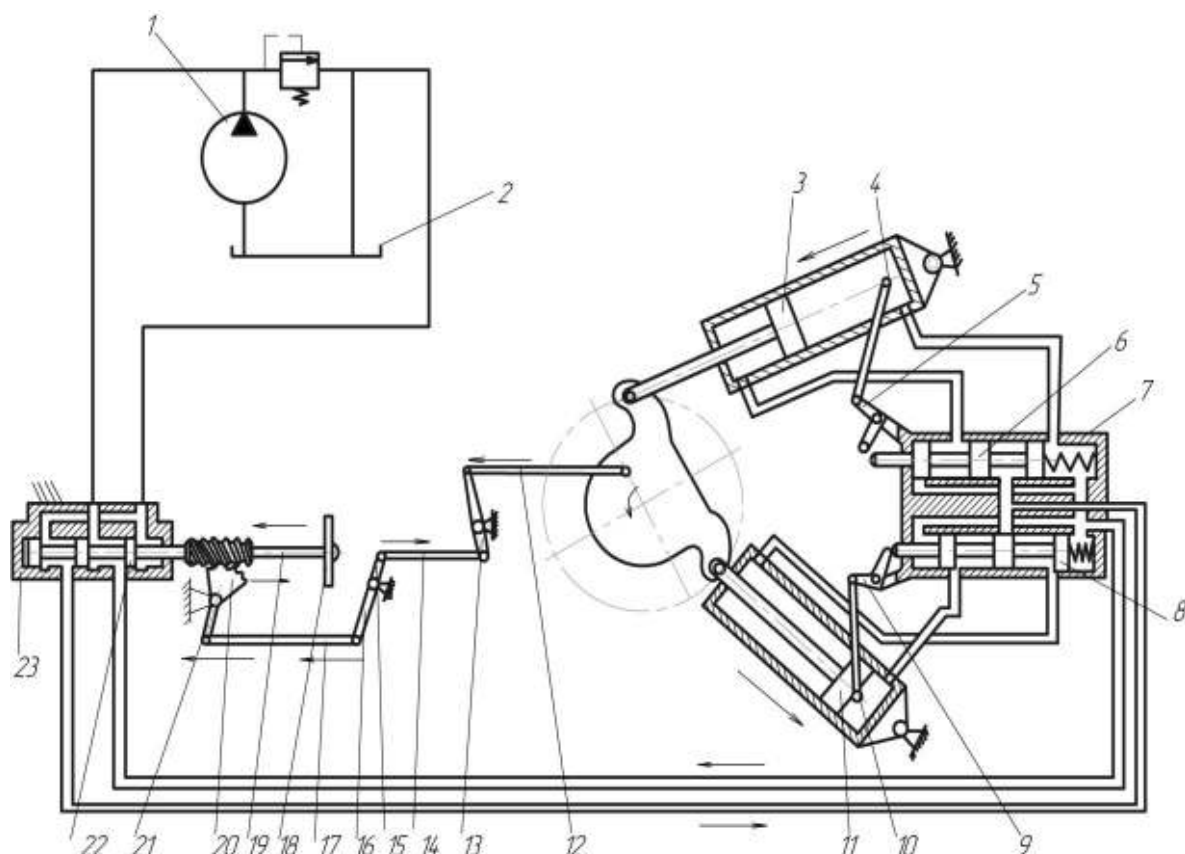


Рис.4.27. Схема рулевого управления с гидроусилителем скрепера: 1 - пластинчатый насос; 2 – масляный бак; 3 – поршень правого гидроцилиндра поворота; 4 – правая тяга автоматического переключения распределительной коробки; 5 – правый коленчатый рычаг; 6 – правый затвор распределительной коробки; 7 – распределительная коробка; 8 – левый затвор распределительной коробки; 9 – левый коленчатый рычаг; 10 – левая тяга переключения левого затвора распределительной коробки; 11 – поршень левого гидроцилиндра поворота; 12 – задняя тяга; 13 – двуплечий рычаг; 14 – передняя тяга; 15 – верхний рычаг; 16 - нижний рычаг; 17 – тяга сошки; 18 – рулевое колесо; 19 – рулевой вал; 20 – зубчатый сектор; 21 – рулевая сошка; 22 - затвор управляющего распределителя; 23 - управляющий распределитель

При повороте рулевого колеса влево рулевой вал вместе с червяком перемещаются влево относительно рулевого сектора, сдвигают затвор управляющего гидрораспределителя 23 тоже влево. Поток рабочей жидкости направляется к силовым гидроцилиндрам 11 и 3. Штоки силовых гидроцилиндров через поворотную ось поворачивают тягач относительно прицепа.

При повороте тягача шаровой палец, эксцентрично ввернутый в нижнюю опору седельно-сцепного устройства, перемещает относи-

тельно рамы тягача рычаги и тяги механической передачи, шарнирно соединенные с рулевой сошкой.

Рулевая сошка поворачивает сектор, возвращая рулевой вал с затвором в нейтральное положение.

Таким образом, обеспечивается обратная связь в системе управления. Затвор управляющего гидрораспределителя имеет отрицательное перекрытие в нейтральном положении.

Роль сравнивающего устройства выполняет червяк с зубчатым сектором.

Схема гидравлического рулевого механизма с дискретно изменяемым передаточным числом планетарного редуктора показана на рис.4.28. Такие механизмы разработаны для машин с маневровым и транспортным режимами работы.

В планетарном редукторе такого механизма отсутствует центральная шестерня и водило выполнено в виде эксцентричной втулки на валу расходомера с установленным на ней блоком сателлитов.

Разница чисел зубьев в парах шестерен планетарного редуктора равна единице. Это позволяет при малых размерах редуктора получать большое передаточное число.

Вал 8 имеет винтовую шариковую нарезку 9, сопряженную со ступицей колеса 11. При повороте вала 8 в ту или иную сторону зубчатое колесо 11 перемещается вдоль оси вала 8, смещая своим торцом затвор 7 из среднего положения.

И тем самым соединяет с напорной гидролинией либо штоковую полость рабочего цилиндра 2, либо бесштоковую полость через гидравлический двигатель 15.

Гидродвигатель 15 в любом случае начинает вращаться, приводя в движение через редуктор зубчатое колесо 10, которое благодаря винтовой шариковой нарезке возвращается в исходное положение и возвращает в исходное положение затвор распределителя 7.

Сравнивающим устройством здесь является зубчатое колесо 10, которое может перемещаться вдоль оси вала 8 либо за счет вращения вала 8, либо за счет вращения колеса 11 редуктора, приводимого в движение гидромотором 15.

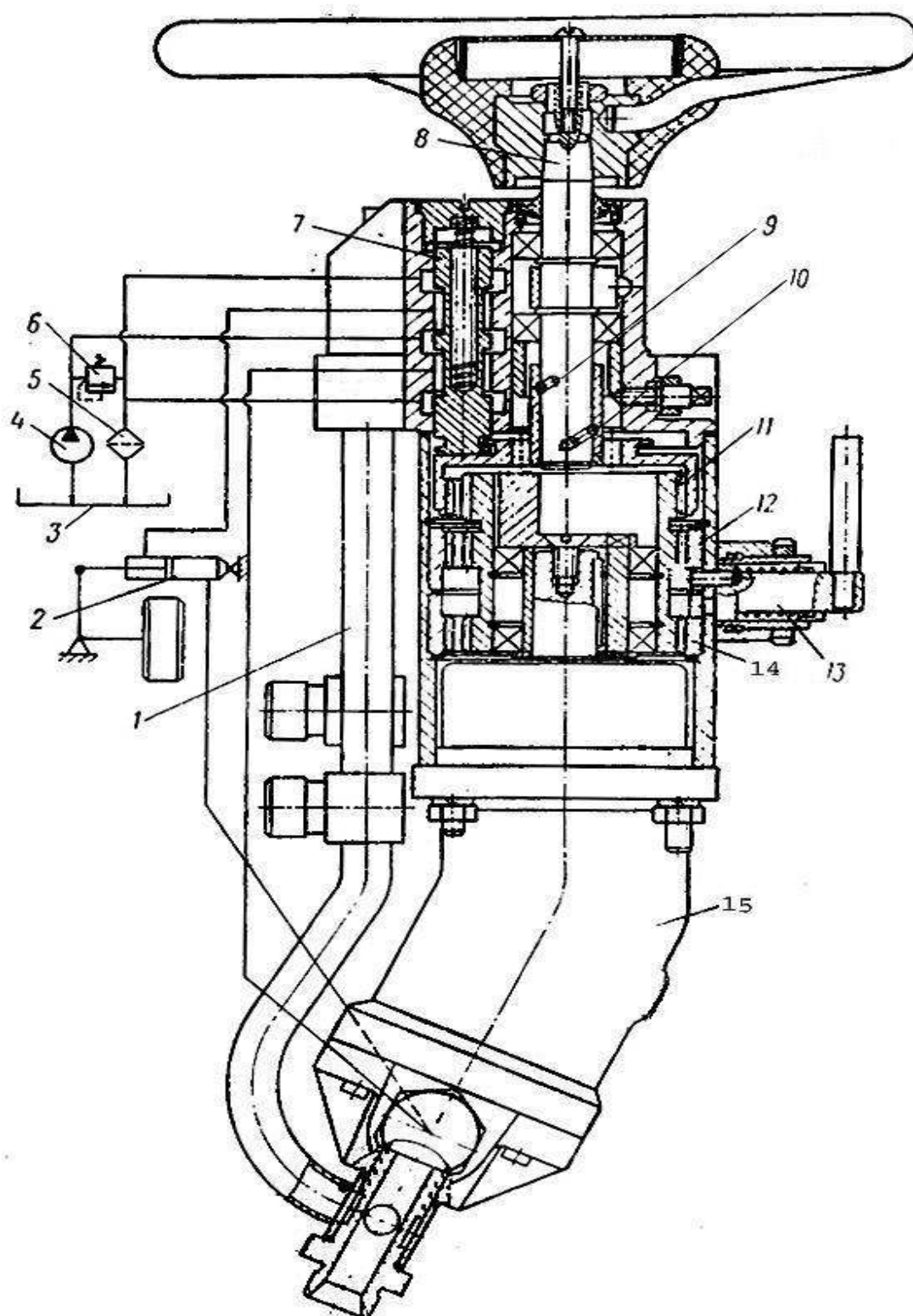


Рис.4.28. Гидравлическая схема рулевого механизма: 1- гидромагистраль; 2 – исполнительный цилиндр; 3 – масляный бак; 4 – гидронасос; 5 – фильтр; 6 – предохранительный клапан; 7 – затвор распределителя; 8 – вал с рулевым колесом; 9 – шариковая нарезка; 10 – зубчатое колесо; 11 - ведомая шестерня планетарного редуктора; 12 и 14 – шестерни первой и второй передач; 13 – переключатель; 15 – гидравлический двигатель

4.5. Следящие системы в приводах рулевых машин судов

В приводах рулевых машин судов также используются гидравлические следящие системы. Отличительные особенности этих устройств - значительные вращающие моменты на баллере (вертикальный вал, приводящий в движение руль).

