



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

Конспект лекций

Часть 1

**Минск
БНТУ
2015**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

Конспект лекций

В 6 частях

Часть 1

ДВУХПОЗИЦИОННЫЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДЫ
С РЕЛЕЙНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2015

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447я7

Т33

Авторы:

*В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич,
М. И. Жилевич, П. Р. Бартош*

Рецензенты:

Ю. Д. Карпиевич, Г. А. Дыко

Теория и проектирование гидропневмоприводов : конспект лекций : в 6 ч. / В. П. Автушко [и др.]. – Минск : БНТУ, 2015– . – Ч. 1: Двухпозиционные гидропневмоприводы с релейным управлением. – 2015. – 163 с.

ISBN 978-985-550-374-4 (Ч. 1).

Изложены методы расчета двухпозиционных гидро- и пневмоприводов, применяемые в практике исследования, конструирования и эксплуатации приводов и помогающие инженерам проектировать новые приводы и улучшать работу существующих.

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447я7

ISBN 978-985-550-374-4 (Ч. 1)

ISBN 978-985-550-357-7

© Белорусский национальный
технический университет, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. СТРУКТУРА И ЦИКЛОГРАММЫ РАБОТЫ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ПРИВОДОВ	6
2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ	14
2.1. Типовые схемы двухпозиционных гидроприводов	14
2.2. Типовые схемы двухпозиционных пневмоприводов	26
3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ	35
3.1. Параметры движения выходного звена привода	35
3.2. Оптимизация предельной скорости выходного звена привода	41
3.3. Расчет параметров двигателя и распределителя	45
4. ВЫБОР И РАСЧЕТ ГИДРО- И ПНЕВМОЛИНИЙ ДЛЯ ОБЪЕМНЫХ ПРИВОДОВ	53
5. ВЫБОР И РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ	59
5.1. Классификация способов торможения гидро- и пневмоприводов	59
5.2. Типовые схемы гидро- и пневмоприводов с тормозными дросселями	64
5.3. Конструкция и принцип действия гидравлических и пневматических тормозных устройств	69
5.4. Основные зависимости для расчета тормозных устройств гидро- и пневмоприводов	79
5.5. Выбор параметров основных типов тормозных устройств ...	83
5.5.1. Расчет встроенного демпфера	83
5.5.2. Расчет тормозного дросселя	85
5.5.3. Расчет гидроамортизаторов	86
5.6. Выбор параметров пневматических тормозных устройств ...	89
5.6.1. Пневматические тормозные устройства с постоянной массой воздуха	89
5.6.2. Пневматические тормозные устройства с переменной массой воздуха	93
5.7. Тепловой расчет тормозных устройств	96

6. ВЫБОР И РАСЧЕТ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ГИДРОПРИВОДОВ	100
7. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОПРИВОДА.....	113
8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА	116
9. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ДВУХПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА.....	122
10. ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ОБЪЕМНОГО ПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	138
11. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ	145
12. УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ПНЕВМОПРИВОДОВ	156
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	163

ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении и других отраслях промышленности для выполнения рабочих операций и автоматизации производственных процессов применяются в основном три типа приводов: электрический, гидравлический и пневматический. Каждый из них имеет свои преимущества и недостатки, и для каждого из них существует своя область рационального применения. При поступательном движении выходного звена обычно используются гидравлический или пневматический приводы. В частности, очень широкое распространение получили двухпозиционные приводы, как важнейшее средство комплексной механизации и автоматизации производственных процессов.

Эффективное применение гидро- и пневмоприводов во многом зависит от правильного выбора их параметров и соответствия характеристик заданным требованиям, поэтому важной задачей является использование актуальных и адекватных методов расчета этих приводов. В теории гидравлических и пневматических приводов можно выделить две группы задач: первая связана с исследованием существующих систем и аппаратов, вторая – с проектированием новых приводов и устройств, позволяющих обеспечить заданные характеристики и законы движения рабочих органов.

Расчет гидро- и пневмоприводов является сложной и трудоемкой задачей, так как движение твердого тела (поршня, мембраны) должно рассматриваться как следствие внутренних процессов, характеризующих перемещение рабочей среды (жидкости, воздуха). Это комплексная задача, при решении которой методы общей теории механизмов с жесткими звеньями сочетаются с методами механики жидкости и газа, термо- и газодинамики.

1. СТРУКТУРА И ЦИКЛОГРАММЫ РАБОТЫ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ПРИВОДОВ

Большая группа объемных приводов различных машин и технологического оборудования в процессе работы имеет только два фиксированных положения (позиции). Такие приводы называют *двухпозиционными*. В качестве двигателей в них обычно используют наиболее простые по конструкции гидро- и пневмодвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения (рис. 1.1). Конструкция двигателя гидро- или пневмопривода в значительной мере зависит от назначения привода, технологии его изготовления и условий эксплуатации. Если силы, которые должен преодолевать привод, могут действовать преимущественно в одном направлении, то применяют гидроцилиндр *1* с односторонним штоком *2* (рис. 1.1, *а*). В случае одностороннего штока рабочие площади поршня *3* имеют разные значения, поэтому скорости движения поршня в одну и другую стороны также будут различаться, если аппарат управления пропускает одинаковые расходы жидкости в каждую полость гидроцилиндра.

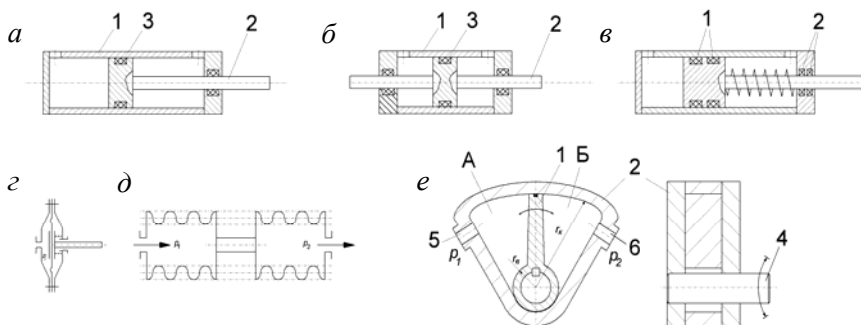


Рис. 1.1. Исполнительные двигатели двухпозиционных приводов:
а – гидроцилиндр с односторонним штоком; *б* – гидроцилиндр с двухсторонним штоком; *в* – пневмоцилиндр с односторонним штоком; *г* – пневмодвигатель с эластичной мембраной; *д* – пневмодвигатель с сифонами;
е – двигатель с неполноповоротным валом

Для обеспечения равных скоростей движения поршня в обе стороны применяют гидроцилиндры с двухсторонним штоком (рис. 1.1, *б*). Конструкции пневмоцилиндров во многом схожи с конструкциями

гидроцилиндров. Различия пневмоцилиндров в основном вызваны тем, что необходимо обеспечить работу уплотнений в отсутствие жидкой пленки, покрывающей внутренние поверхности гидроцилиндров и их штоков. Пневмоцилиндр с такими уплотнениями 1 и 2 показан на рис. 1.1, в. В кратковременно действующих приводах применяют пневмоцилиндры с густой смазкой, предварительно помещенной в уплотнения. Если значения рабочего давления невелики (не превышают 1 МПа), то у длительно действующих пневмоцилиндров полости разделяют эластичными мембранами (рис. 1.1, з) или сальфонами (рис. 1.1, д).

Гидро- и пневмоцилиндры в двухпозиционных приводах часто приходится применять вместе с механизмами, преобразующими линейные перемещения штоков в угловые перемещения управляемого приводом устройства. Необходимость в таком механизме отпадает, если в приводе применить гидро- или пневмодвигатель с неполноповоротным перемещением вала. Двигатель этого типа (рис. 1.1, е) имеет шибер (лопасть) 1, расположенный в корпусе 2 и жестко закрепленный на валу 4, который непосредственно соединен с управляемым устройством. Обратная связь осуществляется с помощью электрических датчиков (на рисунке не показаны). С аппаратом управления полости двигателя соединены каналами 5 и 6.

Управление перемещением выходного звена привода из одной позиции в другую выполняется наиболее простым релейным способом посредством гидро- и пневмораспределителей. Гидро- и пневмораспределители по типу запорно-регулирующих элементов разделяют на золотниковые, крановые и клапанные. Запорный элемент распределителя приводится в движение различными источниками энергии, поэтому различают распределители с механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим, а также комбинированным управлением.

На рис. 1.2 условными обозначениями показаны этапы релейного управления движением двухпозиционного гидропривода. При отсутствии управляющего воздействия на трехпозиционный гидрораспределитель 3 его запорно-регулирующий элемент под воздействием центрирующих пружин находится в среднем положении и запирает жидкость в камерах гидроцилиндра 5. Управляющим воздействием может быть ручное, механическое, гидравлическое, пневматическое или электромагнитное. После поступления управляющего воздейст-

вия запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя смещается в одно из крайних положений. Благодаря этому камеры гидроцилиндра 5 соединяются исполнительными гидролиниями 4 и 7, соответственно с напорной 1 и сливной 2 гидролиниями, и выходное звено б перемещается из одной крайней позиции в другую до упора. Для уяснения процессов на рис. 1.2 показаны три последовательно занимаемых положения запорно-регулирующего элемента. На общих схемах гидро- или пневмоприводов эти этапы управления отдельно не изображают, но подразумевают.

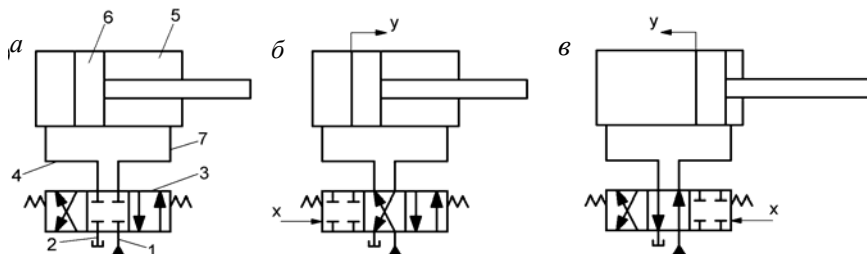


Рис. 1.2. Этапы релейного управления движением двухпозиционного привода:
а – фиксация выходного звена; *б* – прямой ход; *в* – обратный ход

Разновидностью релейного управления является цикловая система управления. Простота конструкции исполнительной части привода и возможности управления релейными сигналами обусловили широкое применение двухпозиционных гидро- и пневмоприводов при механизации и автоматизации производственных процессов в различных отраслях машиностроения. Относительно простые циклы программного управления двухпозиционными приводами можно осуществить путем введения в привод небольшого числа дополнительных аппаратов.

При использовании цикловой системы управления имеется ряд характерных особенностей, главными из которых являются следующие:

- программирование логической и технологической информации дискретного вида, определяющей последовательность движения звеньев машин и механизмов, длительность позиционирования и т. д.;
- выделение информации о перемещениях по отдельным степеням подвижности, задаваемых с помощью регулируемых упоров или датчиков положения;

– сравнение заданного и фактического положений звеньев машины или механизма в естественном коде;

– управление по разомкнутому циклу.

Приводы релейного управления (в том числе и циклового) нашли широкое распространение для управления различными технологическими процессами и на транспорте (например, перемещение груза – подъемники, самосвалы и т. п.).

В общем виде структуру такого привода можно представить схемой на рис. 1.3.

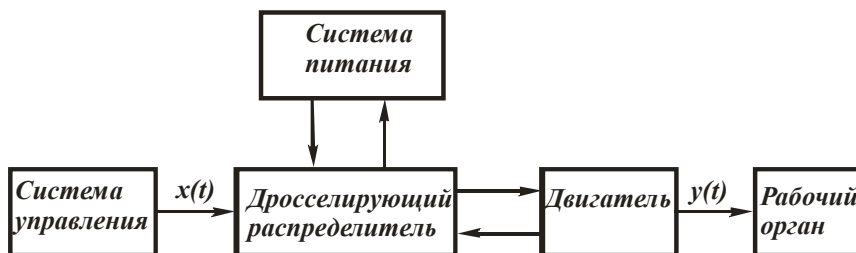


Рис. 1.3. Структура двухпозиционного привода

Системой управления называют комплекс управляющих устройств, выполняющих логические функции для осуществления заданной циклограммой (тактограммой) последовательности действий исполнительных устройств.

К управляющим устройствам относят также датчики состояния, с помощью которых в систему управления вводится информация о состоянии исполнительных устройств (конец рабочего хода, предельное значение давления в полости и другие параметры) и о состоянии внешней среды (например, информация о наличии обрабатываемых деталей).

Циклограмма пневмопривода двустороннего действия изображена на рис. 1.4. Для наглядности в нее кроме интервалов времени перемещения и остановки поршня (или центра мембраны) включены также интервалы времени изменения давления в обеих полостях рабочего цилиндра. Они представлены в виде диаграмм, помещенных ниже обычной циклограммы «перемещение–время».

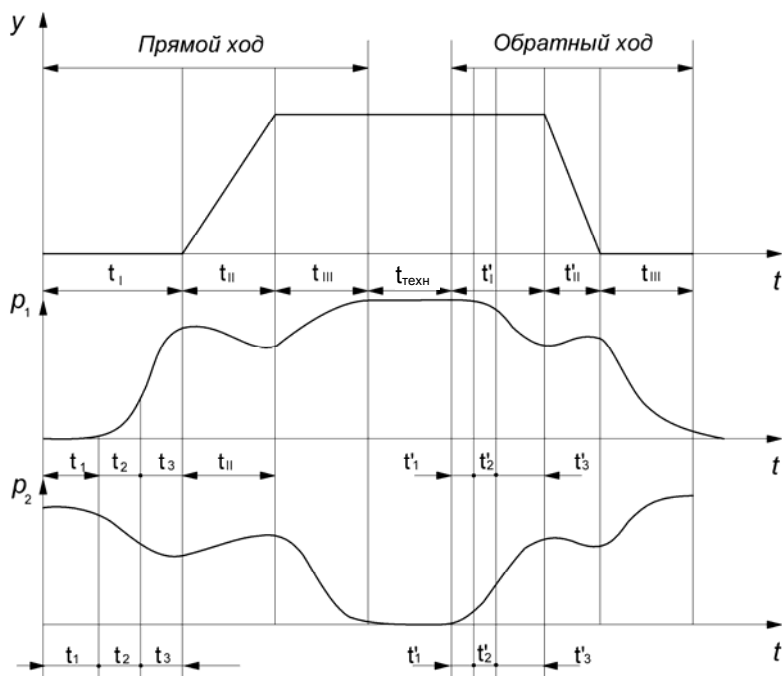


Рис. 1.4. Циклограмма пневмопривода двустороннего действия

Обычно анализ циклограммы двухстороннего пневмопривода начинают с момента включения управляющего устройства, из которого выходной сигнал в виде давления сжатого воздуха поступает на вход распределителя. После срабатывания распределителя воздух из магистрали подается по трубопроводу в полость рабочего цилиндра. Движение сжатого воздуха начинается сразу же после момента начала открывания отверстия в распределителе. Некоторый период времени оба процесса (открывание отверстия распределителя и распространение волны давления сжатого воздуха до рабочего цилиндра) происходят одновременно и заканчиваются в разные моменты времени. Для упрощения задачи предполагается, что волна давления возникает после полного открытия отверстия. При таком допущении не вносится большая погрешность, так как время открытия распределителя по сравнению со временем всего рабочего цикла у большинства пневмоприводов невелико. Вместе с тем указанное допущение позволяет отдельно определять интервалы времени этих процессов:

t_1 – время открытия распределителя и t_2 – время распространения волны давления от распределителя до цилиндра. При повышенных требованиях к точности расчета следует определять оба интервала времени. Кривые давления на циклограмме отражают действительные процессы: так, например, давление в рабочей полости начинает увеличиваться в период открытия распределителя и т. д.

Горизонтальные прямые на верхней диаграмме (см. рис. 1.4) показывают интервалы времени выстоев поршня, а наклонные – интервалы времени его движения. Кривые на нижних диаграммах отражают процессы изменения давления p_1 и p_2 воздуха соответственно в полостях наполнения и опораживания. Как уже указывалось выше, давление в рабочей полости начинает увеличиваться вскоре после открытия распределителя, и этот процесс продолжается до начала движения поршня (интервал времени t_3). В этот же период времени давление во второй полости уменьшается. Сумма перечисленных интервалов составляет время выстоя поршня t_1 до начала его перемещения.

В период движения поршня (интервал t_{II}) давление может монотонно увеличиваться (уменьшаться) или колебаться в зависимости от соотношения конструктивных параметров устройства. После того как поршень закончит рабочий ход, давление в полости, соединенной с магистралью, увеличивается до значения, требуемого технологическим процессом (интервал t_{III}). Во второй полости давление уменьшается почти до атмосферного. Моменты окончания этих процессов в общем случае не совпадают. После выполнения заданной технологической операции управляющее устройство снова переключается (время технологической операции $t_{техн}$ не рассматривается). Тогда в той же последовательности начинается обратный ход поршня, причем функции полостей исполнительного устройства меняются.