Например, на трансатлантическом лайнере «Купп Мери» рулевая машина может развивать вращающий момент на баллере до 11500000 Нм (11,5 МНм), а на военных кораблях даже больше. В качестве исполнительных двигателей используют лопастные поворотные цилиндры или плунжерные цилиндры.

На рис.4.29 приведена схема рулевой машины судна.

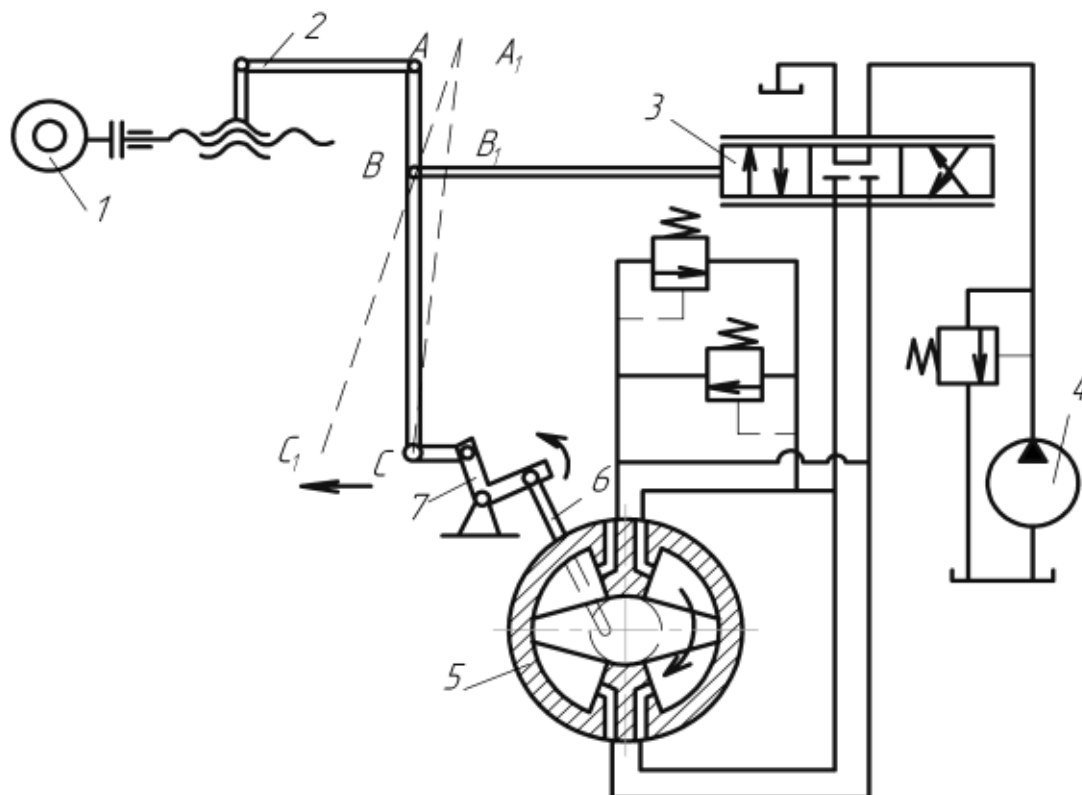


Рис.4.29. Гидравлическая схема рулевой машины судна: 1 – руль; 2 – рычаги; 3 – затвор; 4 – насос; 5 – поворотный гидродвигатель; 6,7 – рычаги

Сигнал об изменении курса корабля поступает от двигателя 1, который управляется дистанционно. Двигатель может быть как вращательного, так и поступательного движения.

На рис.4.29 приведён пример двигателя вращательного движения. Сигнал от задающего двигателя 1 передается рычагу 2, кото-

рый поворачивает рычаг «АС» вокруг шарнира «С» и смещает точку «В» рычага «АС» в точку «В₁», что приводит к смещению затвора распределителя 3, например вправо.

Рабочая жидкость от насосной станции 4 поступает в соответствующие полости исполнительного поворотного двигателя 5. Вместе с баллером приходит в движение рычаг 6, который через угловой рычаг 7 начинает поворачивать рычаг «АС» вокруг шарнира «А», перемещая шарнир «С» в точку «С₁». В результате точка «В» рычага «АС» возвращается в исходное положение. В данном случае сравнивающим устройством является рычаг «АС».

4.6. Вопросы для самоконтроля к главе 4

1. Начертите гидравлическую схему в условных обозначениях по ГОСТу одноканального рулевого привода самолёта, рис.4.12.
2. Почему суппорт копировального привода расположен под углом к оси обрабатываемой детали?
3. Начертите гидравлическую схему в условных обозначениях по ГОСТу следящего гидропривода копировального суппорта.
4. Что является сравнивающим устройством в приводе на рис.4.3?
5. Какие физические величины сравниваются в следящем приводе сварочного аппарата, рис. 4.5?
6. Какие функции выполняет клапан 6, показанный на рис. 4.4?
7. Как работает следящая система, показанная на рис. 4.7?
8. Какие физические величины сравниваются, и где находится сумматор в схеме, приведенной на рис.4.10?
9. Начертите гидравлическую схему в условных обозначениях по ГОСТу следящего гидропривода, показанного на рис. 4.25.

5 ШАГОВЫЕ И ДИСКРЕТНЫЕ ПРИВОДЫ

5.1. Структура шагового гидропривода

При качественном сравнении следящих и шаговых гидравлических приводов определим области их эффективного использования в технологическом оборудовании. Плавное движение рабочих органов привода по заданной траектории движений с заданной скоро-

стью и остановку в любой точке обслуживаемого пространства гидравлические шаговые приводы обеспечить не могут. Для выполнения этих задач следящие приводы вне конкуренции. Однако функции позиционирования и фиксации рабочих органов машин при ограниченном количестве координат могут успешно осуществлять не только следящие приводы, но и шаговые гидроприводы. Такие функции выполняют сервоприводы систем дистанционного управления различных гидрофицированных машин, силовые гидроприводы программных систем технологического оборудования и гидроприводы автоматических манипуляторов подъёмно-транспортного назначения. При этом шаговые гидравлические приводы во многих случаях оказываются технологичнее, дешевле и надёжнее в эксплуатации, чем следящие приводы, потому что у них меньше дорогостоящих деталей и устройств с повышенной интенсивностью отказов. Шаговые приводы менее чувствительны к колебаниям температуры и чистоте рабочей среды. К тому же они не нуждаются в регулировке и настройке отдельных устройств при эксплуатации привода.

В табл. 5.1 приведены некоторые технические показатели силовых шаговых электродвигателей, шаговых двигателей с гидроусилителями моментов и силовых шаговых гидромоторов [13]. В табл. 5.1 под динамической добротностью понимается отношение максимального развиваемого момента на выходном валу к моменту инерции ротора. Относительная статическая ошибка равна отношению максимальной ошибки позиционирования к величине шага. Удельный весовой показатель определяется делением массы на максимальный крутящий момент. Под показателем энергоёмкости подразумевается отношение номинальной мощности к габаритному объёму исполнительной части привода. Применение дискретных устройств позволяет существенно упростить систему управления, получить достаточную точность при разомкнутой системе управления за счет однозначного соответствия между количеством и частотой управляющих импульсов и величиной и частотой отработки дискретных перемещений на выходном звене исполнительного органа.

Структурно шаговый гидропривод можно представить в виде трёх функционально и конструктивно завершённых блоков: источни-

ка рабочей среды, управляющего устройства, шагового двигателя, показанных на рис. 5.1.

Таблица 5.1

Технические показатели силовых шаговых приводов	Значения показателя		
	силового шагового электродвигателя	шагового двигателя с гидроусилителем момента	силового шагового гидромотора
Номинальный крутящий момент, $H \cdot м$	2,5...25	8...65	20...150
Величина шага, $^\circ$	2,65	1,5	4,5
Частота отработки при номинальной нагрузке, $Гц$	130...300	800	30...80
Динамическая добротность, $\frac{1}{с^2}$	65...1050	4000...11000	12000...50000
Относительная динамическая ошибка	2	10...20	1
Относительная статическая ошибка	0,5	1,5	0,2
Удельный весовой показатель, $\frac{кг}{H \cdot м}$	0,8...1,2	0,6...1,3	0,3...0,4
Показатель энергоёмкости, $\frac{Вт}{дм^3}$	14...65	10...26	110...140



Рис.5.1. Структурная схема шагового гидропривода

Выходное звено шагового гидродвигателя отрабатывает дискретно один шаг при каждом переключении исполнительных гидролиний и удерживается в фиксированном положении при неизменном состоянии исполнительных гидролиний. Управляющие сигналы отрабатываются с высокой точностью, а гидравлический шаговый двигатель обеспечивает большие вращающие моменты или тяговые силы.

Управляющее устройство шагового гидропривода предназначено для осуществления коммутации, т.е. тактового переключения исполнительных гидролиний в соответствии с входными управляющими сигналами. Это переключение исполнительных гидролиний обеспечивает периодическое соединение рабочих полостей гидравлического шагового двигателя с напорным или сливным трубопроводом.

Источником рабочей среды служит насосная установка. Специфика работы шаговых двигателей - в резкопеременном расходе рабочей среды в процессе отработки шагов, а также в необходимости поддержания давления жидкости в напорной гидролинии без её значительного расхода в период фиксации (остановки) выходного звена. Для этого часто применяют насосные установки: с регулируемым по давлению насосом; с двумя нерегулируемыми насосами и автоматом разгрузки насоса большей производительности; а также насосно-аккумуляторную установку.

Управляющее устройство содержит преобразователи сигналов и гидравлические распределители, которые обеспечивают переключение гидролиний, обозначенных «Л1», «Л2», «Л3».

Входной сигнал x по физической природе может быть механическим, гидравлическим, электрическим, пневматическим. По форме входной сигнал бывает импульсным или релейным. Выходным сигналом y шагового гидропривода может быть линейное или угловое шаговое перемещение звена на величину шага $U_{шаг}$, преодолевающее внешнюю нагрузку N .

Управляется шаговый гидродвигатель за счет тактовых переключений гидролиний «Л1», «Л2», «Л3». Количество тактов в цикле обычно находится в диапазоне 2...8. После каждого тактового переключения выходное звено шагового двигателя перемещается на оп-

ределенную величину равную шагу $y_{шаг}$. Наиболее распространены шаговые двигатели, перемещающиеся за один шаг в диапазоне $y_{шаг} = 1,5...22,5^\circ$ или $y_{шаг} = 1...100\text{ мм}$.

5.2. Дозаторный гидропривод

Объёмные приводы дискретного действия занимают значительное место среди современных средств автоматизации технологического оборудования. Благодаря дискретному способу управления этими приводами возможно непосредственное управление от цифровых управляющих устройств.

Известные конструкции гидравлических и пневматических дискретных приводов подразделяются на: дозаторные приводы, объёмные приводы с многоплунжерными двигателями, гидроприводы с многоканальными двигателями.

Наиболее прост по конструкции дискретный привод дозаторного типа, показанный на рис.5.2, который обеспечивает дискретное движение вперед при переключении распределителя P2, когда распределитель P1 находится в третьей позиции.

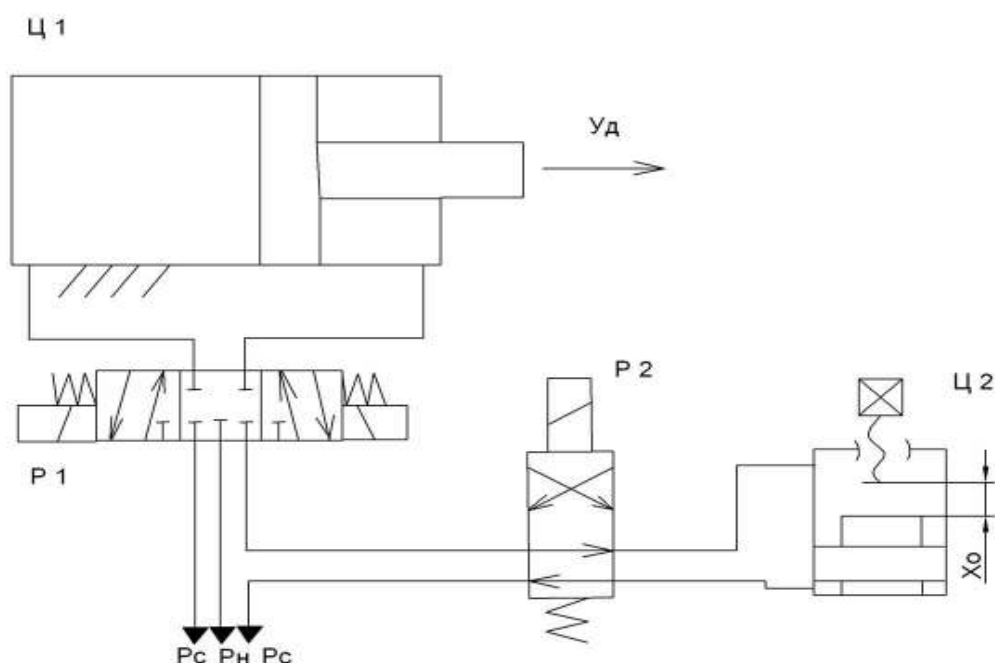


Рис.5.2. Дозаторный гидропривод

Возвратное движение штока Ц1 происходит непрерывно до упора при переключении распределителя Р1 в первую позицию. Выходное звено удерживается в заданной позиции в результате постоянного давления в поршневой полости силового гидроцилиндра Ц1 и закрытия рабочей среды в штоковой полости при неизменном состоянии распределителя Р2.

Координата выходного звена гидродвигателя y_D зависит от заранее настроенного перемещения за один шаг $y_{шаг}$, числа переключений $n_{ш}$ распределителя Р2, ошибки позиционирования Δy_D

$$y_D = y_{шаг} n_{ш} + \Delta y_D.$$

Перемещение звена за один такт определим исходя из равенства объёмов рабочей среды, которая вытеснена из силового гидродвигателя V_D и объёма рабочей среды поступившей в Ц2 дозирующий цилиндр V_K

$$V_D = V_K, \text{ где } V_D = F_D \sigma_D y_{шаг}, V_K = F_K X_0.$$

Здесь X_0 - ход поршня дозирующего цилиндра Ц2, F_D и F_K - площади силового Ц1 и дозирующего цилиндров Ц2, σ_D - соотношение эффективных площадей поршневой и штоковой полостей силового цилиндра Ц1.

Ошибка позиционирования зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды в штоковой полости гидроцилиндра. Утечки зависят от времени t (чем дольше двигатель находится в состоянии покоя, тем больше вытечет рабочей среды) и перепада давления $p_{сл} - p_{атм}$

$$Q_{у.ном} t = \frac{p_{ном} - p_{атм}}{F_D \sigma_D} \Delta y_y.$$

Здесь $p_{ном}, p_{атм}, p_{сл}$ - давления в поршневой полости, атмосферное, сливное давление в штоковой полости силового цилиндра; $Q_{у.ном}$ - номинальные утечки рабочей среды из штоковой полости гидродвигателя, из двух распределителей, из полости дозирующего цилиндра; t - время работы гидропривода; Δy_y - ошибка позиционирования из-за утечек

$$\Delta y_y = \frac{p_{сл} - p_{атм}}{p_{ном} - p_{сл}} \cdot \frac{Q_{у.ном} t}{F_D \sigma_D}.$$

Ошибка позиционирования из-за сжимаемости рабочей среды

$$\Delta Y_{сж} = \frac{p_{сл} - p_{атм}}{F_{Д\sigma Д}} \left(\frac{V_{ж}}{E_{ж}} + \frac{V_{труб}}{E_{труб}} \right) + \frac{V_{газ}}{F_{Д\sigma Д}} \left[1 - \left(\frac{p_{атм}}{p_{сл}} \right)^{\frac{1}{n}} \right],$$

где $V_{ж}, V_{труб}, V_{газ}$ - объёмы рабочей среды, упругих стенок труб, растворенного газа в рабочей среде при атмосферном давлении в штоковой полости цилиндра, гидролиниях, дозирующем цилиндре; $E_{ж}$ - модуль упругости рабочей среды; $E_{труб}$ - модуль упругости материала гидролиний; n - показатель политропического процесса сжатия газов.

Общая ошибка позиционирования $\Delta y_{Д} = \Delta Y_{у} + \Delta Y_{сж}$.

Настройка шага $y_{шаг}$ осуществляется винтом дозаторного гидроцилиндра. Основной недостаток такой конструкции – существенная ошибка позиционирования, которая увеличивается с течением времени. Возвратный ход поршня до упора ликвидирует накопленную ошибку позиционирования.

Пример. Определить основные параметры дозаторного гидропривода и основную ошибку позиционирования при следующих исходных данных: $H_B = 10,2 кН$ - внешняя потенциальная сила; $H_C = 3,06 кН$ - внешняя статическая нагрузка; $Q_{ном} = 1,2 \frac{л}{мин}$ - рабочая подача; $y_{шаг} = 8 мм$ - перемещение поршня за один шаг; $n_{ш} = 2$ - максимальное число шагов; $t = 5 с$ - время работы гидропривода; $p_{ном} = 10 МПа$ - номинальное давление при работе привода; $E_{ж} = 1,5 \cdot 10^9 Па$ - объёмный модуль упругости жидкости; $\varepsilon_f = 0,06$ - относительное содержание воздуха в гидролиниях; $n = 1,2$ - показатель политропического расширения газов; $L_0 = 4 мм$ - начальная координата выходного звена; $\eta_{гд} = 0,7$ - гидравлический КПД гидроаппаратов; $\eta_{до} = 0,99$ - объёмный КПД аппаратов; $\eta_{дм} = 0,97$ - механический КПД гидроцилиндра. Требуется определить: диаметры поршня $D_{Д}$ и штока $d_{Д}$ силового гидроцилиндра; координату перемещения выходного звена $L_{Д}$; диаметр дозирующего гидроцилиндра $D_{К}$; относительную ошибку позиционирования $\bar{\varepsilon}$. Решение: определяем необходимую площадь поршня силового гидроцилиндра для преодоления внешней потенциальной силы

$$F_D = \frac{H_B}{\rho_{\text{ном}} \eta_{DM} \eta_{ГА}} = \frac{10,2 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6 \cdot 0,97 \cdot 0,7} = 1,502 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определяем минимально необходимый диаметр силового гидроцилиндра

$$D_D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_D}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,502 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0437 \text{ м} = 43,7 \text{ мм}.$$

Выбираем стандартный гидроцилиндр с диаметром поршня $D = 50 \text{ мм}$ и диаметром штока $d = 32 \text{ мм}$.

Уточняем площадь поршневой полости F_D выбранного гидроцилиндра и соотношение эффективных площадей поршневой и штоковой полостей σ_D ,

$$F_D = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 1,963 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$\sigma_D = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 = 1 - \left(\frac{32}{50}\right)^2 = 0,59.$$

Исходя из соображений, что объём рабочей среды, вытесненный из силового гидроцилиндра V_D , равен объёму рабочей среды, поступившей в дозирующий гидроцилиндр V_K , т.е. $V_D = V_K$, где

$$V_D = F_D \sigma_D y_{\text{шар}} = 1,963 \cdot 10^{-3} \cdot 0,59 \cdot 0,008 = 9,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3, \text{ и}$$

$V_K = F_K X_0$. Получаем одно уравнение с двумя неизвестными, поэтому необходимо либо исходя из конструктивных особенностей задать диаметр дозирующего цилиндра и посчитать ход поршня X_0 , либо задать другое условие, связывающее эти величины. Принимаем диаметр дозирующего гидроцилиндра равный ходу поршня дозирующего цилиндра $D_K = X_0$. Определим диаметр

$$D_K = \sqrt[3]{\frac{4V_D}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9,26 \cdot 10^{-6}}{\pi}} = 0,0227 \text{ м} = 22,7 \text{ мм} \text{ дозирующего гидроцилиндра, принимаем стандартное значение } D_K = 24 \text{ мм}.$$

По принятому значению диаметра уточним площадь поршня дозирующего цилиндра

$$F_K = \frac{\pi D_K^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,024^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \text{ Уточняем ход поршня дозирующего}$$

$$\text{цилиндра } X_0 = \frac{V_D}{F_K} = \frac{9,26 \cdot 10^{-6}}{4,52 \cdot 10^{-4}} = 2,05 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Исходя из уравнения сил на поршне в статике, рис. 5.3, т.е. когда поршень не двигается, а значит, не преодолевает внешнюю нагрузку $H_B = 0$, определим

давление в штоковой полости силового гидроцилиндра, которое является величиной переменной $H_C = p_{ном} F_D - p_K \sigma_D F_D$, откуда $p_K = \frac{p_{ном} F_D - H_C}{\sigma_D F_D}$.