Время рабочего цикла $T_{ц}$ привода состоит из суммы интервалов времени прямого $T_{пх}$ и обратного $T_{ох}$ ходов. Каждый из этих интервалов разделяется на следующие три интервала:

t_1 – время подготовительного периода – от начала переключения управляющего устройства до начала движения поршня;

t_{II} – время движения поршня, в течение которого поршень пройдет весь заданный рабочий ход;

t_{III} – время заключительного периода, в течение которого давление в рабочей полости увеличивается до требуемой величины.

Время подготовительного периода прямого $T_{\text{пх}}$ и обратного $T_{\text{ох}}$ ходов складывается соответственно из следующих интервалов:

t_1 и t_1' – время срабатывания распределителя;

t_2 и t_2' – время распространения волны давления от распределителя до цилиндра;

t_3 и t_3' – время изменения давлений в полостях цилиндра до начала движения поршня.

В зависимости от функционального назначения привода те или иные интервалы времени в циклограмме оказываются наиболее существенными.

В некоторых случаях устройства управления находятся на значительном расстоянии от распределителя, и время срабатывания последнего необходимо учитывать, так как оно включает время движения воздуха по длинному трубопроводу (длиной до нескольких десятков метров) от управляющего устройства до распределителя. Время t_1 подготовительного периода может оказаться большим по сравнению с другими интервалами времени.

В транспортирующих приводах наиболее существенно время движения t_{II} поршня. В зажимных устройствах наиболее значительным оказывается время t_{III} нарастания давления до заданной величины.

В тех случаях, когда привод состоит из нескольких исполнительных устройств, его циклограмму строят в заданной последовательности их действия, а время работы привода находят после определения времени рабочего цикла каждого исполнительного устройства в отдельности.

Для регулирования скорости двухпозиционных гидро- и пневмоприводов используют дроссели, устанавливаемые как в напорных, так и в сливных (выхлопных) гидро- и пневмолиниях привода. Используются также тормозные дроссели, регулируя сопротивление которых можно обеспечить желаемый закон движения поршня двигателя.

Примеры простых циклов, автоматически отработываемых двухпозиционными приводами, показаны на рис. 1.5. Циклограммы изображены в координатах: t – время, y – перемещение выходного звена. На рис. 1.5, a – $г$ графики движения выходного звена привода показаны упрощенно.

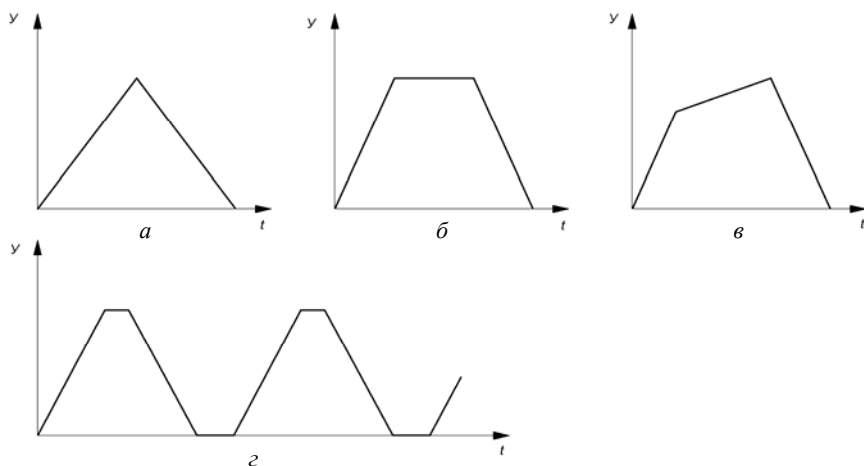


Рис. 1.5. Примерные циклограммы двухпозиционных приводов:
a – «прямой ход–обратный ход–остановка»; *б* – «прямой ход–выстой–обратный ход–остановка»; *в* – «быстрый подвод–рабочий ход–обратный ход–остановка»;
г – периодическое возвратно-поступательное (поворотное) движение

Для автоматического выполнения приведенных циклов необходимы гидро- и пневмоаппараты, выполняющие управление приводом по пути, нагрузке и времени. Управление по пути обычно осуществляется двухпозиционными трех- или четырехлинейными распределителями с механическим воздействием на них от кулачков или упоров, закрепленных на выходном звене привода или на исполнительном механизме машины. Распределители размещают так, чтобы их входной элемент (например, рычаг с роликом) взаимодействовал с кулачком в конечных положениях выходного звена. Возврат запорно-регулирующего элемента у этих распределителей обычно производится пружиной. Распределители с путевым механическим управлением выполняются малогабаритными. У путевых гидрораспределителей условный проход составляет 6, 8 и 10 мм, у пневмораспределителей – 2, 3, 4, 5, 6 и 8 мм. В приводах со значительным расходом рабочей среды применяют вторую ступень управления – распределители с достаточным проходным сечением и двусторонним гидравлическим или пневматическим управлением.

При управлении приводом по нагрузке или времени используют, как правило, клапаны давления или реле времени.

2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ

2.1. Типовые схемы двухпозиционных гидроприводов

Как известно, гидропривод, а в более общем случае – гидросистема, состоит из источника энергии, каковым обычно является насос, исполнительного двигателя, а также аппаратуры управления потоком жидкости и защиты системы от перегрузок. В частности, обязательным для большинства гидроприводов (гидросистем) аппаратом является распределитель жидкости, в функции которого входит обеспечение направления потока жидкости к рабочим полостям исполнительного двигателя. В сложных системах могут применяться несколько исполнительных двигателей и источников энергии, а также автоматические устройства для управления, регулирования и автоматического воздействия на закон движения выходного звена гидродвигателя.

Гидропривод (гидросистема) любой сложности комплектуется из элементарных приводов (систем) и их комбинаций. Ввиду того, что количество комбинаций таких элементарных систем, из которых комплектуются более сложные гидросистемы (гидроприводы) разнообразных машин и установок, практически неограничено, рассмотрим лишь описание наиболее типовых элементов гидросхем (гидроприводов) и их комбинаций, которые применяются практически во всех машинах и технологических установках.

Пример схемы исполнительный части гидропривода, автоматически обрабатывающего простой цикл «прямой ход–обратный ход–остановка», показан на рис. 2.1.

Гидропривод включается кратковременным воздействием на двухпозиционный гидрораспределитель 1 с ручным управлением и возвратной пружиной. При этом гидрораспределитель 2 второй ступени управления включает прямой ход выходного звена (штока) путем соединения поршневой полости гидроцилиндра 5 с напорной гидролинией, а штоковой – со сливной. Реверсирование выходного звена гидропривода выполняется после воздействия кулачка 4 на путевой гидрораспределитель 3. При этом гидрораспределитель 2 переключается и соответственно соединяются штоковая полость гидроцилиндра 5 с напорной гидролинией, а поршневая – со сливной.

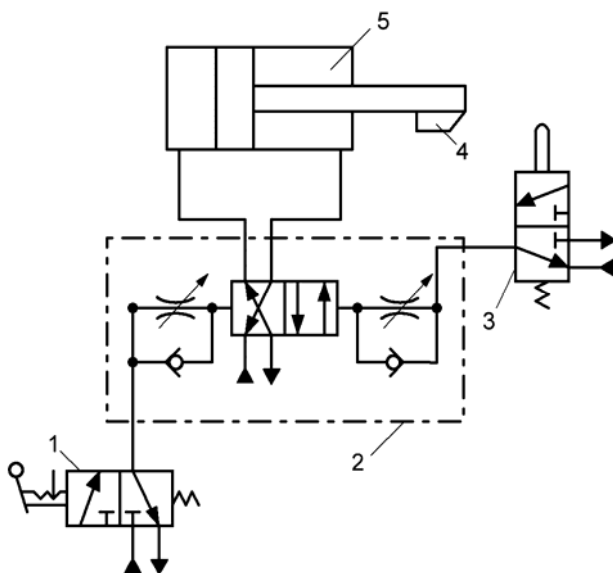


Рис. 2.1 Схема гидропривода с путевым управлением по циклу «прямой ход–обратный ход–остановка»

Если нет ручного воздействия на гидрораспределитель 1, то поршень со штоком останавливается на упоре в начальном положении. Гидрораспределитель 2 снабжен дроссельно-клапанной плитой, благодаря чему его запорно-регулирующий элемент (золотник) плавно перемещается, тем самым предохраняя гидросистему от резких возрастаний (скачков) давления.

Чтобы обеспечить периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра 5 (рис. 2.2) – выходного звена гидропривода (см. рис. 1.5, з), целесообразно использовать двухпозиционный крановый гидрораспределитель 3 (см. рис. 2.2), переключаемый подвижными упорами 4, которые соединены с подвижной частью гидропривода.

Гидрораспределитель 3 гидравлически управляет гидрораспределителем 2 второй ступени с дроссельно-клапанной плитой. Для включения и выключения движения гидропривода предусмотрен трехпозиционный гидрораспределитель 1 с ручным управлением. При среднем положении гидрораспределителя 1 жидкость в полостях гидроцилиндра 5 заперта, а насосная установка разгружена (напор-

ная гидролиния соединена со сливной). При показанном на рис. 2.2 положении гидрораспределителя 1 происходит периодическое возвратно-поступательное движение гидроцилиндра 5. В третьем положении гидрораспределителя 1 гидроцилиндр 5 перемещается в одно из крайних положений.

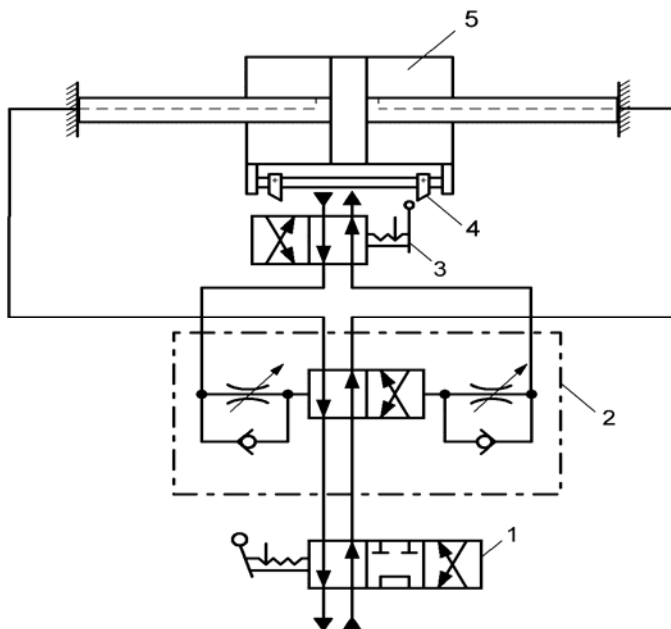


Рис. 2.2. Схема гидропривода с периодическим возвратно-поступательным движением

Путевое управление движением гидропривода посредством кулачков и путевых распределителей не обеспечивает высокой точности остановки выходного звена в крайнем положении. Остановка с точностью до десяти долей миллиметра возможна с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке. Пример соответствующей схемы гидропривода показан на рис. 2.3.

Сущность управления по нагрузке состоит в том, что при остановке выходного звена объемного двигателя 5 на неподвижном упоре 6 используется повышение давления рабочей среды. Давление повышается до значения, при котором срабатывает предохранительный

клапан в насосной установке (на схеме не показана). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает распределитель 7, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

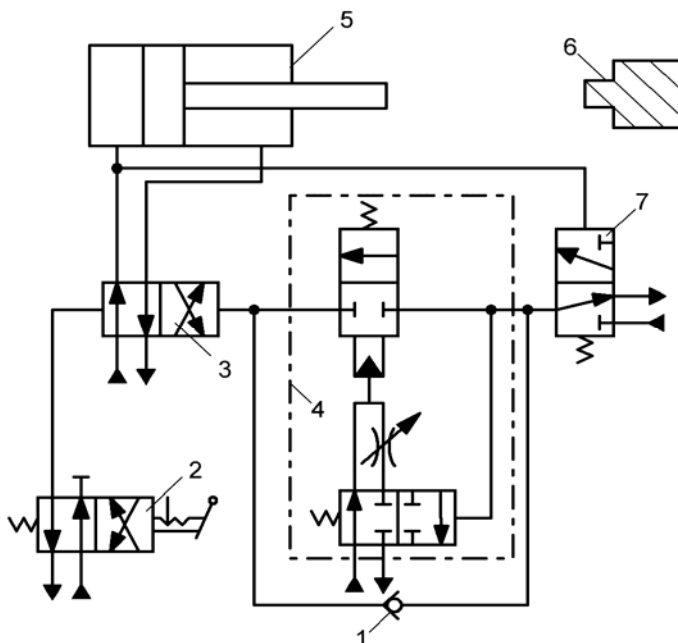


Рис. 2.3. Схема гидропривода с автоматическим управлением по циклу «прямой ход–выдержка на упоре–обратный ход»

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне останова выходного звена привода на упоре (см. рис. 1.5, б), в схеме привода предусматривается клапан 4 выдержки времени. При этом распределитель 3 второй ступени управления переключается не сразу после срабатывания распределителя 7, а через определенное время, соответствующее настройке клапана 4, называемого также реле времени. Принцип действия клапана 4 состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры. Клапан 1 обеспечивает свободное обратное течение жидкости в управляющей гидролинии. Распределитель 2 необходим для начального включения гидропривода.

Весьма распространенный цикл работы гидроприводов технологических машин, в частности станков, – «быстрый подвод инструмента–рабочий ход–быстрый отвод–остановка» (см. рис. 1.5, в). Для реализации этого цикла применяются комбинированные аппараты, представляющие собой сочетание путевого распределителя, регулятора потока и обратного клапана. На быстрый подвод инструмента привод включается при подаче электрического сигнала на электро-механические преобразователи гидрораспределителя 2 (рис. 2.4).

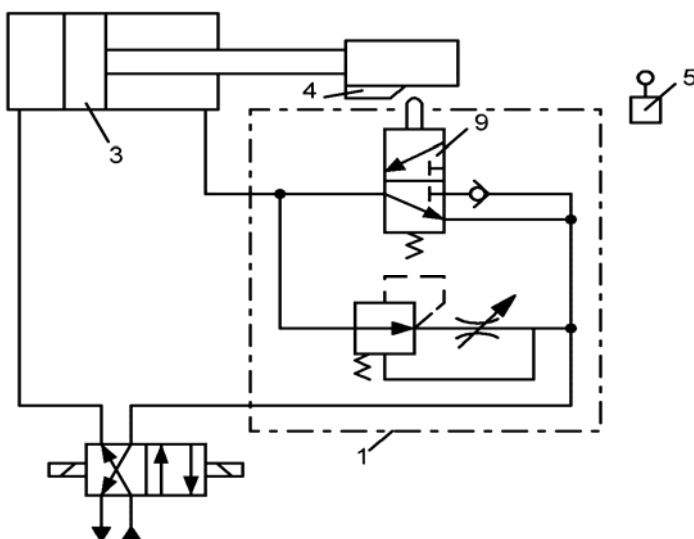


Рис. 2.4. Схема гидропривода с устройством для автоматического управления по циклу «быстрый подвод–рабочий ход–быстрый отвод–остановка»

Переключение на рабочий ход выполняется воздействием кулачка 4 на путь гидрораспределитель 9 комбинированного аппарата 1. При этом жидкость из штоковой полости гидроцилиндра 3 направляется в регулятор потока, настроенный на заданную скорость движения выходного звена. Электрический сигнал на реверс к гидрораспределителю 2 поступает от микропереключателя 5. Отвод инструмента выполняется быстро, так как поток жидкости, минуя регулятор, поступает в штоковую полость гидроцилиндра 3 через обратный клапан.

Схема гидросистемы с регулируемым дросселем, установленным на входе, представлена на рис. 2.5.

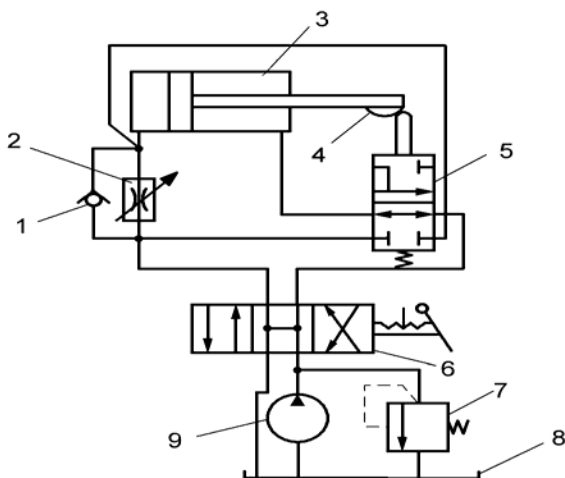


Рис. 2.5. Гидросистема с дроссельным регулированием скорости

В схеме предусмотрено соединение полостей цилиндра, для обеспечения чего применен управляемый с помощью копира 4 на штоке цилиндра четырехходовой распределитель (переключатель) 5. Гидросистема (гидропривод) включает нерегулируемый насос 9 с предохранительным клапаном 7, трехпозиционный четырехходовой распределитель 6 с ручным управлением, регулируемый дроссель 2 и двухпозиционный распределитель 5 с приводом от копира 4, расположенного на штоке силового цилиндра 3 и с установкой в исходное (верхнее) положение под действием пружины.

В среднем положении распределителя 6 (см. рис. 2.5) все его каналы соединены между собой и с гидробаком 8, что соответствует разгрузке насоса и «плаванию» поршня цилиндра.

Положение распределителя в его левой позиции (жидкость поступает в перекрещивающиеся каналы правого поля распределителя) соответствует движению поршня силового цилиндра 3 вправо, причем в этом положении распределителя 6 и включенного распределителя 5 жидкость как от насоса, так из нерабочей (правой) полости цилиндра 3 поступает в левую его полость, что соответствует ускоренному перемещению поршня вправо. После того, как нажатие копира 4 на переключатель 5 прекратится, он под действием пружины переместится вверх и отсечет левую полость цилиндра 3 от

правой, соединив последнюю через распределитель 5 с гидробаком 8. В результате в левую полость цилиндра 3 будет поступать лишь жидкость, проходящая через регулируемый дроссель 2, что соответствует регулируемому рабочему ходу поршня цилиндра 3.

При установке распределителя 6 в правое положение жидкость от насоса 9 при выключенном распределителе 5 поступает в правую полость цилиндра 3, осуществляя обратный ход поршня. При этом жидкость, вытесняемая из левой полости цилиндра 3, через дроссель 2 и обратный клапан 1 поступает в гидробак.

При нажатии в этом случае на переключатель (распределитель) 5 канал насоса переключается.

На рис. 2.6, *а* представлена схема гидропривода с силовым цилиндром 1 одностороннего действия и регулируемым насосом 4. Гидропривод управляется трехходовым двухпозиционным распределителем 2 с ручным управлением. Для предохранения от перегрузок гидропривод снабжен предохранительным клапаном 3.

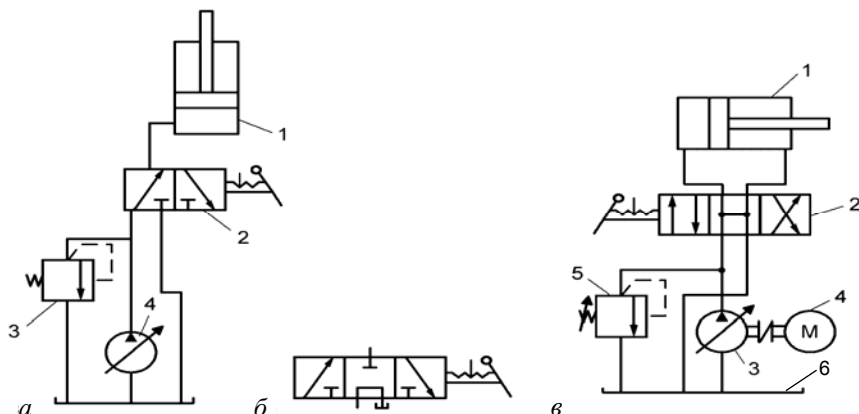


Рис. 2.6. Гидропривод с силовым цилиндром одностороннего действия (а и б) и с силовым цилиндром двухстороннего действия (в)

В положении распределителя 2 (см. рис. 2.6, *а*) жидкость от насоса поступает в гидродвигатель (цилиндр) 1. Линия слива в гидробак при этом перекрыта. При перемещении распределителя в противоположное положение выходной канал насоса 4 перекрывается, а рабочая полость цилиндра 1 соединяется со сливом. В результате поршень цилиндра 1 под действием веса приводимого узла опуска-

ется вниз. Скорость опускания регулируется с помощью дросселирования жидкости, отводимой распределителем 2.

При применении в схеме трехпозиционного распределителя (рис. 2.6, б) можно в среднем его положении обеспечить запираание жидкости в гидродвигателе 1 (для удержания, например, груза в поднятом положении) при одновременной разгрузке насоса 4.

На рис. 2.6, в изображена типовая схема гидропривода с регулируемым насосом 3, приводимым во вращение электродвигателем 4, с трехпозиционным четырехходовым распределителем 2 с ручным управлением, с помощью которого осуществляется реверс поршня гидродвигателя 1. В среднем положении распределителя 2 все его каналы соединяются с гидробаком б, что соответствует холостому ходу (разгрузке) насоса 3 и «плавающему» состоянию поршня цилиндра. Насос 3 снабжен предохранительным клапаном 5.

Конструкция гидро- и пневмоприводов с цикловым управлением существенно упрощается при использовании малогабаритных электрических путевых переключателей (рис. 2.7).

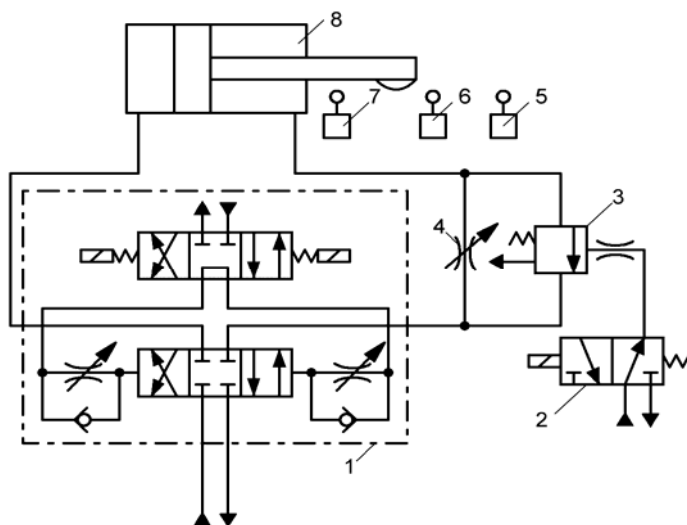


Рис. 2.7 Схема гидропривода с электрогидравлическим цикловым управлением

Конечные электрические переключатели 5 и 7 подают сигналы к двухступенчатому (двухкаскадному) гидрораспределителю 1 с элект-

ромагнитным управлением. Гидрораспределитель 2 с электрическим управлением получает сигнал от промежуточного электрического переключателя 6 и управляет клапаном последовательности 3. Регулируемый дроссель 4 настраивается на заданную рабочую скорость движения выходного звена гидроцилиндра 8. Электрогидравлическая система управления приводом обеспечивает цикл «быстрый подвод–рабочий ход–быстрый отвод–остановка». Следует отметить, что гидромеханическая часть привода при усложнении электрической части упрощается.

На рис. 2.8 приведены гидросистемы с электрогидравлическим управлением. Применяются системы с одним (рис. 2.8, а и в) и двумя (рис. 2.8, б и г) электромагнитными приводами подвижного элемента распределителя. Возвращение в исходное положение распределителя в схеме на рис. 2.8, а и в осуществляется пружиной.

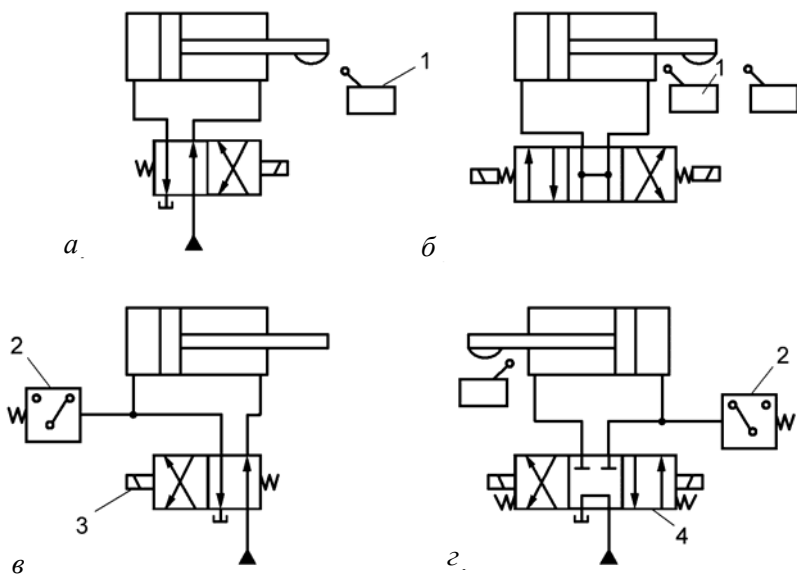


Рис. 2.8. Гидросистемы с электрогидравлическим управлением

Управляющий электрический сигнал в системах, имеющих распределитель с электромагнитным приводом (электромагнитом), обычно подается различными средствами на концевые электропереключатели 1 (см. рис. 2.8, а и б), установленные последовательно в элект-

рической цепи питания электромагнита или воздействием давления в рабочей полости гидродвигателя на реле давления (рис. 2.8, в и г).

Схема включения реле давления 2 в гидроприводе приведена на рис. 2.8, в. При повышении давления в гидроприводе сверх установленной величины реле разрывает цепь питания электромагнита 3, в результате пружина переводит распределитель в исходное положение. С помощью пружин происходит установка распределителя в среднее положение и в схемах, представленных на рис. 2.8, б и г.

Концевой выключатель часто комбинируется с реле давления (см. рис. 2.8, г). Реверс движения поршня силового цилиндра в этой системе осуществляется концевым переключателем 1, на который воздействует копир штока силового цилиндра. Насос выключается (переводится в режим холостого хода) реле давления 2, разрывающим по окончании хода поршня электрическую цепь питания электромагнитов распределителя 4, в результате чего распределитель с помощью встроенных пружин устанавливается в среднее положение, в котором полости цилиндра перекрываются (блокируются), а линия нагнетания насоса соединяется с гидробаком.

Схема гидропривода, управляемого концевыми электропереключателями и двухступенчатым распределителем, представлена на рис. 2.9.

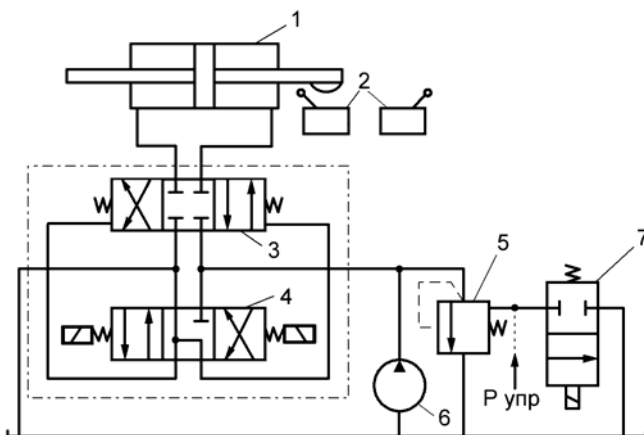


Рис. 2.9. Гидропривод с двухступенчатым электромагнитным управлением и концевыми выключателями

Управление движением поршня гидродвигателя 1 осуществляется концевыми электровыключателями 2, питающими электромагни-

ты вспомогательного распределителя 4, управляющего основным распределителем 3 с гидравлическим управлением.

Крайним позициям распределителя 4 соответствует питание одной из полостей (правой или левой) гидродвигателя 1. При установке распределителя 4 в среднее положение, осуществляемое пружинами при обесточивании его электромагнитов, в такое же положение устанавливается и основной распределитель 3, блокируя (запирая) при этом рабочую жидкость в обеих полостях гидродвигателя 1 и фиксируя его поршень. При включении электромагнита двухходового распределителя 7 линия гидравлического управления предохранительного клапана 5 соединяется с линией слива, в результате этот клапан превращается в переливной, соединяющий насос 6 с гидробаком. Насос начинает работать в режиме холостого хода.

В ряде машин, в частности в технологических установках, металлорежущих станках, распространены схемы с двумя спаренными насосами (рис. 2.10), один из которых (нерегулируемый) работает на низком давлении, требующемся для обеспечения ускоренных холостых ходов, а второй (регулируемый) работает на высоком давлении, соответствующем рабочим ходам.

Упрощенная схема такой системы приведена на рис. 2.10, а.

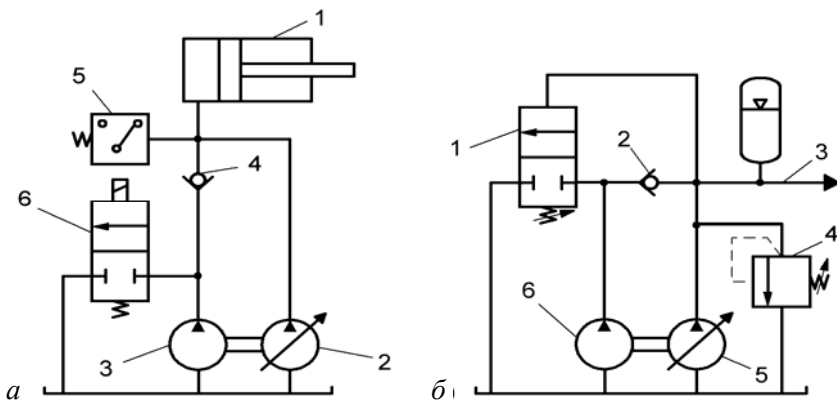


Рис. 2.10. Схемы гидросистем с двумя спаренными насосами высокого и низкого давления

Ускоренное перемещение поршня обеспечивается суммарной подачей двух насосов высокого 2 и низкого 3 давлений. По окончании

ускоренного перемещения насос 3 автоматически с помощью электрогидрораспределителя 6, по сигналу от реле давления 5 отключается, после чего питание цилиндра 1 обеспечивается одним насосом 2, который в большинстве схем выполняется регулируемым.

На рис. 2.10, б показана принципиальная схема подобной гидросистемы питания потребителей двумя спаренными насосами 5 и 6 с автоматическим переключением чисто гидравлическими средствами. До тех пор, пока давление в линии 3 потребителей не достигнет заданного значения, на которое отрегулирована возвратная пружина двухходового распределителя 1, каналы последнего будут перекрыты, и в линию 3 поступает жидкость от обоих насосов. При заданном же давлении, определяемом характеристикой пружины распределителя 1, насос низкого давления 6 автоматически переключается на гидробак, насос же 5 с помощью обратного клапана 2 отсоединится от распределителя 1 и будет продолжать питание гидросистемы. Давление, развиваемое в этом случае насосом 5, ограничено предохранительным клапаном 4.

На рис. 2.11 представлена схема гидросистемы с одним насосом 3 и двумя силовыми цилиндрами 1 и 6. Цилиндр 6 рассчитан на работу при внешней нагрузке (давлении), значительно меньшей нагрузки второго цилиндра 1.

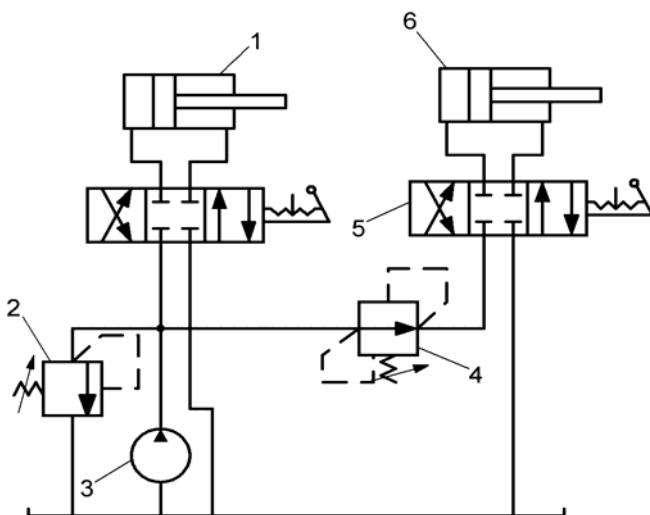


Рис. 2.11. Гидросистема с двумя силовыми цилиндрами, питаемыми одним насосом

Для снижения давления в системе питания цилиндра *б* до требуемой величины применен редуцирующий клапан *4*, установленный на входе в распределитель *5*. Насос *3* снабжен предохранительным клапаном *2*.

2.2. Типовые схемы двухпозиционных пневмоприводов

Типовые пневматические приводы в зависимости от вида входящих в них пневмодвигателей разделяются на односторонние и двухсторонние. На рис. 2.12 приведена схема одностороннего привода с дифференциальным поршнем *5*, площади которого с обеих сторон значительно отличаются друг от друга.