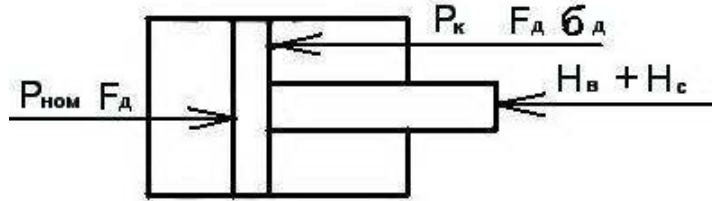


Рис.5.3. Схема действия сил на поршень силового цилиндра

При $H_C = 0$ $p_K \left(H_C = 0 \right) = \frac{p_{ном}}{\sigma_D} = \frac{10 \cdot 10^6}{0,59} = 16,95 \cdot 10^6 \text{ Па}.$

При $H_C = const$

$$p_K \left(H_C \right) = \frac{p_{ном} F_D - H_C}{\sigma_D F_D} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3} - 3,06 \cdot 10^3}{0,59 \cdot 1,963 \cdot 10^{-3}} = 14,31 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Разница давлений в штоковой полости силового гидроцилиндра $\Delta p_K = p_K \left(H_C = 0 \right) - p_K \left(H_C \right) = 16,95 \cdot 10^6 - 14,31 \cdot 10^6 = 2,64 \cdot 10^6 \text{ Па}.$

Среднее давление в штоковой полости силового гидроцилиндра

$$p_{ср} = \frac{p_K \left(H_C = 0 \right) + p_K \left(H_C \right)}{2} = \frac{16,95 \cdot 10^6 + 14,31 \cdot 10^6}{2} = 15,63 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Определим объем рабочей среды, подвергающейся сжатию $V_{Ж}$, при этом объем рабочей среды, находящейся в гидролинии, соединяющей силовой и дозирующий цилиндры, считаем незначительным

$$V_{Ж} = V_D + F_K X_0 = 9,26 \cdot 10^{-6} + 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot 0,02 = 18,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Коэффициент сжимаемости рабочей среды, находящийся в штоковой полости силового цилиндра и дозирующем цилиндре,

$$K_{сж} = \frac{V_{Ж}}{E_{Ж}} + \frac{\varepsilon_{г} V_{Ж}}{n p_K \left(H_C \right)} \left(\frac{p_{атм}}{p_K \left(H_C \right)} \right)^{\frac{1}{n}}$$

$$K_{сж} = \frac{18,3 \cdot 10^{-6}}{1,5 \cdot 10^9} + \frac{0,06 \cdot 18,3 \cdot 10^{-6}}{1,2 \cdot 14,31 \cdot 10^6} \left(\frac{0,1 \cdot 10^6}{14,31 \cdot 10^6} \right)^{0,8333} = 1,52 \cdot 10^{-14} \frac{\text{м}^5}{\text{Н}}.$$

Коэффициент, учитывающий утечки рабочей среды,

$$K_y = \frac{Q_{\text{ном}} \cdot (-\eta_{OA})}{p_{\text{ном}}} = \frac{1,2 \cdot 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot (-0,99)}{10 \cdot 10^6} = 2,004 \cdot 10^{-14} \frac{M^5}{с \cdot H}.$$

Потери объёма рабочей среды из-за утечек и сжимаемости

$$\Delta V = K_{сж} \cdot \Delta p_K + K_y p_{ср} t =$$

$$= 1,52 \cdot 10^{-14} \cdot 2,64 \cdot 10^6 + 2,004 \cdot 10^{-14} \cdot 15,63 \cdot 10^6 \cdot 5 = 1,606 \cdot 10^{-6} M^3$$

Ошибка позиционирования выходного звена гидроцилиндра

$$\Delta Y = \frac{\Delta V}{V_D} = \frac{1,606 \cdot 10^{-6}}{9,26 \cdot 10^{-6}} = 17,34 \cdot 10^{-2} M.$$

$$\text{Относительная ошибка позиционирования } \bar{\varepsilon} = \frac{\Delta Y}{Y_{\text{шаг}}} = \frac{0,17}{8} = 0,021.$$

Обычно относительная ошибка позиционирования, превышающая 25%, считается недопустимой.

5.3. Приводы с многопоршневыми двигателями

Многопоршневые двигатели могут быть линейные и поворотные.

Линейный дискретный разомкнутый электрогидравлический привод, показанный на рис.5.4, выполнен на базе шагового двигателя с цифровым шагом. Он представляет собой цилиндр 2 с набором свободно плавающих поршней 1, взаимосвязанных ограничителями хода 4 и несколькими трёхлинейными двухпозиционными распределителями с управлением от электромагнита и пружины возврата.

Выходным звеном является шток 3, с которым связан только один поршень. В штоковую полость, эффективная площадь которой меньше эффективной площади в бесштоковой полости, постоянно подводится давление, в результате чего при отсутствии сопротивления со стороны бесштоковой полости осуществляется перемещение штока в крайнее левое положение и сжатие пакета поршней. Свободно плавающие поршни образуют три замкнутые камеры, которые распределителями (Р1, Р2, Р3, Р4) с электромагнитным управлением соединяются либо с линией нагнетания, либо слива. При подаче давления в одну из камер поршни, ограничивающие её с двух сторон, раздвигаются на величину, обусловленную ограничителями хода.

Выходной шток перемещается вправо, поскольку тяговая сила, возникающая в камере, вдвое превосходит силу, создаваемую в левой штоковой полости, если эффективная площадь штоковой полости в два раза меньше площади с ограничителями хода.

Ограничители хода выбраны таким образом, что каждый поршень может перемещаться на величину, отличающуюся от перемещения соседнего поршня, т.е. $L_2 = 2L_1$, $L_3 = 3L_1$. Выходной шток, который связан с последним поршнем, суммирует приращения перемещений каждого поршня. Комбинируя переключениями камер, можно получить восемь различных положений выходного штока с дискретностью в одну

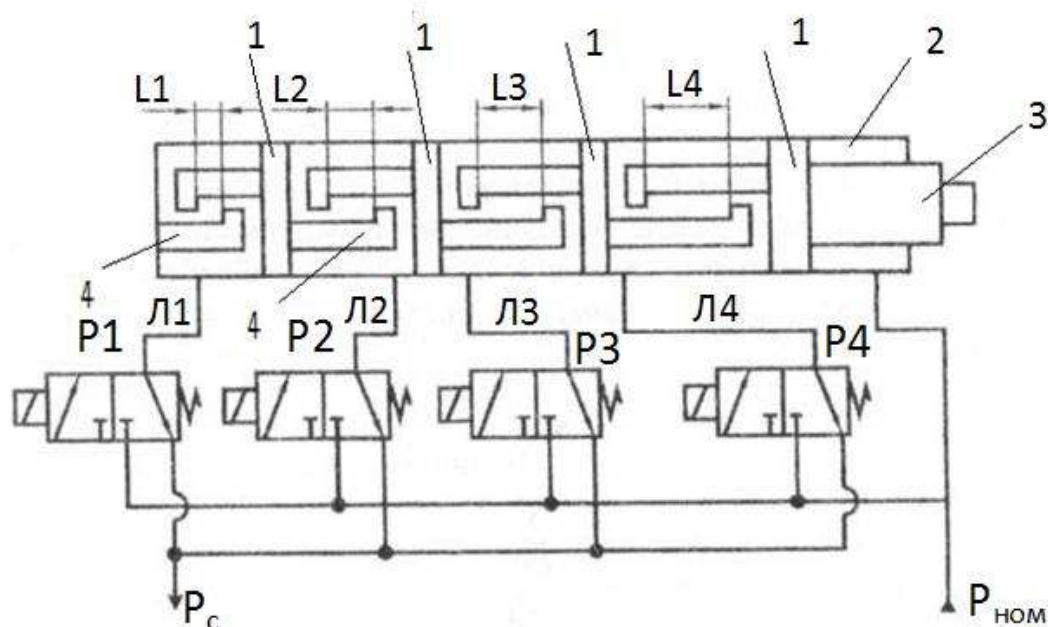


Рис.5.4. Привод с многопоршневыми объемными двигателями

единицу перемещения. Например, необходимо переместить шток 3 на четыре шага, $Y_D = L_1 + L_3 = 1y_{шаг} + 3y_{шаг} \pm \Delta Y = 4y_{шаг} \pm \Delta Y$, для этого распределители P1 и P3 ставятся в первую позицию.

Ошибка позиционирования ΔY зависит от точности изготовления деталей замковых устройств, не зависит от сжимаемости рабочей среды и утечек. Обычно она составляет $\Delta Y = \pm 0,05 \dots 0,2 \text{ мм}$.

Недостаток схемы – в некоторых случаях возникает неуправляемое движение выходного звена в период переключения двигателя из одной позиции в другую. Поскольку объем рабочих камер между поршнями разный, то заполняются и опорожняются камеры не-

одинаковое время. Кроме того, значительные габаритные размеры гидродвигателя и сложность конструкции также нежелательны.

Для уменьшения ударов при соприкосновении поршней необходимо применять дополнительный поршень с ходом равным шагу $U_{шаг}$. При больших скоростях срабатывания для повышения надёжности вводятся различные демпфирующие устройства.

При увеличении мощности привода его габариты и масса становятся недопустимо большими. В этом случае становится целесообразно применить двухкаскадную схему построения привода. Одна из возможных схем пневматического привода приведена на рис. 5.5.

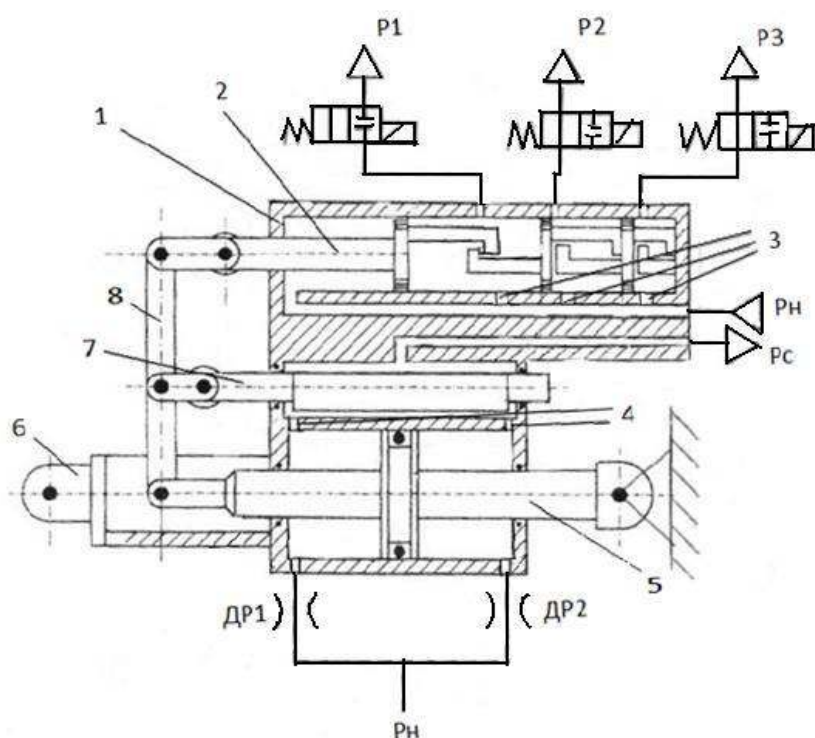


Рис.5.5 . Принципиальная схема двухкаскадного привода

В этой схеме дискретный исполнительный механизм 2 является управляющим для силового привода 5. Схема работает следующим образом. Рабочая среда под номинальным давлением через постоянные дроссели ДР1 и ДР2 поступает в обе полости силового гидродвигателя поступательного движения 5. При смещении заслонки 7, например, влево один из переменных дросселей 4 уменьшает свое проходное сечение, а другой увеличивает. В результате рабочая среда из правой полости силового цилиндра сливается, а в ле-

вой полости давление возрастает, и корпус 1 цилиндра 5 перемещается влево. Заслонка сместилась влево, затем корпус смещается тоже влево, тем самым площади проходных сечений переменных дросселей 4 выравниваются, давление в полостях цилиндра 5 тоже выравнивается и корпус 6, который является выходным звеном привода, останавливается. Заслонка 7 посредством тяг 8 управляется дискретным исполнительным механизмом, который работает аналогично приводу, показанному на рис.5.4. Рабочая среда в дискретный механизм поступает через постоянные дроссели 3, а сливается через распределители P1, P2, P3 в соответствующей позиции.