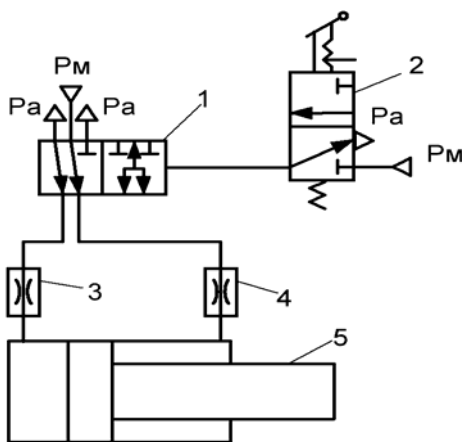


Рис. 2.12. Схема дифференциального привода

Штоковая полость привода постоянно соединена с магистралью давления p_M , а поршневая в исходном состоянии соединена с атмосферой p_a , благодаря чему создается начальный перепад давления сжатого воздуха, а поршень *5* занимает крайнее левое положение. После срабатывания управляющего устройства распределителя *2*, распределитель *1* сообщает с магистралью p_M одновременно поршневую и штоковую полости. Давление в поршневой полости повышается, и после того, как сила давления со стороны этой полости превысит силу сопротивления привода, поршень начинает двигаться вправо.

Как только поршень совершит рабочий ход, распределитель 2 переключит силовой распределитель 1, который соединит поршневую полость с атмосферой, и поршень вернется в исходное положение. Дроссели 3 и 4 служат для регулирования скорости движения поршня. Такой привод иногда называется дифференциальным.

Пневматический привод, на оба торца поршня которого в исходном положении действует одинаковое давление, называется приводом без начального перепада давления. Различают приводы с возвратной пружиной и без нее (подъемники). Поршневые приводы с возвратной пружиной применяют как силовые устройства при сравнительно небольшой нагрузке, а также как приводы приборов и элементов систем управления. В таких приводах в качестве двигателей могут использоваться мембранные (диафрагменные) пневмодвигатели.

Схема одностороннего пневмопривода с возвратной пружиной приведена на рис. 2.13.

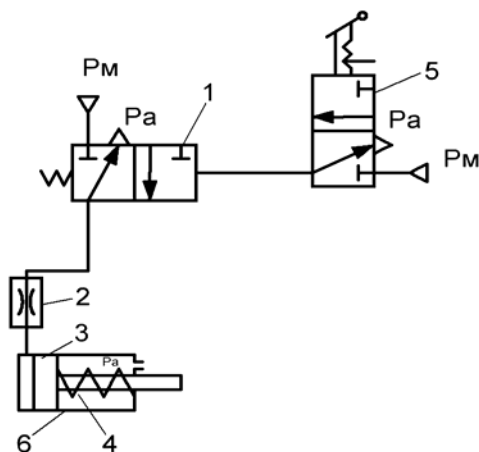


Рис. 2.13. Схема одностороннего пневмопривода с возвратной пружиной

В исходном положении поршень 3 пневмодвигателя 6 занимает левое положение. После переключения распределителя 1 с помощью, к примеру, пневмотумблера 5 рабочая (бесштоковая) полость пневмодвигателя сообщается с магистралью p_m и под давлением сжатого воздуха поршень 3 перемещается вправо, сжимая пружину 4.

После окончания рабочего хода и срабатывания распределителя 1 рабочая полость пневмодвигателя сообщается с атмосферой и поршень 3 возвращается в исходное положение (состояние) под действием усилия, создаваемого возвратной пружиной 4. Для регулирования скорости используется дроссель 2. Штоковая полость двигателя постоянно соединена с атмосферой.

Подъемники одностороннего действия применяют в качестве силовых приводов и при значительных нагрузках. В них рабочий ход совершается (происходит) за счет сжатого воздуха, поступающего в поршневую полость, а обратный ход совершается под действием силы тяжести, при этом сжатый воздух из поршневой полости удаляется в атмосферу (рис. 2.14).

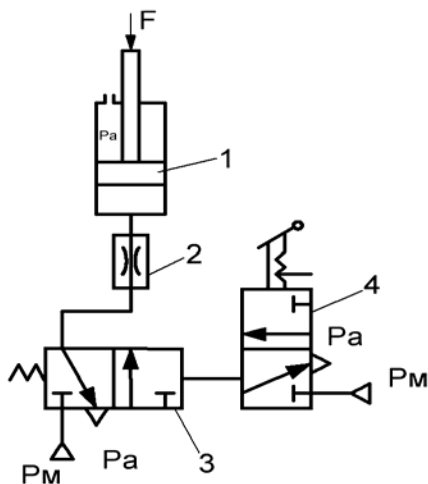


Рис. 2.14. Схема одностороннего привода без возвратной пружины (подъемника)

В исходном положении поршень 1 пневмодвигателя занимает нижнее положение. После переключения распределителя 3 с помощью пневмотумблера 4 поршневая полость двигателя сообщается с магистралью p_M и под давлением сжатого воздуха поршень 1 перемещается вверх, преодолевая усилие F . После совершения рабочего хода и возврата распределителя 3 в исходное положение штоковая полость двигателя сообщается с атмосферой и поршень 1 возвращается

ется в исходное положение. Регулирование скорости перемещения поршня пневмодвигателя осуществляется с помощью дросселя 2.

Схема двухстороннего привода без начального перепада давления воздуха на поршне, т. е. при атмосферном давлении на его торцах, приведена на рис. 2.15.

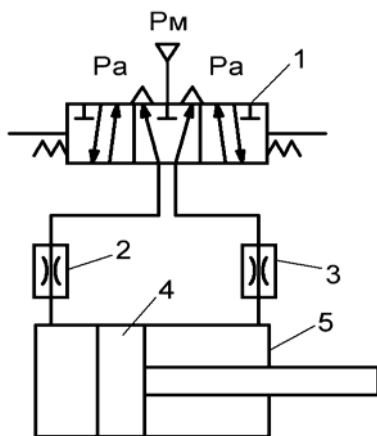


Рис. 2.15. Схема двухстороннего привода

В исходном положении две полости цилиндра 5 соединены с атмосферой посредством пятиходового (пятиканального) трехпозиционного распределителя 1 или двух обычных трехходовых двухпозиционных распределителей (на схеме не показаны).

При включении управляющего устройства и переключении распределителя 1 одна из полостей (правая или левая) цилиндра 5 сообщается с магистралью P_M , давление нарастает и поршень 4 цилиндра 5 перемещается. Причем в начале его пути противодействие в выхлопной полости отсутствует, благодаря чему сокращаются подготовительное время и время разгона и увеличивается быстродействие привода. Обратный ход совершается при подаче воздуха в другую полость пневмодвигателя. При определенном соотношении параметров эти приводы могут быть использованы для работы в режиме автоторможения, когда в конце рабочего хода достигается плавная остановка поршня и связанных с ним рабочих органов машины. Регулирование скорости рабочего органа осуществляется посредством дросселей 2 и 3.

Пневматические приводы в большинстве случаев не могут с большой точностью обеспечить заданный закон движения рабочего органа, так как воздух сжимается и термодинамические процессы, протекающие в приводах, зависят от многих факторов. Вместе с тем часто требуется получить равномерное движение рабочего органа или его движения с большой скоростью и торможением в конце рабочего хода, чтобы избежать удара и обеспечить точность позиционирования рабочего органа машины. Регулирование скорости рабочего органа осуществляется посредством регуляторов скорости 2 и 3, состоящих из переменного дросселя и обратного клапана (рис. 2.16).

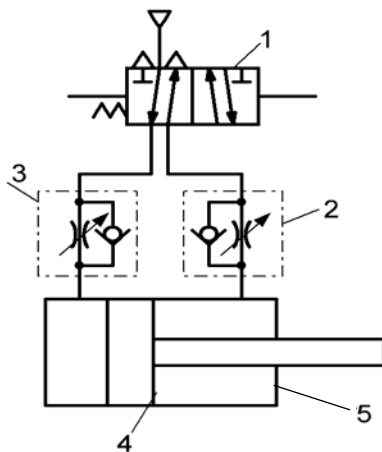


Рис. 2.16. Схема двухстороннего привода с начальным перепадом давления

В зависимости от установки дросселя и обратного клапана в регуляторах скорости 2 и 3 различают два способа регулирования скорости поршня 4 пневмодвигателя 5 и связанного с ним рабочего органа: дросселирование на входе и дросселирование на выходе. Вместе с тем следует отметить, что уменьшение скорости в процессе всего рабочего хода поршня, с целью осуществления плавности движения во избежание удара в конце хода и обеспечения точности позиционирования, не всегда целесообразно, так как приводит к увеличению времени рабочего цикла.

Поэтому важно обеспечить процесс торможения рабочего органа машины в конце хода. Этот процесс в пневмоприводах осуществля-

ется различными способами. Обычно это происходит за счет повышения противодействия посредством специальных тормозных устройств, которые бывают внутренними и внешними.

Позиционирование с точностью до десяти долей миллиметра возможно с помощью «силового» упора в сочетании с управлением по нагрузке. Схема пневмопривода с автоматическим управлением по нагрузке показана на рис. 2.17.

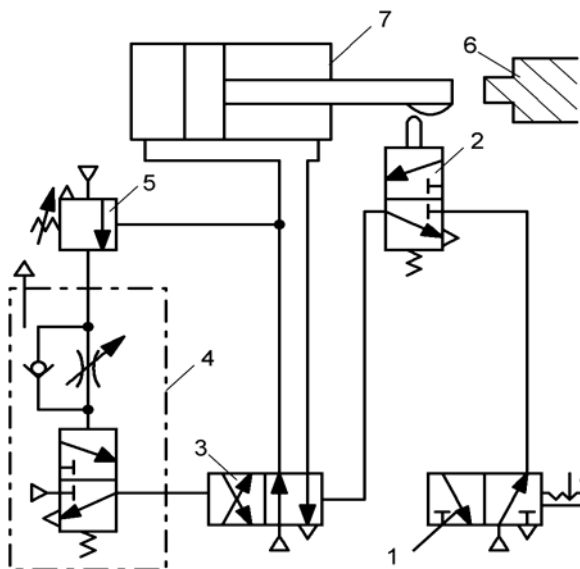


Рис. 2.17. Схема пневмопривода с автоматическим управлением

Сущность управления по нагрузке состоит в том, что используется повышение давления рабочей среды при остановке выходного звена объемного двигателя 7 на неподвижном упоре 6. Давление повышается до давления газов в аккумуляторе (на схеме не показано). Из-за увеличения давления выше рабочего срабатывает клапан давления 5, пружина которого настроена на максимальное давление рабочей среды.

Чтобы обеспечить определенную выдержку времени в зоне остановки выходного звена привода на упоре (см. рис. 1.5, б), в схеме привода предусматривается клапан 4 выдержки времени. При этом распределитель 3 переключается не сразу после срабатывания клапана 5, а через определенное время, соответствующее настройке клапана 4,

называемого также реле времени. Принцип действия клапана 4 состоит в замедленном благодаря регулируемому дросселю заполнении рабочей средой внутренней управляющей камеры. Распределители 1 и 2 нужны для переключения пневмопривода на автоматическую работу.

Следует отметить, что для циклового управления гидро- и пневмоприводами выпускается соответствующая аппаратура. Средства пневмоавтоматики имеют более широкую номенклатуру элементов высокого уровня давления, чем средства гидроавтоматики: разнообразные по конструкции устройства для ручного ввода информации, индикаторы давления, электропневматические и пневмоэлектрические преобразователи, клапаны и логические элементы. Эти устройства обеспечивают различные блокировки, а также возможность сочетания ручного и автоматического управления приводами. На рис. 2.18 показана схема пневмопривода с ручным и автоматическим путевым управлением и блокировками.

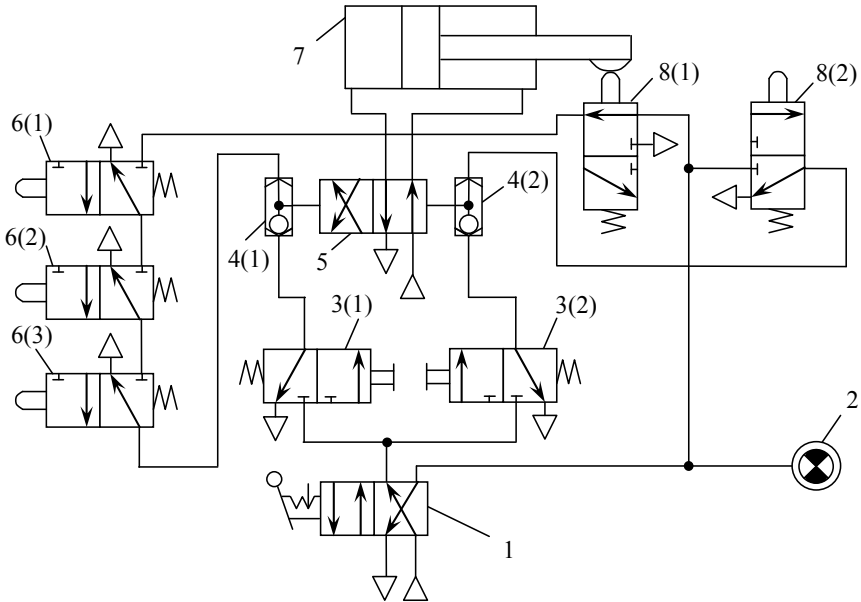


Рис. 2.18. Схема пневмопривода с ручным и автоматическим путевым управлением и блокировками

Переключение с ручного режима управления на автоматический выполняется пневмораспределителем 1 (тумблером). Индикатор 2 давления визуально сигнализирует о включенном режиме работы пневмопривода. Для путевого автоматического управления приводом применены пневмораспределители 8 (1) и 8 (2) с переключением от кулачка. Ручное управление обеспечивают пневмораспределители 3 (1) и 3 (2) с кнопками.

Для стыковки устройств автоматического и ручного управления они соединены трубопроводами с управляющими камерами пневмораспределителя 5 второй ступени посредством логических элементов «ИЛИ» 4 (1) и 4 (2). Механизмы машины (на рис. 2.18 не показаны) взаимодействуют с блокировочными двухпозиционными пневмораспределителями 6 (1), 6 (2) и 6 (3). Движение выходного звена пневмоцилиндра 7 в автоматическом режиме вперед не начинается, пока не сработают все три пневмораспределителя 6, что соответствует правильному исходному положению механизмов машины.

При использовании в машинах или технологическом оборудовании группового привода нередко возникает необходимость в обеспечении заданной последовательности движения выходных звеньев и связанных с ними исполнительных механизмов. Схема группового пневмопривода с автоматически обеспечиваемой последовательностью движений исполнительных механизмов показана на рис. 2.19. В групповом приводе предусмотрены три последовательно действующих пневмоцилиндра 4, 9 и 13. Путевое управление каждым из них обеспечивают пневмораспределители 2 и 3, 6 и 7, 11 и 12, взаимодействующие с кулачками на штоках. Внешнее управление групповым приводом осуществляет пневмораспределитель 14 с ручным управлением. При одном положении запорно-регулирующего элемента этого распределителя пневмоцилиндры последовательно отработывают полуцикл «ход вперед–остановка», при другом, показанном на схеме, – полуцикл «ход назад–остановка». Последовательность отработки движений каждым пневмоцилиндром достигается соединением путевых пневмораспределителей, относящихся к одному пневмоцилиндру, с основными пневмораспределителями второй ступени, управляющими движением последующих пневмоцилиндров. При прямом ходе путевые пневмораспределители 12 и 7 управляют основными пневмораспределителями 5 и 1 с двусторонним пневматическим управлением. При обратном движении пневмоци-

линдров путевые пневмораспределители 2 и 6 управляют основными пневмораспределителями 5 и 10 также с двусторонним пневматическим управлением. Пневмораспределитель 8 с пневматическим управлением предусмотрен в системе пневмоприводов для разветвления управляющих потоков рабочей среды и усиления их по расходу.