5.4. Многоканальные гидродвигатели

Габаритные размеры у многоканального гидродвигателя обычные, но в боковой поверхности цилиндра имеется несколько отверстий, соединенных гидролиниями с распределителями рис.5.6.

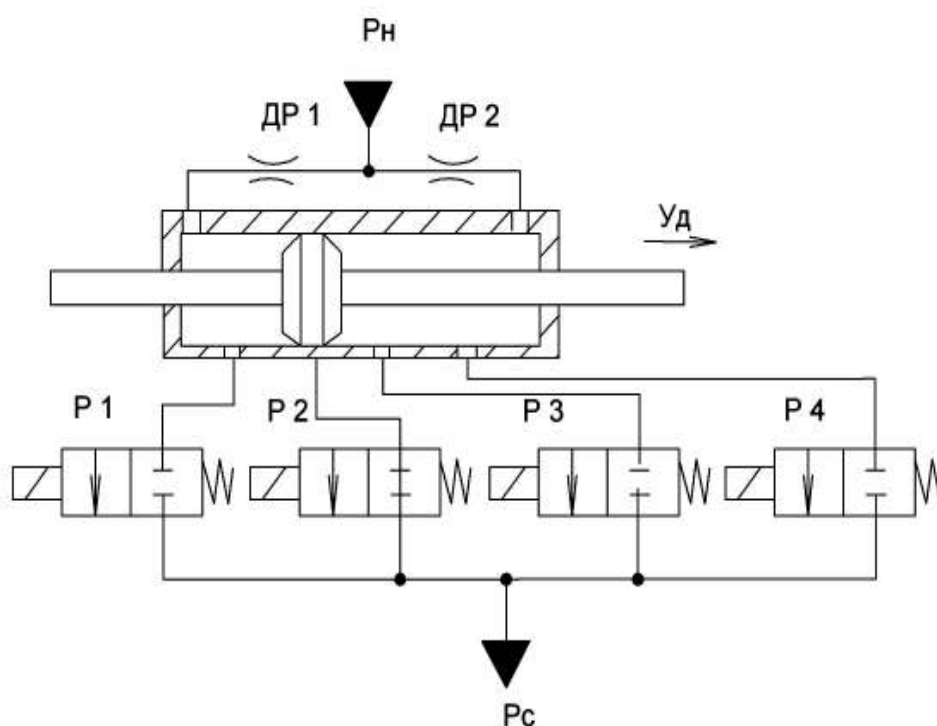


Рис.5.6. Многоканальный гидродвигатель

Ширина пояса поршня цилиндра равна диаметру отверстий. Число позиций двигателя соответствует числу отверстий. Рабочее давление подводится в обе полости цилиндра через постоянные

дроссели. Направление и величина перемещения поршня гидроцилиндра зависят от того, какое отверстие соединено посредством распределителя с баком. Уменьшение давления в одной из полостей цилиндра не передается в противоположную полость благодаря дросселям ДР1 и ДР2. Однако дроссели уменьшают быстродействие позиционного гидропривода и вызывают потери энергии.

Перемещаясь, поршень постепенно перекрывает сливное отверстие, тем самым уменьшая площадь проходного сечения, что притормаживает поршень в конце хода.

5.5. Шаговые гидродвигатели

У шаговых гидродвигателей с механической редукцией шага силовая функция осуществляется механической силовой передачей. На рис. 5.7 поршни 1 расположены в блоке цилиндров 2. Если гидролинию Л1 посредством распределителя Р1 во второй позиции соединить с рабочим давлением, и одновременно гидролинии Л2 и Л3 будут соединены со сливным давлением, то поршень начнет перемещаться вниз, действуя на «пилу» 3. Поршень 1 перемещается до тех пор, пока не окажется во впадине 3. При этом «пила» переместится на один шаг влево. Шаг расположения выступов на «пиле» ℓ_K и расстояние между поршнями ℓ_Π принимают в определенной зависимости от величины шага выходного звена $y_{\text{шаг}}$. Для поступательного движения $\ell_K = n_{\text{такт}} y_{\text{шаг}}$ и $\ell_\Pi = m \ell_K \pm y_{\text{шаг}}$, где m - целое число, $n_{\text{такт}}$ - число тактов в цикле управления. Для вращательного

движения число кулачков $n_K = \frac{2\pi}{n_{\text{такт}} \varphi_{\text{шаг}}}$; число поршней

$n_\Pi = m n_{\text{такт}}$, где $\varphi_{\text{шаг}}$ - угол поворота за один шаг.

Схема радиально-поршневого шагового гидродвигателя с роликокулачковым передаточным механизмом показана на рис. 5.8.

Здесь имеются пять поршней 4 с роликами 5, которые посредством гидролиний Л1...Л5 последовательно соединяются с напорной или сливной гидролиниями. Причем только одна гидролиния соединяется с напорным давлением, а остальные гидролинии соединяются со сливом через распределительную ось 1, при этом ротор 2

и выходной вал 3 поворачиваются на величину шага $\gamma_{шаг} = \frac{2\pi}{n_n n_k}$, где n_k - число кулачков (впадин) на статоре 6.

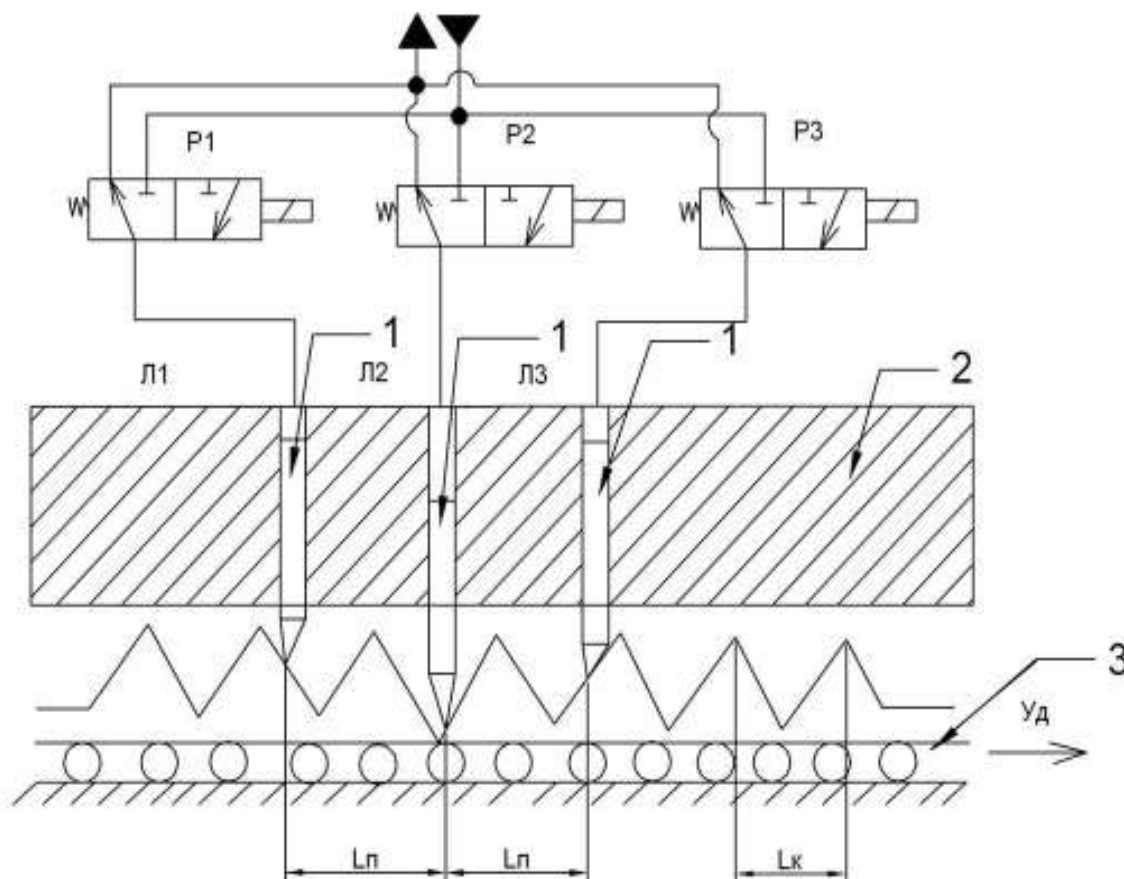


Рис.5.7. Схема шагового двигателя

При таких конструкциях $n_k \neq n_n$ и $n_n \geq 3$, $n_k \geq 1$. Ролико-кулачковый механизм обеспечивает значительный крутящий момент на выходном валу, но шаги большие.

Гидравлический шаговый привод может состоять из отдельных функционально и конструктивно завершенных блоков: насосной установки, генератора гидравлических импульсов, гидравлического шагового двигателя.

Исполнительным силовым органом такой передачи служит гидравлический шаговый двигатель, соединенный с распределительным устройством с помощью гидролиний.

Конструкция этой передачи основана на реализации эффекта преобразования колебательного движения плунжера в дискретное вращение выходного вала шагового гидродвигателя.

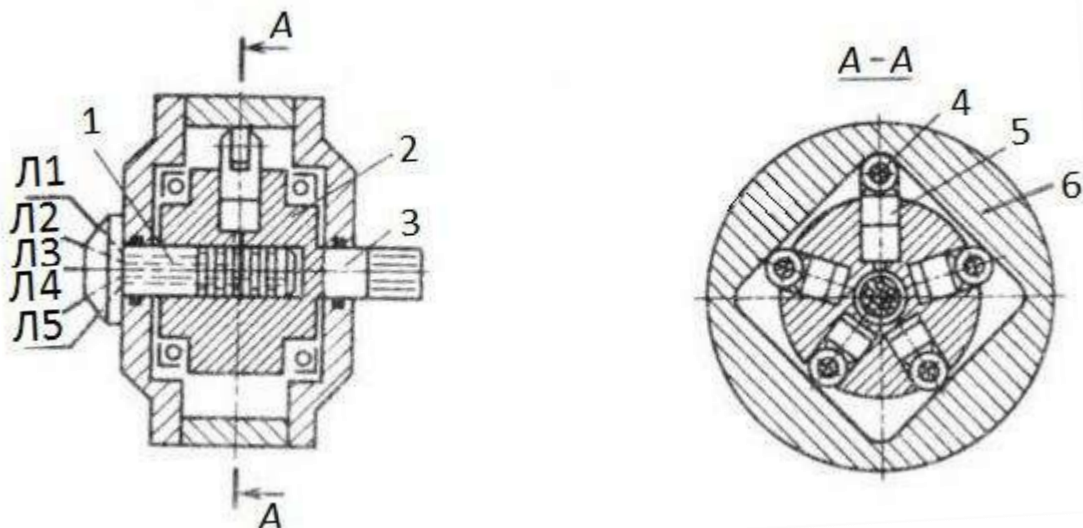


Рис.5.8. Схема радиально-поршневого шагового двигателя

Шаговый гидродвигатель представляет собой конструкцию аксиально-плунжерного двигателя вращательного движения. Конструктивно он отличается от обычной аксиально-плунжерной машины тем, что не имеет внутреннего узла распределения рабочей среды, а вместо наклонной шайбы применяется ротор, на торцевой поверхности которого расположен ряд кулачков. Применение их вместо одной наклонной шайбы позволяет за счет изменения угла подъема профиля кулачков ротора увеличить при прочих равных условиях крутящий момент на выходном валу двигателя. Каждый в отдельности из этих кулачков выполняет роль наклонной шайбы обычной плунжерной машины.