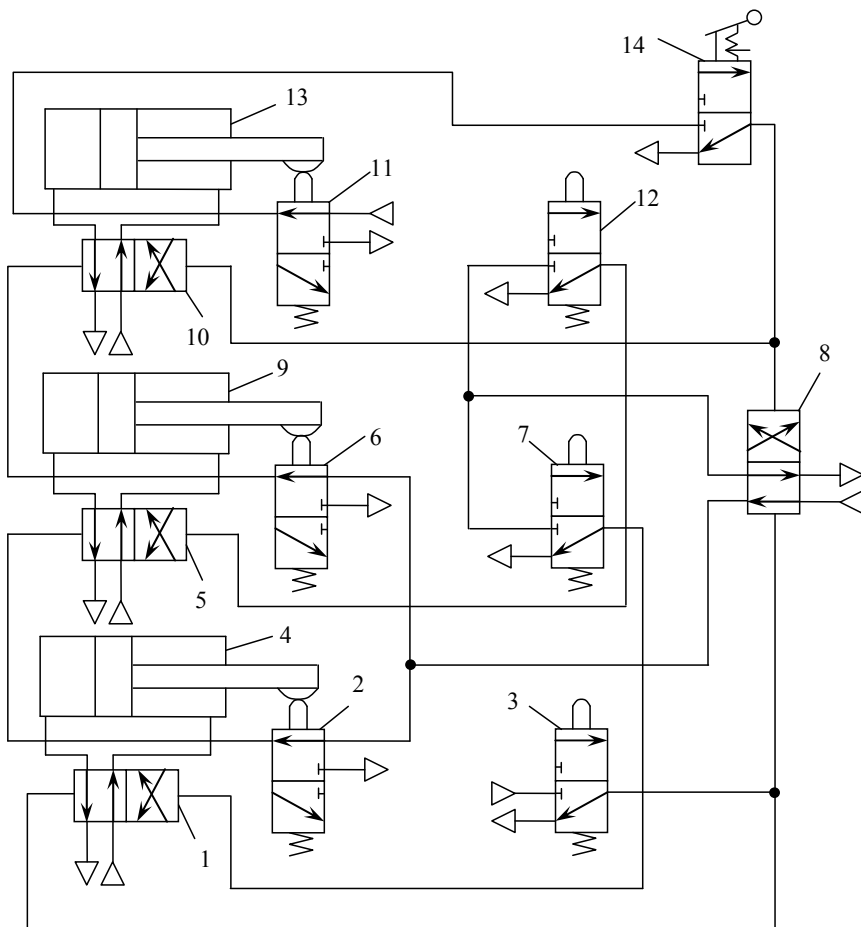


Рис. 2.19. Схема группового пневмопривода с автоматическим управлением последовательным движением пневмоцилиндров

3. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ

3.1. Параметры движения выходного звена привода

Проектировочный расчет двухпозиционных приводов начинается с уточнения условий работы привода. Можно выделить два наиболее типичных варианта работы двухпозиционных приводов: перемещение из одной позиции в другую при постоянной или малоизменяющейся внешней нагрузке и движение со ступенчато изменяемыми скоростями и нагрузками. Условия движения определяются заданной циклограммой (см. рис. 1.5). Внешняя нагрузка на привод рассчитывается по данным рабочего процесса машины. Сюда относятся силы (моменты сил) сопротивления внешней среды, инерции и трения в исполнительном механизме.

Рассмотрим работу типового двухпозиционного привода релейного управления при перемещении выходного звена из одной позиции в другую. Примерная циклограмма такого привода изображена на рис. 3.1.

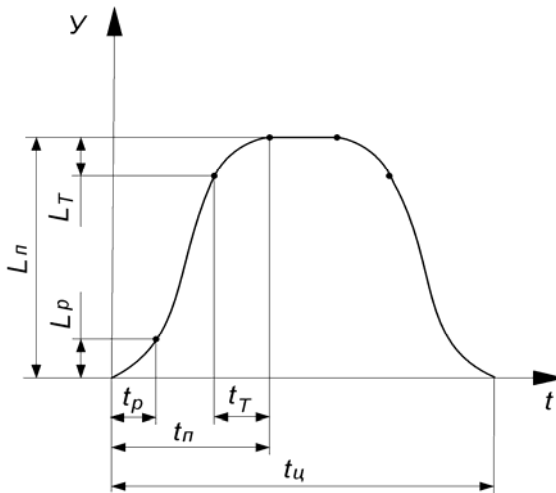


Рис. 3.1. Циклограмма двухпозиционного привода «прямой ход–выстой–обратный ход–остановка» с выделенными зонами разгона и торможения

На циклограмме выделены характерные участки: разгон, движение с установившейся скоростью и торможение – и приняты следующие обозначения:

L_{Π} и t_{Π} – полный ход и время движения выходного звена;

$L_{\text{р}}$ и $t_{\text{р}}$ – перемещение и время при разгоне;

$L_{\text{т}}$ и $t_{\text{т}}$ – перемещение и время при торможении;

$t_{\text{ц}}$ – время отработки цикла.

Если время срабатывания распределителя значительно меньше времени движения выходного звена, то характер движения зависит не от управляющего воздействия, а от параметров привода и внешней нагрузки. Как показывает опыт проектирования двухпозиционных приводов, одинаковое полное время t_{Π} перемещения выходного звена из одной позиции в другую на расстояние L_{Π} может быть достигнуто при одинаковой внешней нагрузке различным сочетанием параметров объемного привода. От сочетания параметров привода существенно зависят его габаритные размеры, масса и стоимость. Следовательно, при проектировании двухпозиционных приводов возникает задача оптимизации основных параметров. Начинать решение этой задачи целесообразно на начальном этапе проектирования двухпозиционного привода путем выбора оптимального закона движения выходного звена.

Наиболее наглядно закон движения выходного звена из начальной позиции в конечную показан на тахограмме, отображающей зависимость скорости v движения от времени t . При построении идеальных тахограмм (рис. 3.2) ускорение и замедление принимают постоянными и одинаковыми по модулю, скорость установившегося движения – постоянной. При таких допущениях участки идеальных тахограмм представляют собой отрезки прямых линий, время $t_{\text{р}}$ разгона равно времени $t_{\text{т}}$ торможения.

Из всего разнообразия идеальных тахограмм можно выделить три принципиально различные по виду: треугольную, прямоугольную и трапецеидальную (см. рис. 3.2). Геометрической общностью приведенных фигур должно быть равенство их площадей.

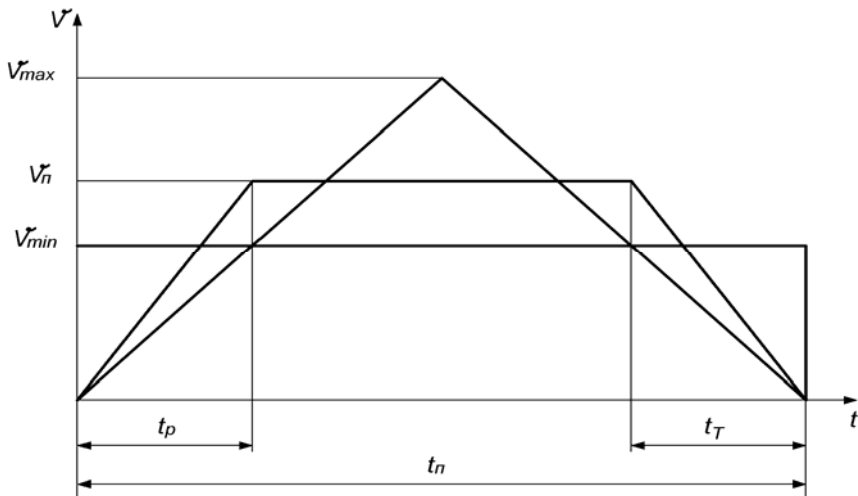


Рис. 3.2. Идеальные тахограммы движения выходного звена двухпозиционного привода при релейном управлении

Этим отображается общее для всех законов движения выходного звена условие полного перемещения на расстояние L_{Π} за требуемое время t_{Π} . Связь между этими величинами устанавливается геометрическим истолкованием интеграла функции $v = \Phi(t)$

$$L_{\Pi} = \int_0^{t_{\Pi}} v dt.$$

Для трех основных видов тахограмм (см. рис. 3.2): треугольной, прямоугольной и трапецеидальной – получим соответствующие зависимости:

$$L_{\Pi} = \frac{v_{\max} t_{\Pi}}{2}; \quad L_{\Pi} = v_{\min} t_{\Pi}; \quad L_{\Pi} = v_{\Pi} (t_{\Pi} - t_p). \quad (3.1)$$

Величину v_{Π} назовем предельной скоростью при трапецеидальной тахограмме.

Выражения (3.1) позволяют сделать существенные выводы:

1. Скорость установившегося движения выходного звена находится в границах $v_{\min} \leq v_{\pi} \leq v_{\max}$, т. е.

$$\frac{L_{\pi}}{t_{\pi}} \leq v_{\pi} \leq \frac{2L_{\pi}}{t_{\pi}}.$$

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

$$a_{\pi} \leq \frac{v_{\pi}}{t_p}.$$

Из выражения (3.1) для трапецеидальной тахограммы находим время t_p разгона выходного звена привода

$$t_p = \frac{v_{\pi} t_{\pi} - L_{\pi}}{v_{\pi}}.$$

Тогда

$$a_{\pi} = \frac{v_{\pi}^2}{v_{\pi} t_{\pi} - L_{\pi}}. \quad (3.2)$$

3. Полная внешняя нагрузка на выходное звено при разгоне привода

$$F_B = m_{\pi} a_{\pi} + F_c, \quad (3.3)$$

где m_{π} – приведенная к выходному звену масса (момент инерции) рабочего механизма и перемещаемого груза;

F_c – приведенная к выходному звену результирующая внешних статических (потенциальных и диссипативных) сил или моментов сил.

Для гидро- и пневмоповоротников имеем

$$M_B = I_{\pi} \varepsilon_{\pi} + M_c,$$

где ε_{π} – угловое ускорение при разгоне выходного звена привода.

4. Предельная мощность на выходном звене привода

$$N_{\text{п}} = v_{\text{п}} F_{\text{в}}. \quad (3.4)$$

Второй типичный вариант условий работы двухпозиционного привода рассмотрим на примере работы металлообрабатывающего (токарного, фрезерного, отрезного и т. д.) станка. Упрощенная циклограмма работы гидропривода показана на рис. 1.5, в.

Выделим периоды:

1) быстрое движение вперед (подвод инструмента к обрабатываемой детали) на расстояние $L_{\text{п}}$ за время $t_{\text{п}}$ при внешней нагрузке $F_{\text{в}}$;

2) медленное движение вперед (рабочая подача инструмента при обработке детали) на расстояние $L_{\text{м}}$ со скоростью $v_{\text{м}}$ при внешней нагрузке $F_{\text{м}}$;

3) быстрое движение назад (отвод инструмента) на расстояние $L_{\text{п}} + L_{\text{м}}$ за время $t_{\text{н}}$ при внешней нагрузке $F_{\text{в}}$;

4) выстой выходного звена привода станка в исходном положении в течение времени $t_{\text{в}}$.

Полное время цикла

$$t_{\text{ц}} = t_{\text{п}} + t_{\text{м}} + t_{\text{н}} + t_{\text{в}}.$$

Время цикла $t_{\text{ц}}$ и время выстоя $t_{\text{в}}$ задаются. Время медленного движения вперед (рабочей подачи) выходного звена находится по заданным пути и скорости рабочей подачи станка:

$$t_{\text{м}} = \frac{L_{\text{м}}}{v_{\text{м}}}.$$

Если максимальный расход жидкости в первом и третьем периодах работы гидропривода принять одинаковым, то

$$A_{\text{п}} \frac{L_{\text{п}}}{t_{\text{п}}} = A_{\text{п}} \frac{\sigma_{\text{д}}(L_{\text{п}} + L_{\text{м}})}{t_{\text{н}}} \quad \text{или} \quad \frac{t_{\text{н}}}{t_{\text{п}}} = \frac{\sigma_{\text{д}}(L_{\text{п}} + L_{\text{м}})}{L_{\text{п}}},$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня двигателя;

$\sigma_{\text{д}}$ – коэффициент асимметрии (коэффициент соотношения эффективных площадей).

Время быстрого хода вперед и быстрого хода назад

$$t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{ц}} - t_{\text{в}} - t_{\text{м}}}{1 + \sigma_{\text{д}}(L_{\text{п}} + L_{\text{м}}) / L_{\text{п}}}; \quad t_{\text{н}} = t_{\text{ц}} - t_{\text{в}} - t_{\text{м}} - t_{\text{п}}.$$

Предельная скорость выходного звена гидропривода при быстром движении вперед

$$v_{\text{п}} = 1,25 \frac{L_{\text{п}}}{t_{\text{п}}}.$$

Нагрузка $F_{\text{в}}$ и предельная мощность $N_{\text{п}}$ на выходном звене привода определяются по выражениям (3.3) и (3.4). Нагрузка $F_{\text{м}}$ на гидропривод во втором периоде рассчитывается по формулам, определяющим силу резания при обработке детали инструментом. При этом эффективная мощность на выходном звене

$$N_{\text{м}} = v_{\text{м}} F_{\text{м}}.$$

Упрощенные скоростная и нагрузочная диаграммы гидропривода металлорежущего станка при подводе инструмента (ходе вперед) изображены на рис. 3.3.

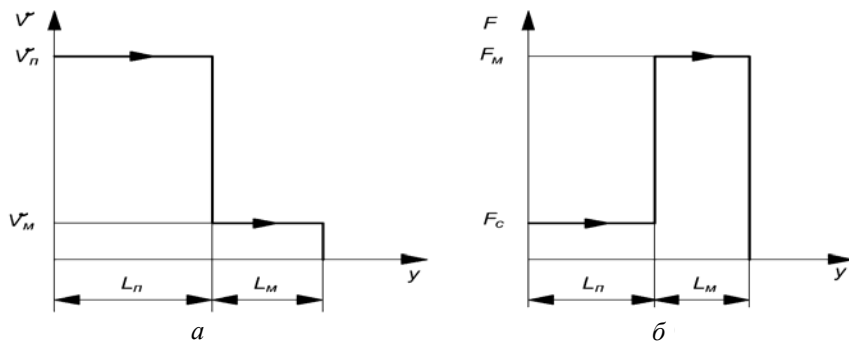


Рис. 3.3. Диаграммы привода станка при ходе вперед:
а – скоростная; б – нагрузочная

3.2. Оптимизация предельной скорости выходного звена привода

Определим зависимость предельной мощности от предельной скорости $N_{\Pi} = \Phi(v_{\Pi})$ при трапецеидальной тахограмме движения выходного звена привода. Ее можно найти, если в формулу (3.4) подставить выражения (3.3) и (3.2):

$$F_{\text{в}} = m_{\Pi} \frac{v_{\Pi}^2}{v_{\Pi} t_{\Pi} - L_{\Pi}} + F_{\text{с}},$$

тогда

$$N_{\Pi} = v_{\Pi} F_{\text{в}} = m_{\Pi} \frac{v_{\Pi}^3}{v_{\Pi} t_{\Pi} - L_{\Pi}} + v_{\Pi} F_{\text{с}}. \quad (3.5)$$

Для анализа уравнения (3.5) удобно ввести относительные величины

$$\bar{v}_{\Pi} = \frac{v_{\Pi}}{v_{\text{max}}} \quad \text{и} \quad \bar{N}_{\Pi} = \frac{N_{\Pi}}{(v_{\text{max}} F_{\text{с}})}.$$

При подстановке $\bar{v}_{\Pi} = v_{\text{max}} \bar{v}_{\Pi}$ в формулу (3.5) получим

$$N_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} v_{\text{max}}^3 \bar{v}_{\Pi}^3}{\bar{v}_{\Pi} v_{\text{max}} t_{\Pi} - L_{\Pi}} + F_{\text{с}} \bar{v}_{\Pi} v_{\text{max}}.$$

Разделим правую и левую части последнего выражения на $F_{\text{с}} v_{\text{max}}$ и учтем, что $v_{\text{max}} t_{\Pi} = 2L_{\Pi}$ (3.1), получим

$$\frac{N_{\Pi}}{v_{\text{max}} F_{\text{с}}} = \bar{N}_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} v_{\text{max}}^3 \bar{v}_{\Pi}^3}{v_{\text{max}} F_{\text{с}} (2L_{\Pi} \bar{v}_{\Pi} - L_{\Pi})} + \bar{v}_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} v_{\text{max}}^2 \bar{v}_{\Pi}^3}{2L_{\Pi} F_{\text{с}} (\bar{v}_{\Pi} - 0,5)} + \bar{v}_{\Pi}.$$

Введем обозначение

$$\varepsilon_n = \frac{m_n v_{\max}^2}{2L_n F_c}$$

и тогда получим зависимость предельной мощности \bar{N}_n от относительной предельной скорости \bar{v}_n выходного звена привода:

$$\bar{N}_n = \frac{\varepsilon_n \bar{v}_n^3}{(\bar{v}_n - 0,5)} + \bar{v}_n. \quad (3.6)$$

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

Из выражения (3.6) следует, что область существования функции

$$\bar{N}_n = \Phi(\bar{v}_n)$$

ограничена диапазоном $0,5 \leq \bar{v}_n \leq 1,0$. На рис. 3.4 показана зависимость этой функции при различных значениях ε_n .

Как видно, при двухпозиционном движении привода имеется явно выраженный экстремум (минимум), что подтверждает целесообразность оптимизации величины \bar{v}_n . При каждом значении показателя ε_n имеется свой минимум величины \bar{N}_n . С возрастанием величины ε_n , т. е. при преобладании динамической нагрузки, экстремум становится более глубоким. Следует отметить, что снижение предельной мощности на выходном звене при прочих равных условиях позволяет уменьшить габаритные размеры, массу и стоимость двухпозиционного привода.

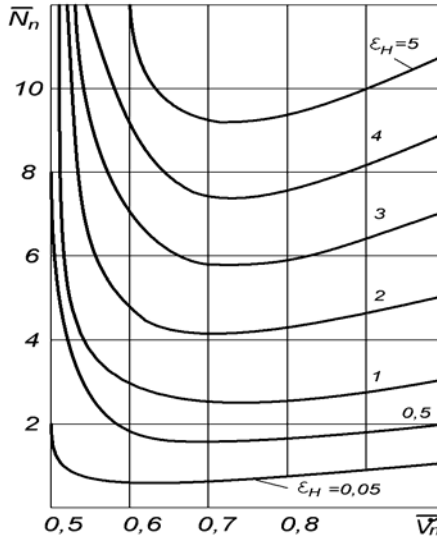


Рис. 3.4. Зависимость относительной предельной мощности \bar{N}_n на выходном звене объемного двигателя от относительной предельной скорости \bar{v}_n движения при различных значениях показателя ϵ_n нагрузки

Аналитическое условие минимального значения функции

$$\bar{N}_n = \Phi(\bar{v}_n)$$

находим, взяв производную по \bar{v}_n от выражения (3.6) и приравняв ее нулю:

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

$$\epsilon_n \frac{3\bar{v}_n^2(v_n - 0,5) - \bar{v}_n^3}{(\bar{v}_n - 0,5)^2} + 1 = 0$$

или

$$\epsilon_n \frac{\bar{v}_n^2(3v_n - 1,5 - \bar{v}_n)}{(\bar{v}_n - 0,5)^2} + 1 = \epsilon_n \frac{\bar{v}_n^2(2v_n - 1,5)}{(\bar{v}_n - 0,5)^2} + 1 = 0. \quad (3.7)$$

Решение полученного уравнения относительно величины \bar{v}_n громоздко, поэтому целесообразно применить график, связывающий величины ε_n и \bar{v}_n .

Решив уравнение (3.7) относительно ε_n , получим

$$\varepsilon_n = \frac{(\bar{v}_n - 0,5)^2}{\bar{v}_n(1,5 - 2\bar{v}_n)}. \quad (3.8)$$

По зависимости (3.8) рассчитан и построен график

$$\bar{v}_n = \Phi(\varepsilon_n),$$

отражающий зависимость оптимальной относительной предельной скорости \bar{v}_n выходного звена от показателя ε_n (рис. 3.5).

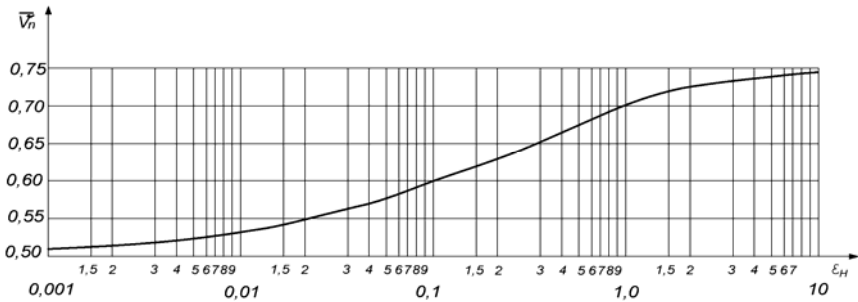


Рис. 3.5. Зависимость оптимальной по мощности привода относительной предельной скорости \bar{v}_n движения выходного звена от показателя нагрузки ε_n

Полученная графическая зависимость охватывает большой диапазон величин $0,001 \leq \varepsilon_n \leq 10$, поэтому на оси абсцисс использована логарифмическая сетка.

Анализ этой зависимости позволяет сделать вывод о том, что оптимальные значения относительной предельной скорости лежат в пределах $0,5 \leq \bar{v}_n \leq 0,75$. Соответственно для абсолютной величины предельной скорости имеем зону оптимальных значений $\frac{L_n}{t_n} \leq v_n \leq 1,5 \frac{L_n}{t_n}$.

3.3. Расчет параметров двигателя и распределителя

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

Исходными данными служат полный путь L_{Π} перемещения выходного звена, полное время t_{Π} перемещения, приведенная масса (момент инерции) m_{Π} и приведенная статическая сила (момент сил) F_c . По формулам определяем

$$v_{\max} = \frac{2L_{\Pi}}{t_{\Pi}}; \quad \varepsilon_{\Pi} = \frac{m_{\Pi} v_{\max}^2}{2L_{\Pi} F_c}.$$

Затем по графику на рис. 3.5 находим значение \bar{v}_{Π} и далее считываем

$$v_{\Pi} = v_{\max} \bar{v}_{\Pi}; \quad a_{\Pi} = \frac{v_{\Pi}^2}{(v_{\Pi} t_{\Pi} - L_{\Pi})};$$

$$F_{\text{в}} = m_{\Pi} a_{\Pi} + F_c; \quad N_{\Pi} = v_{\Pi} F_{\text{в}}.$$

В итоге энергетического расчета исполнительной части привода выбирают типоразмер объемного двигателя, который должен обеспечить предельную скорость v_{Π} движения выходного звена и преодолевать максимальную внешнюю нагрузку $F_{\text{в}}$ или $F_{\text{м}}$. Площадь поршня A_{Π} объемного двигателя определяется по формуле

$$A_{\Pi} = \frac{F_{\text{д}}}{p_{\text{ном}} \eta_{\text{г.а}} \eta_{\text{д.м}}}, \quad (3.9)$$

где $p_{\text{ном}} = p_{\text{н}} - p_{\text{ат}}$ – номинальное давление рабочей среды;

$p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление;

$\eta_{г.а}$ – гидравлический КПД гидроаппаратов и гидролиний;

$\eta_{д.м}$ – механический КПД двигателя.

Движущая сила F_d (момент сил) объемного двигателя в выражении (3.9) приравнивается максимальной внешней нагрузке F_B и F_M . Номинальное давление $p_{ном}$ выбирается соответственно принятому в отрасли машиностроения, где предполагается использовать проектируемый привод. В общем случае для объемных приводов используют следующие значения номинальных давлений ($p_{ном}$, МПа): 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250. Наиболее употребительны такие диапазоны номинальных давлений:

в пневмоприводах промышленного применения $p_{ном} = 0,63–1$ МПа;

гидроприводах технологического оборудования $p_{ном} = 6,3–12,5$ МПа;

гидроприводах сельскохозяйственных машин $p_{ном} = 6,3–16$ МПа;

гидроприводах летательных аппаратов $p_{ном} = 10–25$ МПа;

гидроприводах дорожно-строительных и коммунальных машин $p_{ном} = 16–32$ МПа;

гидроприводах горных машин $p_{ном} = 16–50$ МПа;

гидрофицированных прессах $p_{ном} = 32–50$ МПа.

В формулу (3.9) подставляют приближенное значение механического КПД $\eta_{д.м}$ объемного двигателя, соответствующее типу двигателя. Ориентиром могут служить экспериментальные значения $\eta_{д.м}$, приведенные в каталогах на гидро- и пневмооборудование. Например, величина $\eta_{д.м}$ гидроцилиндров с эластичными уплотнениями составляет 0,85–0,95, пневмоцилиндров при диаметрах поршней 25–400 мм – 0,75–0,95, поворотных пластинчатых гидродвигателей 0,8–0,9, аксиально-поршневых гидромоторов с наклонной шайбой 0,85–0,9.

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

После определения по формуле (3.9) площади $A_{\text{п}}$ поршня двигателя необходимо найти диаметр поршня $d_{\text{п}}$. Для одноштокового цилиндра, в случае если рабочей является поршневая полость, диаметр поршня $d_{\text{п}}$ находится по формуле

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4A_{\text{п}}}{\pi}}.$$

Для двухштокового цилиндра и для одноштокового цилиндра, если рабочей является штоковая полость, диаметр поршня $d_{\text{п}}$ определяется по зависимости

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4A_{\text{п}}}{\pi} + d_{\text{шт}}^2},$$

где $d_{\text{шт}}$ – диаметр штока цилиндра (в первом приближении можно принять $d_{\text{шт}} = 0,5d_{\text{п}}$).

Полученные значения $d_{\text{п}}$ поршня двигателя и диаметра $d_{\text{шт}}$ штока округляются до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 12447–80).

Затем по формуле

$$A_{\text{п}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}$$

уточняют площадь поршня $A_{\text{п}}$ и определяют коэффициент соотношения эффективных площадей (коэффициент асимметрии). Для одноштокового двигателя

$$\sigma_{\text{д}} = 1 - \left(\frac{d_{\text{шт}}}{d_{\text{п}}} \right)^2.$$

Длина гидро- или пневмоцилиндра должна обеспечить требуемый полный ход l_{max} выходного звена. Удельный рабочий объем $q_{\text{д}}$ се-

рийно выпускаемого поворотного двигателя связан с максимальным рабочим объемом $V_{д\max}$, максимальным углом поворота $\Phi_{д\max}$ зависимостью

$$q_d = \frac{V_{д\max}}{\Phi_{д\max}}.$$

Эффективная площадь мембраны мембранного гидро- или пневмоцилиндра определяется по формуле

$$A_M = \frac{\pi(d_M^2 + d_M d_{ц} + d_{ц}^2)}{12},$$

где d_M – диаметр защемления мембраны;

$d_{ц}$ – диаметр жесткого центра.

Если требуемый типоразмер гидро- и пневмодвигателя среди серийно выпускаемых промышленностью отсутствует, то составляют задание на его разработку. Основными исходными данными при этом служат удельный рабочий объем q_d поворотного двигателя, площадь поршня $A_{п}$ или эффективная площадь мембраны A_M , предельная скорость $v_{п}$ движения выходного звена, максимальное перемещение L_{\max} выходного звена и требуемый ресурс работы (число циклов или часы наработки до первого отказа).

После выбора гидро- или пневмодвигателя необходимо выбрать параметры распределителя, обеспечивающие требуемую скорость перемещения выходного звена двигателя. С этой целью находят наибольший расход рабочего тела Q_{\max} , потребляемый двигателем, который определяется геометрическими размерами его силовых органов и максимальной скоростью двигателя в соответствии с техническими условиями:

– для гидро- и пневмоцилиндров

$$Q_{\max} = \frac{A_{п} v_{п\max}}{\eta_0}; \quad (3.10)$$

– гидро- и пневмоповоротников

$$Q_{\max} = \frac{V_0 \omega_{\max}}{\eta_{\text{ом}}}, \quad (3.11)$$

где $v_{\text{пmax}}$ – максимальная скорость движения поршня двигателя ($v_{\text{пmax}}$ рекомендуется принимать в пределах от 0,3 до 1,5 м/с);

V_0 – рабочий объем поворотного двигателя;

ω_{\max} – максимальная угловая скорость вала поворотного двигателя;

η_0 и $\eta_{\text{ом}}$ – объемный КПД двигателей и поворотников соответственно.

Определив Q_{\max} по формуле (3.10) или (3.11), выбирают конструктивные параметры распределителя.

Условный проход d_y внутренних каналов гидрораспределителя и коротких трубопроводов (до 0,5 м) определяется по формуле

$$d_y = \sqrt{\frac{4Q_{\max}}{\pi v_{\text{доп}}}},$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость потока рабочей жидкости, м/с ($v_{\text{доп}}$ выбирается в зависимости от номинального давления), табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения допустимой скорости потока рабочей жидкости

$P_{\text{ном}},$ МПа	0,4	0,63	1,0	2,5	6,3	10	12,5	16	20
$v_{\text{доп}},$ м/с	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,12	6,75	7,5

Условный проход d_y внутренних каналов пневмораспределителей определяется по формуле

$$d_y = \sqrt{\frac{4Q_{\max} \rho_0}{\pi v_{\text{доп}} \rho}},$$

где $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость воздуха;

ρ_0 и ρ – плотность воздуха соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе.

Допустимая скорость движения воздуха в каналах пневмораспределителей составляет 16–40 м/с.

Диаметр запорно-регулирующего элемента (пояска золотника) распределителя определяется по выражению

$$d_3 \geq 1,04 \sqrt{\frac{Q_{\max}}{(1 - \chi^2) v_{\text{доп1}}}},$$

где $\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3}$ – отношение диаметра шейки золотника к его номинальному диаметру;

$v_{\text{доп1}}$ – скорость течения рабочего тела через рабочие камеры и проходные окна распределителя.

Конструктивно χ с учетом размеров нормальных диаметров, установленных ГОСТ 12447–80, принимается по соотношениям

$$\chi = \frac{d_{\text{ш}}}{d_3} = \frac{8}{12}, \frac{10}{16}, \frac{12}{20}, \frac{14}{25}, \frac{16}{32}, \frac{18}{40}, \frac{20}{50}.$$

Рекомендуемые диаметры золотников d_3 , мм, следующие: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50.

На практике диаметры d_3 золотника принимают от 6 до 50 мм.

В целях уменьшения габаритов золотников величину $v_{\text{доп1}}$ рекомендуется выбирать в 2–2,5 раза больше скорости рабочего тела в подводящих трубопроводах, однако при этом потеря давления в распределителе не должна превышать 2 % $P_{\text{ном}}$.

Наибольшая площадь поперечного сечения проходного канала гидрораспределителя определяется по выражению

$$A_{\max} = \frac{Q_{\max}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p_{\Gamma}}{\rho}}},$$

где Δp_{Γ} – перепад давления, который можно представить в виде разности потерь давления на входе (в напорной линии) и выходе (сливной линии): $\Delta p = p_0 = p_H - p_C$, гидрораспределителя и потерь давления Δp_3 непосредственно в рабочих окнах распределителя, т. е.

$$\Delta p_{\Gamma} = \frac{(\Delta p - \Delta p_3)}{2};$$

μ – коэффициент расхода.

Примерные значения $\Delta p_3 = 0,2-0,4$ МПа.

Максимальный ход золотника x_{\max} можно определить по зависимости

$$x_{\max} = \frac{A_{\max}}{\pi d_3} + \Delta = x_{\max 1} + \Delta,$$

где Δ – перекрытие.

Значение $x_{\max 1}$ можно также определить по следующим эмпирическим зависимостям. Для обеспечения высокого быстродействия гидрораспределителя максимальный ход золотника должен быть достаточно малым и удовлетворять неравенству

$$x_{\max 1} \leq (0,04-0,1)d_3,$$

но в то же время достаточно большим по сравнению с радиальным зазором ε :

$$x_{\max 1} \geq \frac{\varepsilon}{0,01...0,02},$$

чтобы обеспечить линейность статической характеристики регулирования расхода на достаточно большом интервале изменения x .

Выбирать $x_{\max 1}$ следует на основании указанных рекомендаций.

Максимальный ход золотника в общем случае выбирается по возможности меньшим.

Рекомендуется выбирать x_{\max} в пределах 1–2,5 мм, что обеспечивает требуемое быстродействие распределителя. Если полученное значение x_{\max} не соответствует рекомендуемому, то изменяется d_3 .

Минимальное положительное перекрытие Δ выбирают в зависимости от диаметра золотника d_3 (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Значения величины минимального перекрытия

d_3 , мм	6–10	10–25	25–40	40–50
Δ , мм	1–2	3	4–5	6

Также его можно рассчитать по эмпирической зависимости

$$\Delta \approx (0,1 \dots 0,3)d_3.$$

Длина рабочего пояска золотника определяется по выражению

$$h = t + 2\Delta,$$

где t – длина расточки в корпусе гидрораспределителя.

Длина расточки выбирается равной или большей диаметра внутренних каналов гидрораспределителя, т. е. $t \geq D_y$.

Расстояние между осями каналов рабочих отводов

$$l_k = h + t.$$

Величина конструктивного зазора ε_0 между золотником и корпусом гидрораспределителя (расточкой в корпусе) выбирается из

двух взаимно противоречивых требований: обеспечения минимальной величины силы трения при смещении золотника и обеспечения линейности характеристик, малых утечек и высокого КПД:

$$\varepsilon_0 = \frac{(d_0 - d_3)}{2},$$

где d_0 – внутренний диаметр отверстия (расточки) в корпусе.

Рекомендуемый конструктивный зазор в золотниковых гидро-распределителях должен составлять

$$\varepsilon_0 = \frac{d_3}{2,5}, \text{ мкм.}$$

Здесь d_3 подставляется в миллиметрах.

4. ВЫБОР И РАСЧЕТ ГИДРО- И ПНЕВМОЛИНИЙ ДЛЯ ОБЪЕМНЫХ ПРИВОДОВ

Выбор типа и материала трубопровода зависит от рабочего давления, температуры и агрессивности окружающей и рабочей среды, вида соединений труб, условий гибки и монтажа, массы и стоимости труб.

Трубопроводы бывают гибкие и жесткие. Необходимость применения гибких трубопроводов возникает в тех случаях, когда необходимо подвести рабочее тело к гидро- и пневмоустройствам, закрепленным на узлах и механизмах, имеющих относительное перемещение, или поочередно к различным потребителям от одного источника. Гибкие трубопроводы более удобны для монтажа, особенно в труднодоступных местах.

В качестве гибких трубопроводов применяются резинотканевые шланги, усиленные металлической оплеткой, металлические шланги. Для пневмосистем применяют трубки из синтетических материалов (полиэтилена, полихлорвинила и др.). Преимущества гибких трубопроводов из синтетических материалов: высокая стойкость против коррозии, небольшая стоимость, малая масса, удобство монтажа.