В корпусе 2 шагового двигателя, показанного на рис.5.9, смонтирован на подшипниках качения приводной вал 1, на котором закреплен ротор 3, имеющий с торца кулачки, взаимодействующие с толкателями 4. Ротор 3 в развертке представляет собой зубчатую гребенку, толкатели 4 смещены один относительно другого на одну треть шага гребенки. Толкатели свободно перемещаются в расточках статора 5. Они представляют собой плунжеры с зубом на конце.

Статор прижимается к корпусу 2 крышкой 6, в которой имеются отверстия под штуцеры гидролиний.

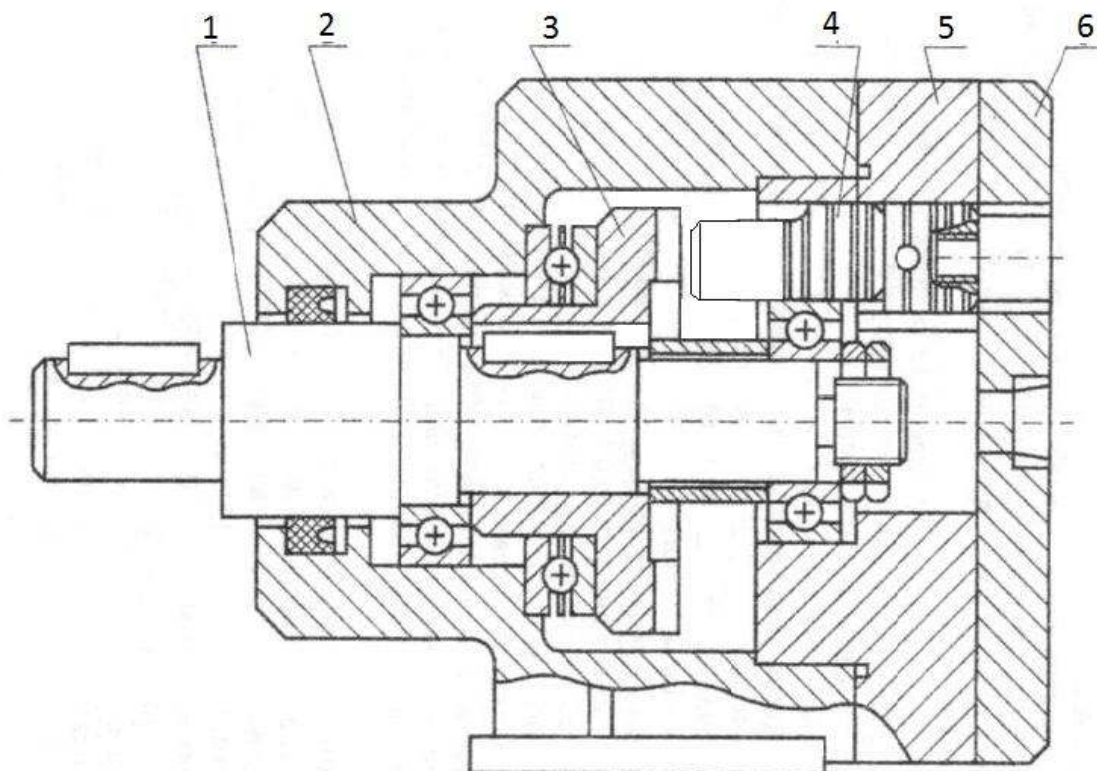


Рис.5.9. Гидравлический шаговый двигатель вращательного движения

Под воздействием гидравлического импульса толкатель перемещается, взаимодействуя со скосом кулачка ротора, поворачивая последний на определенный угол.

Особенностью двигателя является то, что при отсутствии перемещения ротор жестко фиксируется толкателями во впадинах между кулачками, чем обеспечивается самоторможение системы.

Направление вращения двигателя в ту или другую сторону определяется выбранным порядком действия гидравлических импульсов.

Генератор гидравлических импульсов, показанный на рис. 5.10, включает в себя вращающуюся золотниковую втулку со сквозными рабочими щелями.

Генератор имеет три рабочие полости «А», «Б», «В», показанные на рис. 5.11. Полости соединены с гидравлическим шаговым двигателем с помощью гидролиний.

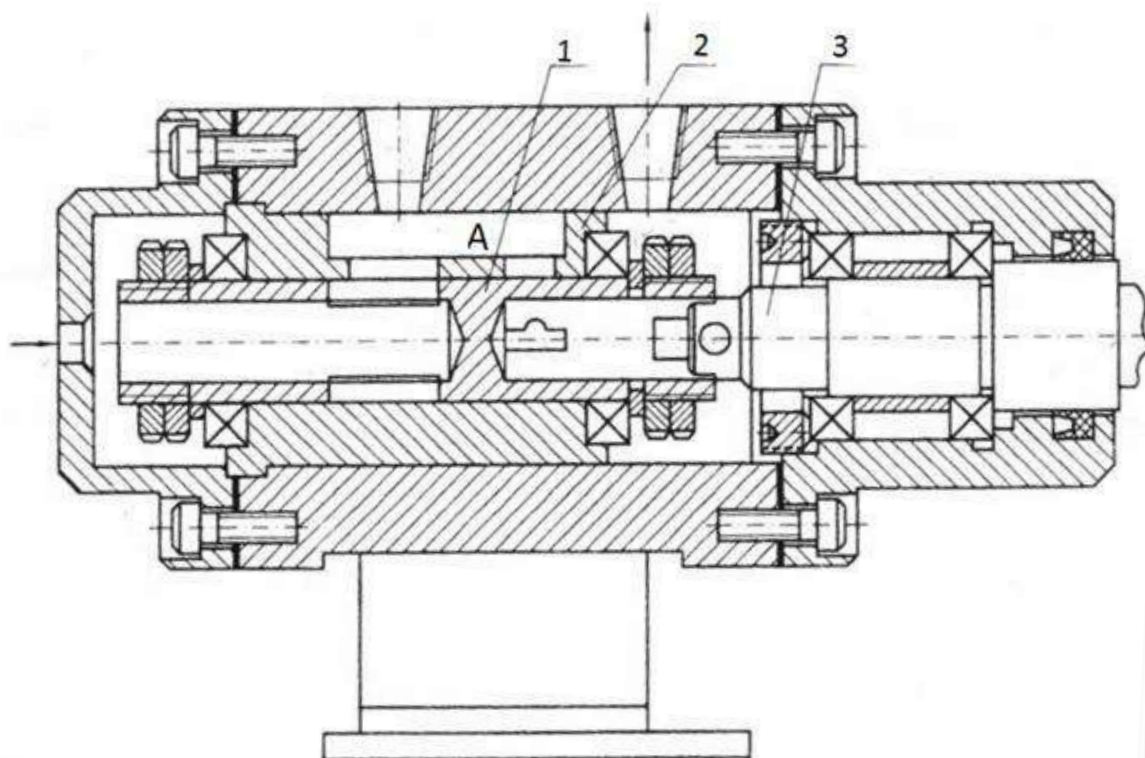


Рис.5.10. Генератор гидравлических импульсов

Вал генератора 3 (см. рис.5.10), жестко закреплённый с золотниковой втулкой, приводится во вращение гидромотором (на рисунке не показан). Масло от насоса поступает в полость «Н» (см. рис.5.11) и через рабочую щель во вращающейся золотниковой втулке в соответствующую рабочую полость «А», «Б», «В». Одновременно одна из рабочих полостей соединяется с полостью напора, а две другие с полостями слива. Расход рабочей среды через рабочие щели вращающегося золотника генератора гидравлических импульсов преобразуется в определенную последовательность гидравлических импульсов, каждому из которых соответствует определенный угол поворота выходного вала шагового гидродвигателя.

На рис.5.11 показана развертка по кулачкам ротора 3 (см.рис.5.10) шагового гидродвигателя. Шаг кулачков равен $t_k = \frac{2\pi}{3z}$, где z - число зубьев ротора. Против кулачков ротора 3 в статоре располагаются толкатели с шагом $t_n = t_k \left(m \pm \frac{1}{3} \right)$, где m - целое число. Для смещения ротора относительно статора необходимо,

Аксиально-поршневой шаговый двигатель с планетарно-зубчатым передаточным механизмом, показанный на рис. 5.12, осуществляет шаговое перемещение выходного вала 5 при поочередном последовательном включении распределителей P1...P5 и соединении поршневых камер в блоке цилиндров 1 с напорной и сливной гидролиниями [11]. Наличие планетарно-зубчатого механизма обеспечивает достаточно малый угловой шаг $\varphi_{\text{шаг}} = \frac{2\pi}{n_p i_p}$,

где передаточное число планетарного редуктора $i_p = \frac{z_p}{z_n - z_p}$; чис-

ла зубьев на торцевом зубчатом венце вращающегося ротора 4 и качающемся планетарном зубчатом колесе 3 - z_p и z_n . Качающееся планетарное зубчатое колесо 3 через силовой кардан 6 опирается на неподвижную ось 7.

К недостаткам планетарно-зубчатого механизма относится повышенный износ зубьев при значительных передаваемых крутящих моментах.

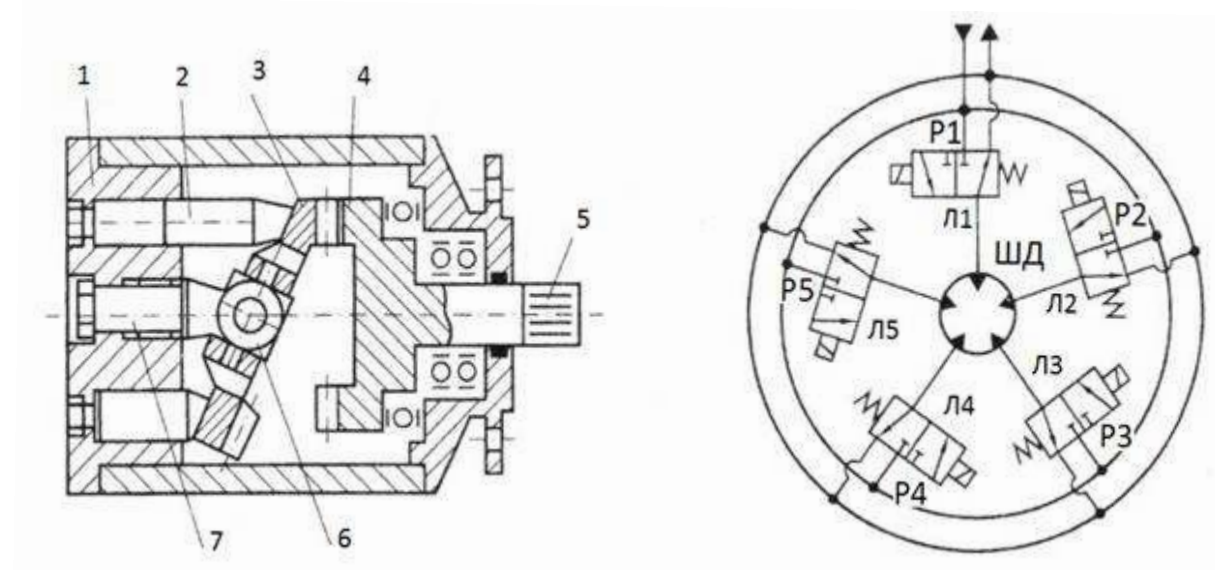


Рис. 5.12. Схема аксиально-поршневого шагового двигателя с плунжерно-зубчатым механизмом

Четыре значения величины шага можно получить четырёхшаговым гидродвигателем, показанным на рис.5.13. В корпусе 7 неподвижно закреплён статор 2. Приводной вал 1 установлен на подшип-

никах в корпусе 7. Между ротором 8 и закрепленным статором 2 в корпусе установлен поворотный барабан 4 с плунжерами 5. Одна группа плунжеров взаимодействует с зубцами закрепленного статора 2, а другая группа плунжеров – с зубцами ротора 8. Полость каждого плунжера соединена внутренним каналом с наружной кольцевой канавкой поворотного барабана. В корпусе выполнены отверстия для подвода давления в канавки. Количество подводящих отверстий и кольцевых канавок равно количеству плунжеров.