В качестве жестких трубопроводов применяются металлические трубы. Трубы из меди, медных и алюминиевых сплавов отличаются высокой гибкостью, не требуют специальных покрытий против коррозии, однако стоимость их высока. Применяются также трубы из углеродистых сталей, нержавеющей и легированных сталей. Трубы из углеродистых сталей необходимо предохранять от коррозии (покрытие медью, цинком и др.).

В зависимости от функционального назначения трубопроводы делят:

- 1) на напорные, в которых рабочая среда под давлением напора движется от источника к двигателю или управляющим устройствам;
- 2) сливные (выхлопные), по которым рабочая среда движется в гидробак (атмосферу);
- 3) дренажные, по которым отводятся утечки жидкости;
- 4) всасывающие, по которым рабочая жидкость или из бака, или из гидромотора движется к насосу.

Размер проходных сечений трубопроводов в значительной мере определяет качественные характеристики гидро- и пневмоприводов, особенно в части потерь давления, быстродействия и т. п.

Трубопроводы следует рассчитывать в следующей последовательности:

- 1) определить внутренний диаметр по заданному расходу и рекомендуемые скорости течения рабочей среды в трубопроводах гидро- и пневмоприводов;
- 2) определить потери давления по длине трубы и потери давления в местных сопротивлениях (гидравлический расчет привода);
- 3) произвести проверочный расчет на прочность.

Внутренний диаметр трубопровода определяется по формуле

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{д}}}{\pi v_{\text{д}}}},$$

где $Q_{\text{д}}$ – объемный расход рабочей среды;

$v_{\text{д}}$ – рекомендуемая допустимая скорость течения.

Для напорных трубопроводов гидроприводов допустимая скорость течения выбирается в зависимости от номинального давления жидкости $p_{\text{ном}}$.

$P_{\text{ном}}$, МПа	2,5	6,3	16	32	63	100
v_d , м/с	2,0	3,2	4,0	5,0	6,3	10

Для всасывающих трубопроводов $v_d = 0,5\text{--}1,5$ м/с. В сливных магистралях $v_d = 2,0\text{--}2,5$ м/с.

Для пневмомагистралей $v_d = 6\text{--}12$ м/с. В отдельных случаях скорость увеличивают до 15–20 м/с.

По величине d_b из справочника на трубопроводы соответствующей отрасли машиностроения подбирают ближайшее значение из нормального ряда условного прохода d_y . По величине d_y выбирают подходящие типоразмеры трубопроводов и арматуры (соединений и присоединений).

Гидро- и пневмоаппаратуру первоначально также выбирают по условному проходу d_y из каталогов-справочников на гидро- или пневмооборудование. Кроме того, ориентиром может служить номинальный расход $Q_{\text{ном}}$, рекомендуемый в технической характеристике аппарата.

При выборе скорости течения жидкости в трубопроводе руководствуются тем, что ее повышение приводит к увеличению сопротивления и соответственно потерь мощности, а снижение – к увеличению массы и размеров трубопроводов и арматуры. Поэтому цель гидравлического расчета привода – обеспечить минимальные массы и габаритные размеры трубопроводов и аппаратов при допустимых гидравлических потерях энергии. Возникающая на данном этапе проектирования оптимизационная задача решается методом последовательных приближений.

При первом приближении проходное сечение трубопроводов и аппаратов выбирают на основании рекомендуемых значений скорости течения рабочей среды. Далее рассчитывают суммарные гидравлические потери в трубопроводах и в аппаратах и сравнивают их с допустимыми.

Во втором приближении проходное сечение корректируют с проведенной оценкой первого варианта и вновь выполняют выбор трубопроводов и аппаратов и далее рассчитывают суммарные гидравличе-

ские потери давления. В большинстве случаев двух-трех приближений достаточно для решения поставленной оптимизационной задачи.

Суммарные потери давления в магистралях не должны превышать 5–10 % рабочего давления источника питания (насоса, компрессора или ресивера).

Для расчета гидравлических потерь давления жидкости удобно пользоваться объемным расходом. При течении воздуха в трубопроводах и аппаратах вследствие существенного изменения плотности необходимо применять массовый расход.

Объемные расходы рабочей среды в напорной Q_d и сливной (выхлопной) Q_c линиях объемного привода определяются по формулам

$$Q_d = \frac{A_p v_p}{\eta_{д.о}}; \quad Q_c = \frac{A_p \sigma_d v_p}{\eta_{д.о}},$$

где A_p – эффективная площадь поршня двигателя;

σ_d – коэффициент асимметрии полостей двигателя;

v_p – скорость движения поршня;

$\eta_{д.о}$ – объемный КПД двигателя.

Параметры A_p , σ_d и v_p определены в процессе энергетического расчета привода. Значение $\eta_{д.о}$ находится по данным каталога-справочника на гидро- и пневмооборудование.

Массовые расходы воздуха в напорной и выхлопной линиях пневмопривода определяются по выражениям

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

Плотности воздуха в напорной ρ_d и выхлопной ρ_c камерах определяются по уравнениям состояния идеальных газов

$$\rho_d = \frac{p_d}{RT_d}; \quad \rho_c = \frac{p_c}{RT_c}.$$

При изотермическом процессе течения воздуха в трубопроводах (наиболее распространенном) температура в камерах двигателя T_d

и T_c выравнивается и становится близкой температуре $T_{ат}$ окружающей среды, тогда можно принять $T_d = T_c = T_{ат}$.

При выборе трубопроводов по прочностным характеристикам следует исходить не только из величины передаваемого давления, но и из механического повреждения труб, условий гибки, конструкции соединений и т. д.

В основном применяются толстостенные трубопроводы, для которых отношение наружного диаметра трубы D к толщине стенки δ менее 16, т. е. $\frac{D}{\delta} < 16$.

В этом случае прочность прямых отрезков трубопроводов, нагруженных внутренним статическим давлением, может быть определена следующим образом.

Находится минимальное разрушающее давление в трубопроводе

$$P_p = \frac{\sigma_B \left(\frac{d}{\delta} + 1 \right)}{\frac{1}{2} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta} + 1},$$

где σ_B – временное сопротивление разрыву;

d – внутренний диаметр трубопровода.

Для тонкостенных трубопроводов ($\frac{D}{\delta} \geq 16$) минимальное разрушающее давление определяется по выражению

$$P_p = \frac{2\delta\sigma_B}{d}.$$

Зная минимальное разрушающее давление, находим рабочее давление

$$P_{раб} = \frac{P_p}{n_{п}},$$

где $n_{п}$ – запас прочности.

Запас прочности выбирают в зависимости от назначения трубопровода (обычно в пределах 3–6).

Полученные значения $p_{\text{раб}}$ сравнивают с максимальным значением давления рабочей среды в трубопроводе. Если $p_{\text{раб}} \leq p_{\text{max}}$, то трубопровод необходимо изменить, например, увеличить толщину стенки δ .

Выбрать трубопроводы по прочностным характеристикам можно также проведя их расчет на продольный разрыв.

Для расчета на продольный разрыв толстостенных трубопроводов ($\frac{D}{\delta} < 16$), в которых напряжение изменяется от максимального значения на внутренней стенке до минимального на наружной, применяют формулу Лямэ

$$\sigma_p = p_{\text{max}} \frac{D^2 + 2D\delta + 2\delta^2}{2\delta(D - \delta)} \leq [\sigma_p],$$

где p_{max} – максимальное давление рабочей среды;

$[\sigma_p]$ – допустимое напряжение материала трубопровода при растяжении (по окружности); принимается равным (0,3...0,35) σ_B временного сопротивления на разрыв материала трубопровода.

Расчет на продольный разрыв прямых тонкостенных трубопроводов, нагруженных внутренним статическим давлением, проводится по формуле

$$\sigma_p = \frac{p_{\text{max}} D}{2\delta} \leq [\sigma_p].$$

Толщину стенки с учетом возможного отклонения диаметра и толщины стенки вычисляют по выражению

$$\delta = \frac{p_{\text{max}} (D + m)}{2n [\sigma_p]},$$

где $m = 0,9$ – отклонение по диаметру трубопровода;

$n = 0,9$ – коэффициент, учитывающий отклонение по толщине стенки трубопровода.

Для расчета минимальной толщины стенки толстостенного трубопровода применяют формулу

$$\delta_{\min} = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_p + p_{\max}}{\sigma_p - p_{\max}}} - 1 \right).$$

5. ВЫБОР И РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

5.1. Классификация способов торможения гидро- и пневмоприводов

Для безударной остановки исполнительных механизмов машин, движущихся со значительной скоростью, необходимы тормозные устройства.

Все способы торможения гидроприводов можно подразделить на шесть групп в зависимости от того, какие характеристики гидропривода и где подвергаются искусственному изменению с целью вызвать торможение выходного звена двигателя.

К I группе относятся все способы, при которых торможение происходит вследствие изменения параметров потока жидкости на входе в систему, т. е. после дополнительного воздействия изменяется характеристика насосной установки.

Ко II группе относятся все способы, при которых торможение происходит из-за дополнительного изменения параметров потока в магистралях, например, при уменьшении сечения канала для прохода рабочей жидкости увеличивается гидравлическое сопротивление участка.

В III группу входят способы торможения, при которых изменяются эффективные площади поршня в полостях цилиндра.

К IV группе относятся способы, при которых торможение происходит вследствие изменения структуры (схемы) гидросистемы.

Группа V включает способы, при которых торможение происходит из-за преднамеренного увеличения внешней силы.

Группа VI охватывает все комбинированные способы торможения, когда одновременно используются способы, относящиеся к первым пяти группам. Так, при способе I и II одновременно изменяют характеристики насосной установки и гидромагистралей, при способе I и III – характеристику насосной установки и эффективные площади поршня в полостях гидроцилиндра и т. д.

Характер воздействия на какие-либо характеристики может быть двух видов: мгновенным и продолжительным. При мгновенном воздействии изменение характеристики происходит в столь короткий срок, что за этот период скорость поршня практически не изменится. При продолжительном воздействии скорости поршня до воздействия и после его окончания значительно отличаются друг от друга.

Характеристика изменяется вследствие перемещения подвижного элемента в тормозном устройстве. Подвижной элемент передвигается либо поршнем через передаточный механизм, либо специальным приводом, который имеет свой собственный закон движения, как, например, в распределителях с электроуправлением, гидроуправлением и т. д. Поэтому при длительном воздействии изменяемая характеристика будет дополнительно зависеть либо от перемещения поршня (торможение «по пути»), либо от времени (торможение «по времени»).

При продолжительном изменении характеристики легче обеспечить лучшее приближение к заданному закону, чем при мгновенном изменении, так как при продолжительном воздействии появляются дополнительные параметры, характеризующие привод тормозного устройства. Варьируя одновременно параметрами тормозного устройства и его привода, легче получить конструктивно осуществимые формы рабочих элементов и хорошее приближение к заданному закону движения.

Каждая группа способов торможения имеет свою специфику, которую следует учитывать для того, чтобы при выборе способа торможения получить лучшие результаты. При торможении гидроцилиндра кинетическая энергия движущихся масс расходуется на преодоление сил производственного сопротивления, трения, а также на выдавливание жидкости из сливной полости цилиндра. Давление жидкости, подводимой к напорной полости цилиндра от насоса, противодействует торможению и увеличивает количество энергии, которая должна быть поглощена при торможении. Действие тор-

мозных устройств может быть двояким: либо уменьшается количество энергии, подводимой жидкостью к поршню (группы I, III и II при включении тормозного устройства в напорную магистраль), либо увеличиваются силы сопротивления (группа II при включении тормозного устройства в сливную магистраль и группа V).

Тормозные устройства, применяемые для торможения рабочих органов и звеньев машин с пневмоприводами, весьма разнообразны (рис. 5.1).



Рис. 5.1. Классификация тормозных устройств

В зависимости от природы сил торможения различают механические, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные устройства.

Механические устройства подразделяются на пружинные, резиновые, эластомерные и фрикционные; гидравлические представля-

ют собой устройства дроссельного регулирования; пневматические могут быть напорными и вакуумными (применяются редко). К электрическим относятся электромагнитные индукционные и гистерезисные, а также порошковые тормозные устройства с сухим и жидким наполнителем фрикционного и дроссельного типов. Комбинированные устройства включают два или более типа перечисленных устройств (пневмогидравлические, пружинно-пневматические и др.). Большинство тормозных устройств являются комбинированными.

По виду силовой характеристики или по способу преобразования кинетической энергии подвижных масс различают:

1. Устройства, создающие упругие силы сопротивления

$$F_T = F_T(x)$$

и преобразующие кинетическую энергию преимущественно в потенциальную энергию упругих элементов (пружинные, резиновые, пружинно-пневматические и т. п.).

2. Устройства, создающие диссипативные силы сопротивления

$$F_T = F_T(x) \dot{x} \quad \text{или} \quad F_T = F_T(x)b(x),$$

где $b(x)$ – функция диссипации, зависящая от координаты x , поглощающие кинетическую энергию путем необратимого ее преобразования в тепловую (гидравлические, фрикционные) либо рассеивающие ее, например при истечении рабочего тела в атмосферу (пневматические буферы сжатия с одновременным истечением воздуха).

3. Устройства смешанного типа, создающие упругодиссипативные силы сопротивления $F_T = F_T(x, \dot{x})$, при этом имеет место частичное рассеивание кинематической энергии и частичное преобразование ее в потенциальную.

Большинство тормозных устройств относится к третьему типу.

По виду движения выходного звена тормозные устройства подразделяются на возвратно-поступательные и поворотные-вращательные.

По направлению силы сопротивления тормозные устройства бывают одностороннего и двустороннего действия. В первом случае тормозное усилие создается при движении их выходного звена в одну

сторону. Возврат в исходное положение осуществляется пружиной, сжатым воздухом и т. п.

В устройствах двустороннего действия торможение осуществляется при движении их выходного звена в обе стороны, а возвратные элементы отсутствуют.

В зависимости от конструктивного исполнения различают:

автономные или внешние тормозные устройства, оформленные в виде самостоятельного узла или механизма;

встроенные или внутренние тормозные устройства, обычно объединенные в единый конструктивный узел совместно с исполнительным двигателем.

По принципу действия тормозные устройства делятся на неуправляемые (пассивные) и управляемые (активные). К неуправляемым относятся тормозные устройства, сопротивление торможения которых зависит от протекающих физико-механических процессов и не подлежит управлению в процессе работы. В управляемых тормозных устройствах сопротивление торможению изменяется или по перед заданному закону, заложенному в их конструкцию, или формируется в процессе торможения в зависимости от параметров тормозимого объекта.

В гидро- и пневмоприводах наиболее часто встречаются автономные управляемые в функции пути тормозного устройства с заранее заложенной внутри программой изменения усилия торможения.

Ко всем тормозным устройствам предъявляются следующие основные требования:

обеспечение заданного закона торможения и ограничение ускорения торможения ниже некоторого заданного уровня;

безударный останов и фиксация подвижных элементов в точках позиционирования;

высокое быстродействие;

простота и компактность конструкции;

стабильность характеристик при изменении условий работы в определенных пределах;

малая чувствительность к изменению температуры, влажности, тормозимой массы, скорости и т. п.;

возможность настройки и доступность регулирования;

удобство осмотра и обслуживания;

низкая стоимость, минимальные габариты и масса.

5.2. Типовые схемы гидро- и пневмоприводов с тормозными дросселями

Выходное звено двухпозиционных приводов с целью обеспечения безударной остановки тормозят специальными дросселями, встраиваемыми демпферами и автономными гидроамортизаторами.

Тормозной дроссель 2 (рис. 5.2) представляет собой дросселирующий распределитель с механическим управлением от кулачка, движущегося вместе с выходным звеном (штоком) гидроцилиндра 1. Под воздействием кулачка запорно-регулирующий элемент перемещается и площадь проходного сечения дросселя уменьшается, благодаря этому возрастает давление жидкости, вытесняемой из рабочей камеры гидроцилиндра, и возникает тормозная сила. При реверсе гидроцилиндра рабочая жидкость попадает в камеру из распределителя 4 через обратный клапан 3, минуя дроссель 2. Такая схема гидропривода обеспечивает торможение по II способу.

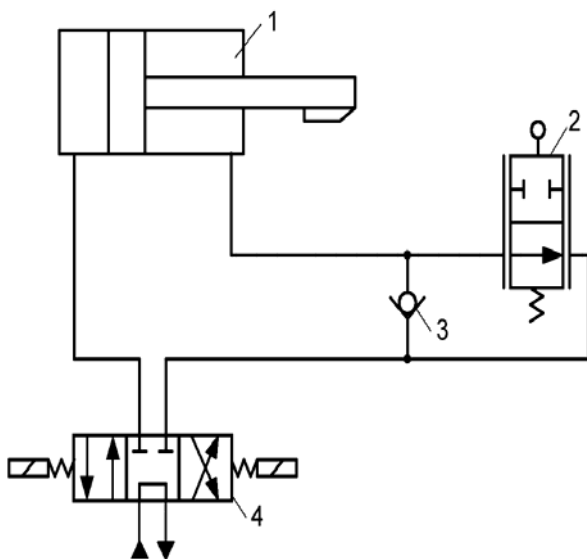


Рис. 5.2. Схема двухпозиционного гидропривода с тормозным дросселем

Способ торможения с помощью изменения схемы гидросистемы показан на рис. 5.3.