Гидравлический шаговый двигатель работает следующим образом. Рабочая среда от распределителя управления поступает в полости плунжеров «а» и «А», показанные на рис. 5.14.

При подаче гидравлических импульсов в порядке «а», «б», «в» поворотный барабан 2 отрабатывает относительно закреплённого статора 1 серию шагов в направлении стрелки «К», величиной равной $t_1 = t_{3C} \frac{1}{n_{3C}}$, где t_{3C} - шаг зубьев закреплённого статора; n_{3C} - число плунжеров, взаимодействующих с зубцами закреплённого статора.

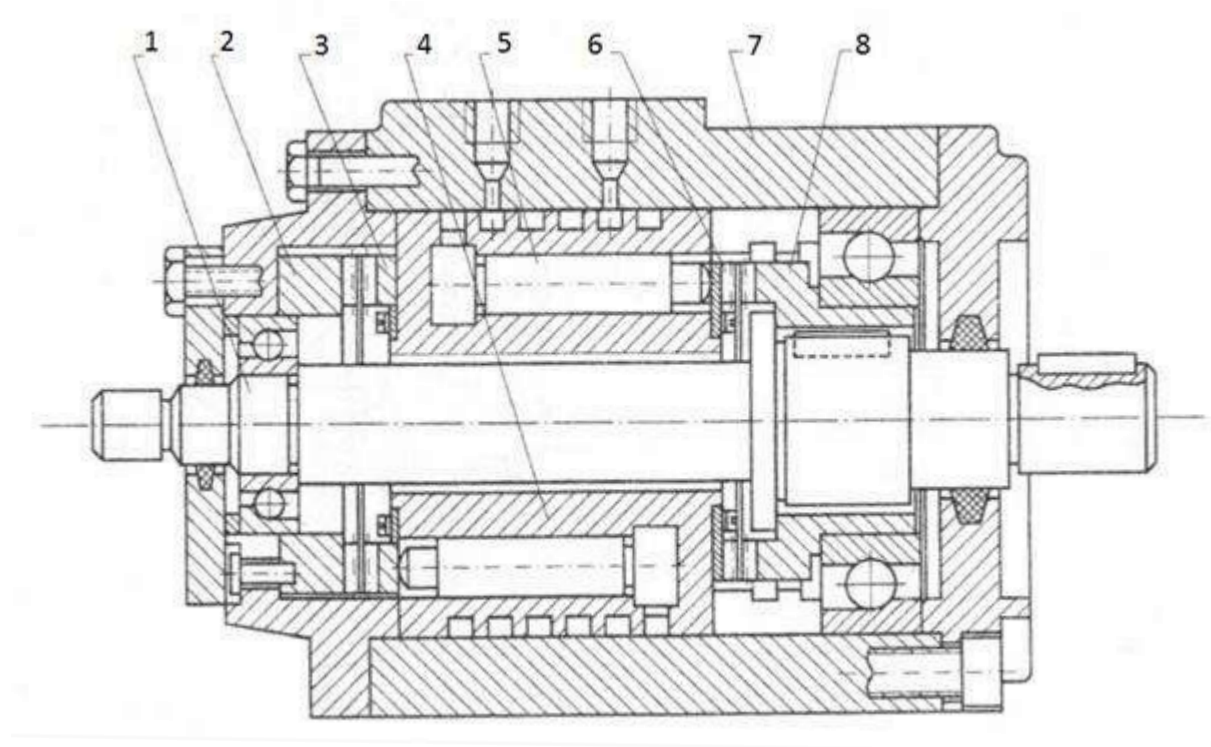


Рис. 5.13. Четырёхшаговый гидродвигатель

При сохранении давления рабочей среды в полости одного из плунжеров, например «А», поворотный барабан 2 оказывается жестко связанным с ротором 3. В этом случае последовательная подача рабочей среды в полости плунжеров «а», «б», «в» вызывает прерывистое вращение ротора 3 с шагом t_1 . При последовательности «а», «в», «б» ротор 3 реверсируется.

Сохранение давления рабочей среды в полости одного из плунжеров, взаимодействующих с закреплённым статором, например «а», обеспечивает жесткую связь поворотного барабана 2 со статором 1.

Гидравлическая система управления реализована в виде вращающейся золотниковой втулки с рабочими щелями, на периферии конструктивно наиболее проста. Площади щелей во время поворота не одинаковые. Для избежания удара плунжеров при ходе подача рабочей среды осуществляется по определенному закону. Напорные и сливные щели не равны и должны быть рассчитаны заранее, а их профиль прожигается специальным инструментом.

Струйные шаговые двигатели вращательного, рис.5.15, и поступательного, рис.5.16, движения имеют одинаковый принцип действия.

Для поворота на один шаг, например, влево переключаем распределитель Р2 во вторую позицию и гидролиния Л2 соединяется с напором. При этом две другие гидролинии Л1 и Л3 соединены со сливом. Струя рабочей среды, вытекающая из сопла 1 (см.рис.5.15), расположенного в статоре 2 воздействуя на боковую поверхность зубца, образует крутящий момент, который поворачивает ротор 3 и выходное звено 5, т.е. происходит поворот на один шаг $U_{шаг}$. Когда ось впадины, расположенной в роторе 3, совпадет с осью струи, движение ротора прекратится. Шаг зубцов $\phi_{зуб}$, расположенных на роторе 3, соответствует $\phi_{зуб} = 3U_{шаг}$.

Струйный шаговый гидродвигатель поступательного движения работает следующим образом. При переключении распределителя Р1 во вторую позицию верхние сопла подключаются к напорному давлению. Струя рабочей среды, вытекая из сопла, давит на боковую поверхность зубца, и поршень перемещается влево. Угол на-

клона профиля впадины зубьев не симметричный. Хотя подключаются одновременно два сопла, но тяговую силу создает струя лишь одного из них. Для перемещения вправо выходного звена необходимо подключить напорное давление рабочей среды к нижним соплам. Осевые размеры несимметричных профилей впадины зубьев рекомендуется выбирать равными $\ell_b = 1,5y_{шаг}$ и $\ell_a = 0,5y_{шаг}$. Период расположения сопел $\ell_{соп} = 2y_{шаг}$. Период расположения зубьев $\ell_{зуб} = 3y_{шаг}$.

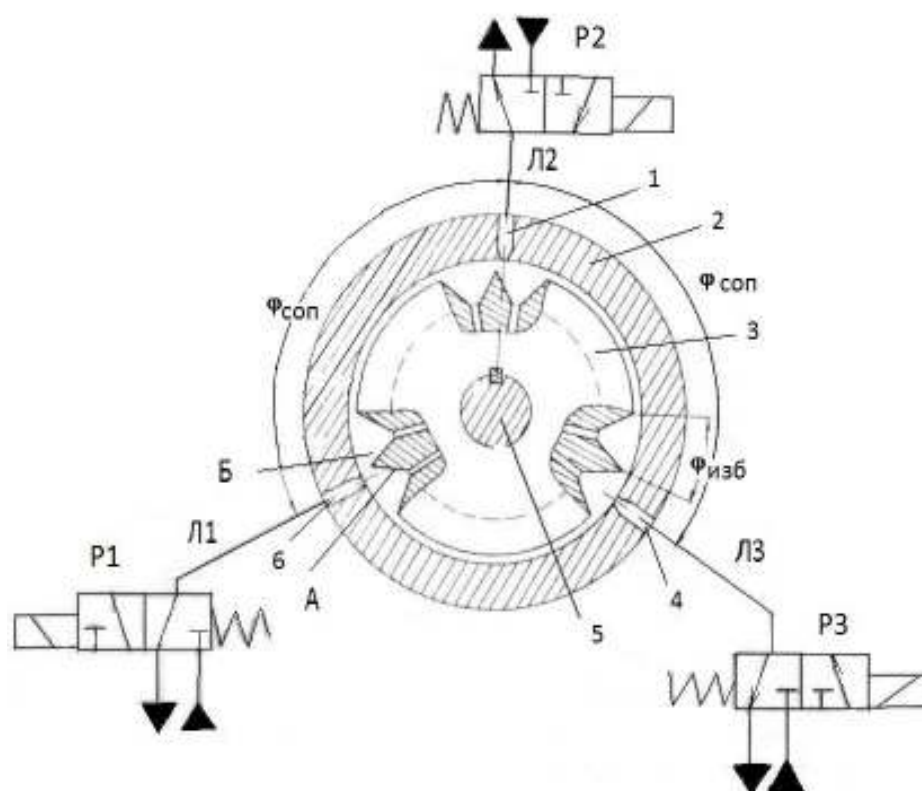


Рис.5.15. Трёхтактный радиально-струйный шаговый гидродвигатель вращательного движения: 1,4,6- сопла; 2- статор; 3- ротор; 5- выходное звено

Шаговый гидродвигатель с храповым механизмом показан на рис.5.17. Он состоит из двух цилиндров одностороннего действия 1 и 5, внутри поршней которых закреплен храповой механизм в виде собачек 2, 4. Зубчатое колесо 3 соединено с выходным валом 6. При переключении распределителя P2 во вторую позицию поршень 5 перемещается влево и собачка храпового механизма поворачивает зубчатое колесо по часовой стрелке. При этом верхний гидроцилиндр 1 должен быть соединен со сливом, т.е. распределитель P1 находится в первой позиции. В исходное положение поршни приво-

дятся пружиной, когда распределители соединяют цилиндры со сливом.

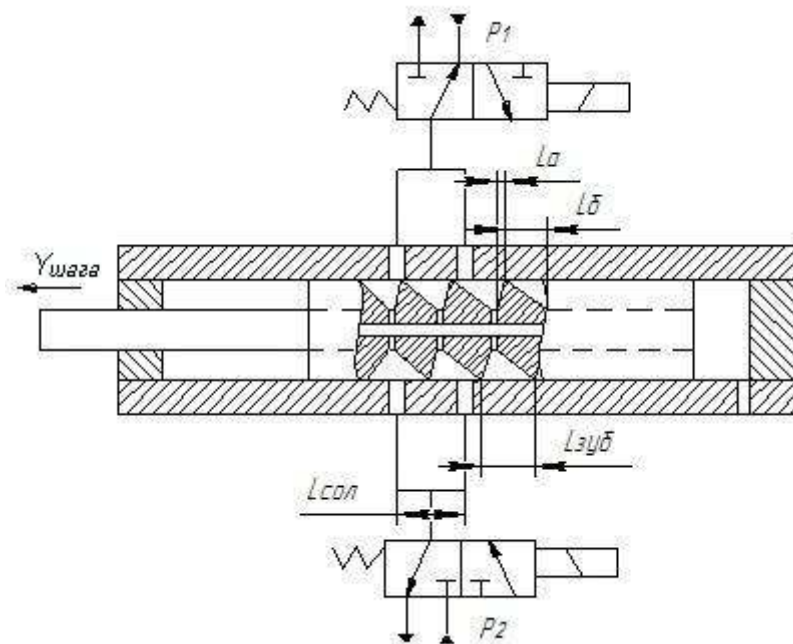


Рис. 5.16. Струйный шаговый гидродвигатель поступательного движения

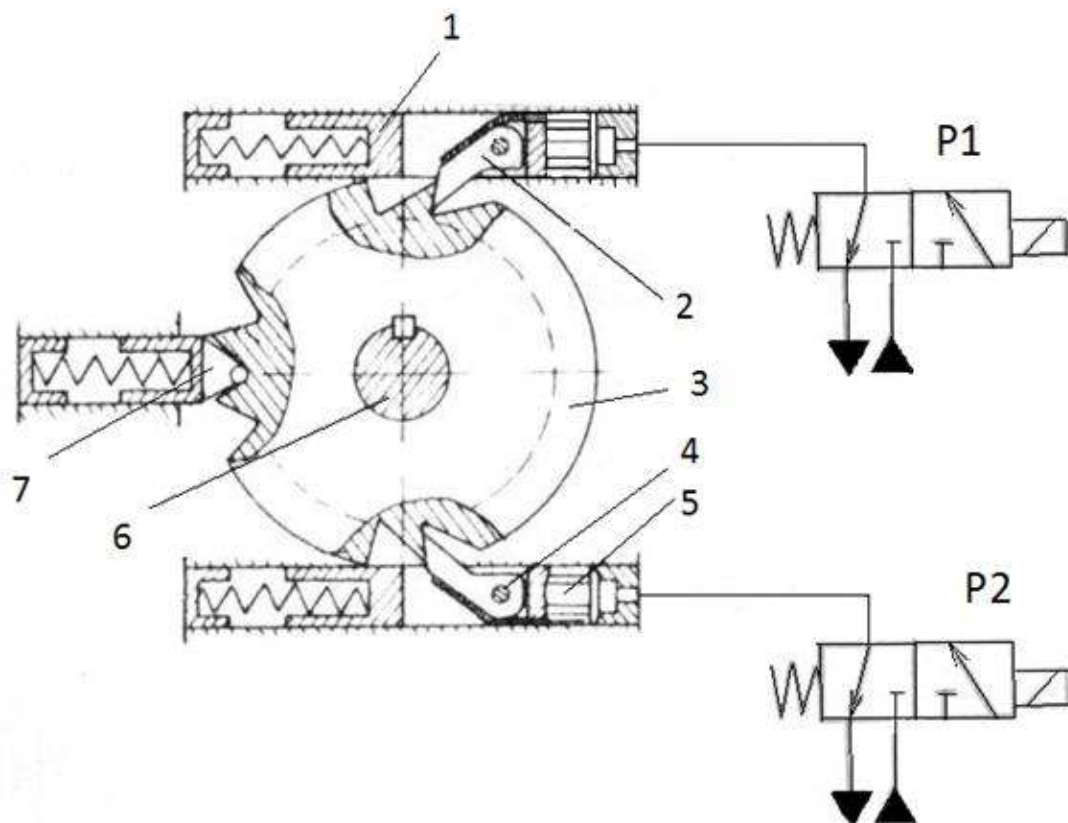


Рис. 5.17. Шаговый гидродвигатель с храповым механизмом: 1- поршень верхнего цилиндра одностороннего действия; 2,4- собачки храпового механизма; 3- зубчатое колесо; 5- нижний цилиндр; 6- выходной вал

Пружинный фиксатор удерживает зубчатое колесо от поворота под воздействием нагрузки при отсутствии давления в рабочих камерах цилиндров.

5.6. Вопросы для самоконтроля к главе 5

1. Назовите разновидности и области применения объёмных приводов дискретного действия.
2. Какие факторы влияют на точность позиционирования объёмных приводов с дозатором и многопоршневым двигателем?
3. Какова структура гидроприводов с шаговыми двигателями?
4. Каковы особенности проектирования дозаторного гидропривода?
5. От каких факторов зависит ошибка позиционирования дискретных приводов?
6. Что вызывает потери энергии и уменьшение быстродействия у многоканальных дискретных гидродвигателей?
7. В чём состоят преимущества и недостатки шаговых двигателей с механической и гидравлической редукцией шага?
8. Каковы принцип действия и конструктивные особенности струйных шаговых двигателей?

Литература

1. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ/ О.И.Аверьянов. - М.: Машиностроение, 1987. - 232с.
2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода; под ред.С.А. Ермакова. - М.:Машиностроение, 1988. -312с.
3. Амиров, Ю.Д. Основы конструирования: Творчество, стандартизация, экономика / Ю.Д. Амиров. - М.: Изд-во стандартов, 1991. -392 с.
4. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. - М.:Машиностроение, 1967. -496с.
5. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования. Изд. 2-е / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. - М.:Наука, 1972. - 768с.

6. Бушуев, В.В. Основы конструирования станков / В.В. Бушуев.- М.: Станкин, 1992. -520 с.
7. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.; под общ. ред Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1970. - 504с.
8. Домогаров, А.Ю. Справочно-нормативные материалы на рабочие жидкости и смазки / А.Ю. Домогаров [и др.]. - М. : МАДИ(ГТУ), 2004. -124с.
9. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин : учебник для студ.высш.учеб.заведений/Г.И.Гладов, А.В. Вихров, С.В. Зайцев и др.; под ред.Г.И.Гладова.-М.: Издательский центр «Академия», 2010.- 400с.
10. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков/ Б.Л. Коробочкин. - М.: Машиностроение, 1976.-240с.
11. Лещенко, В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением/ В.А. Лещенко.- М.: Машиностроение, 1975. – 288с.
- 12.Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для студентов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»/ К.Л. Навроцкий. - М.: Машиностроение, 1991. -384с.
- 13.Навроцкий, К.Л. Шаговый гидропривод/ К.Л. Навроцкий, Т.А.Сырицин, А.И. Степаков.- М.:Машиностроение, 1985.-156с.
- 14.Попов, Д.Н. Гидромеханика/ Д.Н.Попов [и др.] - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.-382с.
- 15.Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов/ Д.Н.Попов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.-320с.
- 16.Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов по специальностям «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматизации». – 2-е изд. перераб. и доп/ Д.Н.Попов. - М.: Машиностроение, 1987.-464с.
17. Приводы автоматизированного оборудования: учебник для машиностроительных техникумов / О.Н. Трифонов, В.И. Иванов, Г.О. Трифонова.-М.: Машиностроение, 1991.-336с.: ил.

18. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей/ Л.Л. Гинцбург, Ю.К. Есеновский-Лашков, Д.Г. Поляк.- М. : Изд-во «Транспорт», 1968.-192с.
19. Следящие приводы. В 2-х кн.; под ред. Б.К.Чемоданова. - М. : Энергия, 1976.
20. Трифонов, О.Н. Автоматизированные системы приводов технологического оборудования/ О.Н. Трифонов, В.И.Иванов, Г.О. Трифонова – М.:МГТУ «СТАНКИН», 1998.-119с.
21. Физические величины: справочник; под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова.- М.: Энергоатомиздат, 1991. -232с.
22. Фукс, Г.И. Заводская практика. №12 1955; Сборник «Часовые механизмы. Теория, расчет и материалы»/Г.И. Фукс.-М.: Машгиз, 1955. –186с.
23. Aircraft Flight Control Actuation System Design/ By E.T. Raymond, P.E. with C.C. Chenoweth. Published by: Society of Automotive Engineers, Inc. 400 Commonwealth Drive Warrendale, PA 15096-001 USA.

Оглавление

Введение.....	3
1. Принцип действия следящих приводов	5
1.1. Структура следящих приводов	5
1.2. Гидравлические следящие системы с однощелевым дросселирующим распределителем	9
1.3. Гидравлические следящие системы с двухщелевым и четырехщелевым дросселирующим распределителями.....	18
1.4. Вопросы для самоконтроля к главе 1	22
2. Расчет необходимой тяговой силы управления золотником распределителя	23
2.1. Проектировочный расчет требуемой тяговой силы привода затвора распределителя	23
2.2. Определение энергетических затрат на управление распределителем	41
2.3. Вопросы для самоконтроля к главе 2	43
3. Расчет основных характеристик следящих приводов	44

3.1.	Влияние различных перекрытий дросселирующих щелей на погрешность позиционирования	44
3.2.	Энергетический расчет следящих приводов	50
3.3.	Гидравлический расчет следящего гидропривода	53
3.4.	Выбор насосной установки	56
3.5.	Прочностные расчёты	57
3.6.	Динамический расчет следящего гидропривода	58
3.7.	Вопросы для самоконтроля к главе 3	70
4.	Разновидности исполнения следящих приводов	70
4.1.	Следящие системы в приводах металлорежущих станков	70
4.2.	Следящие системы, применяемые в приводах тепло-энергетических заслонок	84
4.3.	Следящие системы в приводах рулевого управления самолетом	85
4.4.	Следящие системы в приводах автомобилей	88
4.5.	Следящие системы в приводах рулевых машин судов	112
4.6.	Вопросы для самоконтроля к главе 4	113
5.	Шаговые и дискретные приводы	113
5.1.	Структура шагового гидропривода	113
5.2.	Дозаторный гидропривод	117
5.3.	Приводы с многопоршневыми двигателями	122
5.4.	Многоканальные гидродвигатели	125
5.5.	Шаговые гидродвигатели	126
5.6.	Вопросы для самоконтроля к главе 5	138
	Литература	138

Учебное пособие

Галина Олеговна **ТРИФОНОВА**

Ольга Игоревна **ТРИФОНОВА**

СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Учебное пособие

Редактор Н.П. Лапина

Подписано в печать 19.02.2013 г.
Формат 60х84/16. Бумага офсетная.
Гарнитура «Ариал». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 8,2. Уч.-изд. л. 7,1.
Тираж 500 экз. Заказ _____
Цена 145 руб.

Ротапринт МАДИ.
125319, Москва, Ленинградский проспект, 64