Быстрое переключение распределителей в гидроприводах, где движущиеся части имеют достаточно большой запас кинетической энергии, приводит к тому, что схема системы изменится, а поршень будет двигаться по инерции столько времени, сколько необходимо, чтобы израсходовать излишек кинетической энергии. Рассмотрим реверс гидропривода, схема которого изображена на рис. 5.3, *а*. Пусть распределитель *1* находится в положении, при котором бесштоковая полость соединена со сливом, а поршень цилиндра *2* движется влево с установившейся скоростью. Если быстро переключить распределитель в положение, показанное на рис. 5.3, *б*, то обе полости окажутся соединенными с насосом. Но поршень, двигаясь по инерции влево, будет вытеснять жидкость из бесштоковой полости. Давление в указанной полости превысит давление у насоса и в штоковой полости, а излишек жидкости через переливной клапан будет сливаться в бак.

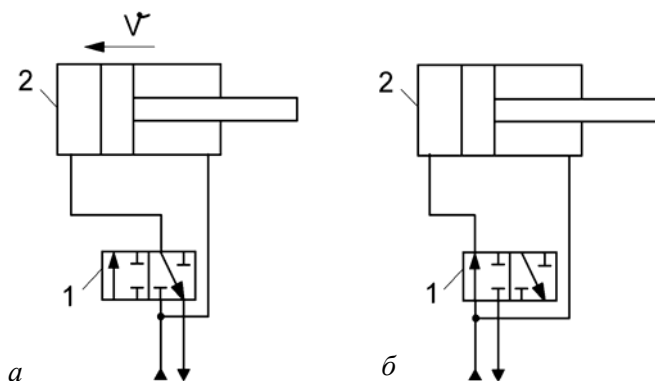


Рис. 5.3. Схема гидропривода с дифференциальным включением гидроцилиндра

Поскольку сила сопротивления, действующая на поршень в бесштоковой полости со стороны жидкости, больше движущей силы, действующей со стороны жидкости на поршень в штоковой полости, поршень будет тормозиться. По мере уменьшения скорости v поршня давление в бесштоковой полости будет уменьшаться. При $v = 0$ давления в полостях сравниваются с давлением настройки переливного клапана. Но из-за того, что эффективная площадь поршня

в бесштоковой полости больше, чем в штоковой, поршень начнет разгоняться в правую сторону.

При медленном переключении золотника сначала будут уменьшаться окна распределителя, через которые происходит слив из бесштоковой полости. На этом участке хода золотника осуществляется торможение по II способу. Далее способ торможения определит момент начала открытия окон, соединяющих бесштоковую полость с насосом. Если это окно (второе) начинает открываться после остановки поршня и при закрытом первом окне, соединяющем бесштоковую полость со сливом, то изменения способа торможения не произойдет. Если второе окно начнет открываться до закрытия первого окна, то торможение должно быть отнесено к способу, представляющему собой комбинацию II и IV способов.

Обеспечить останов выходного звена гидроцилиндра возможно мгновенным изменением эффективной площади поршня (рис. 5.4).

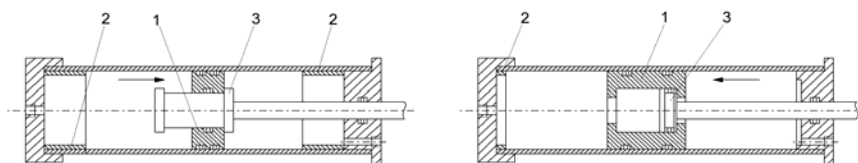


Рис. 5.4. Гидроцилиндры с двойным поршнем

Кольцевой поршень 1, достигнув втулки 2, останавливается. Далее движется только шток с внутренним поршнем 3, эффективные площади которого меньше суммарных площадей обоих поршней. Одновременно уменьшаются расходы в магистралях, а давление на входе в систему увеличивается согласно характеристике насосной установки. Торможение произойдет в том случае, когда эффект от сокращения площади превысит эффект от увеличения давления. В противном случае вместо торможения может начаться разгон. Поэтому этот способ применим при больших нагрузках и неприменим при дифференциальном включении цилиндра, при котором после остановки кольцевого поршня площади не изменятся.

Таким образом, при этом способе торможение происходит из-за уменьшения силы, действующей на поршень от жидкости, но энергия, потребляемая насосом, не уменьшается.

Особенность этой группы – уменьшение расходов после отключения поршня, из-за чего гидравлические характеристики магистралей становятся более пологими, а характеристика насосной установки также приблизится к горизонтали. Поэтому при нагрузках, близких к постоянным, ускорение при торможении будет близко к постоянному. Но при таких способах трудно, а иногда невозможно осуществить закон, при котором в начальный момент торможения будет получено ускорение с заданным модулем, а в конце торможения модуль ускорения уменьшится до нуля.

Пример схемы пневмопривода с двухступенчатым (двухкаскадным) тормозным устройством показан на рис. 5.5.

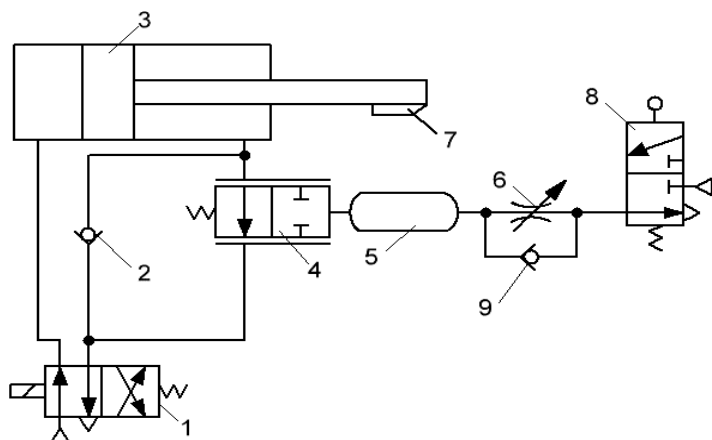


Рис. 5.5. Схема пневмопривода с тормозными устройствами

Первую ступень составляет малогабаритный управляющий пневмораспределитель (пневмопереключатель) 8, подвижный элемент которого контактирует с кулачком 7. Вторая ступень устройства содержит тормозной дроссель 4, обратный клапан 2, регулируемый дроссель 6 с обратным клапаном 9 и пневмоемкость 5. Дроссель 4 управляется пневматическим сигналом от пневмораспределителя 8. Время срабатывания дросселя 4 можно регулировать дросселем 6.

Применение двухступенчатого тормозного устройства позволяет уменьшить поперечную нагрузку на шток пневмоцилиндра 3 при взаимодействии кулачка 7 с пневмораспределителем 8. Для реверса пневмоцилиндра предусмотрен распределитель 1.

Применение в гидро- и пневмоприводах встроенных демпферов (рис. 5.6) дает определенный выигрыш в насосе и габаритных размерах по сравнению с другими тормозными устройствами.

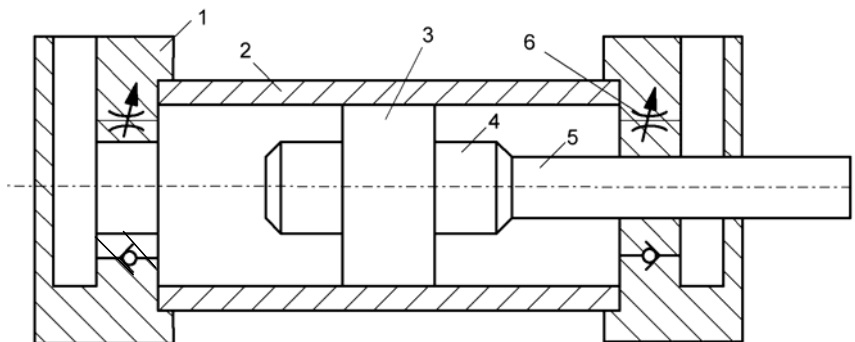


Рис. 5.6. Схема объемного двигателя поступательного движения с демпфирующими устройствами

Принцип действия демпфера состоит в том, что в зоне торможения втулка 4 на штоке 5 перекрывает свободный выход рабочей среды из камеры двигателя в трубопровод.

Настройкой дросселей 6, расположенных в крышках 1, обеспечивается противодействие в камере двигателя для торможения штока 5 в конце хода поршня 3.

Крышки 1 герметично соединены с цилиндром 2. Недостаток демпфера – неизменность площади проходного сечения дросселя 6 в период торможения выходного звена, что приводит к переменной силе торможения и значительной конечной скорости. Если в демпфере вместо дросселя установить клапан, то эффективность его значительно повышается.

Во многих случаях двухпозиционные приводы целесообразно тормозить автономными гидроамортизаторами. Гидроамортизатор состоит из корпуса с жидкостью, поршня со штоком и гильзы с дросселирующими отверстиями. Такие гидроамортизаторы применяются в автоматических манипуляторах, литейных машинах, станках и автоматических линиях.

5.3. Конструкция и принцип действия гидравлических и пневматических тормозных устройств

Наиболее широкое применение для гашения скорости и амортизации удара движущихся масс в конце хода, в том числе и для гашения скорости пневмоприводов машин и другого оборудования с позиционированием по упорам, нашли автономные гидравлические тормозные устройства, называемые также гидробуферами, гидродемпферами или гидроамортизаторами.

Эти устройства (рис. 5.7) обычно состоят из гидроцилиндра 1 (с поршнем и одно- или двухсторонним штоком), заполненного какой-либо жидкостью. При перемещении штока вдоль оси x поршень через дроссельную систему 2 вытесняет жидкость из рабочей полости гидроцилиндра во вспомогательную камеру компенсатора 3 (рис. 5.7, а) или в полость гидроцилиндра за поршнем (рис. 5.7, б). В последнем случае компенсатор 3 и обратный клапан 4 предназначены для восполнения утечек жидкости из полостей гидроцилиндра.

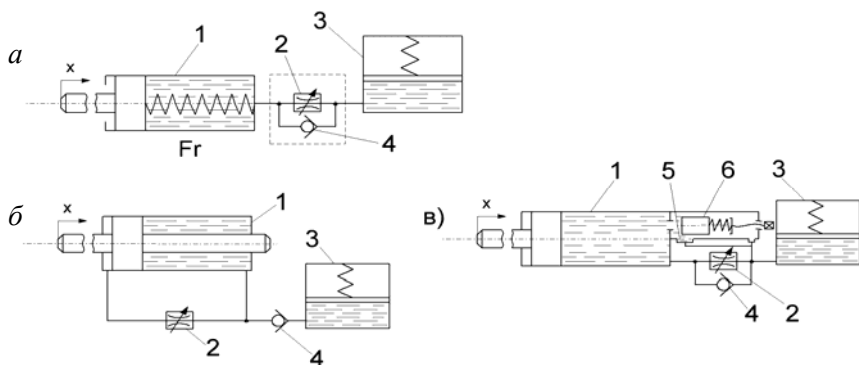


Рис. 5.7. Принципиальные схемы гидравлических тормозных устройств: а – одностороннего типа; б – двустороннего типа; в – с клапаном давления

Дроссельная система состоит из каналов, содержащих участки (дроссели) с проходными сечениями, площадь которых намного меньше площади поршня. Поэтому при движении последнего жидкость сжимается, а скорость ее истечения через каналы дросселя значительно выше, чем скорость самого поршня. Вследствие повышения давления в рабочей полости при сжатии жидкости появляется сила

торможения поршня, обусловленная гидравлическим сопротивлением. Для ограничения давления в рабочей полости независимо от скорости движения поршня в некоторых гидравлических тормозных устройствах используют автоматические клапаны прямого действия (рис. 5.7, в), в которых проходное сечение 5 между подпружиненным затвором или золотником 6 и гильзой зависит от давления в рабочей камере.

Основным отличием гидравлических устройств от упругих является явно выраженный диссипативный характер их силы торможения, состоящий в поглощении, т. е. необратимом преобразовании механической энергии тормозных масс в другие виды энергии и прежде всего в тепловую с последующим ее рассеиванием в окружающую среду. Благодаря этому свойству можно обеспечить достаточно большую силу сопротивления на рабочем ходу при незначительной силе упругого сопротивления, обусловленного сжимаемостью жидкости, податливостью элементов конструкции и силами упругих возвратных элементов (пружин, сальфонов и т. п.).

Потеря кинетической энергии в гидравлических устройствах обусловлена потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений. Соответствующим управлением гидравлическими сопротивлениями не трудно обеспечить требуемое изменение силы торможения и тем самым – заданный закон торможения.

Учитывая только силу гидравлического сопротивления, характеристику гидравлического тормозного устройства в общем виде можно представить зависимостью

$$F_{\Gamma} = F_{\Gamma}(x, \dot{x}) = b(x)\dot{x}^m, \quad (5.1)$$

где $b(x)$ – функция рассеивания, отражающая зависимость характеристики от перемещения поршня;

m – степень зависимости силы торможения от скорости движения поршня.

Функция рассеивания гидравлического устройства также может зависеть от времени, давления жидкости в рабочей полости или от других параметров, характеризующих работу тормозных механизмов. В зависимости от вида функции рассеивания гидравлические

устройства могут быть нерегулируемыми ($b(x) = b_0 = \text{const}$) и регулируемыми в функции пути $b = b(x)$, времени ($b = b(t)$), давления ($b = b(p)$) и комбинированными: $b = b(x, p)$ или $b = b(x, t)$. В нерегулируемых устройствах применяют постоянные или настраиваемые вручную дроссели, а в регулируемых – переменные дроссели, гидравлическое сопротивление которых меняется согласно выбранному параметру регулирования.

Наибольшее распространение ввиду простоты реализации и компактности конструкции получили автономные устройства с регулируемой в функции пути силой торможения. В зависимости от значения степени m характеристика (5.1) может быть линейной ($m = 1$), жесткой ($m > 1$) и мягкой ($m < 1$). Линейная зависимость

$$F_r = b\dot{x}$$

имеет место, в частности, при ламинарном течении вязкой жидкости в каналах дросселя, представляющих собой цилиндрические капилляры или узкие, достаточно длинные щели. В дросселях с короткими каналами сложного профиля течение турбулентное, а характеристика (5.1) зависит от квадрата скорости движения поршня ($m = 1$). Мягкая характеристика может быть получена при помощи разгрузочных клапанов, которые ограничивают давление на скоростях поршня, превышающих заданные пределы (см. рис. 5.7, в).

Все гидравлические тормозные устройства обратимы, т. е. тормозное усилие возникает при относительном перемещении их поршня и цилиндра. В зависимости от конструктивного решения они могут быть одностороннего (см. рис. 5.7, а) и двустороннего действия (см. рис. 5.7, б). В односторонних устройствах возврат поршня в исходное положение происходит под действием сил упругости сжатых пружин либо под действием давления воздуха, подводимого к компенсационной полости или сжимаемого в ней на рабочем ходу.

Конструкцию и принцип работы гидравлического устройства со встроенным переменным дросселем, регулируемым в функции пути, рассмотрим на примере типовой схемы, показанной на рис. 5.8.

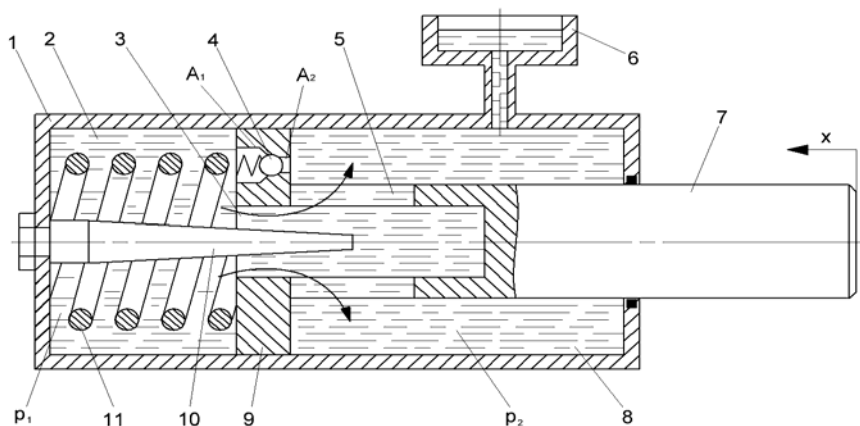


Рис. 5.8. Типовая схема регулируемого гидравлического тормозного устройства со встроеным переменным дросселем

Оно состоит из гидроцилиндра 1 с поршнем 9 и штоком 7, возвратной пружины 11, профилированной иглы 10, неподвижно закрепленной в крышке гидроцилиндра, и компенсатора 6. Полости 2 и 8 гидроцилиндра и компенсатора заполняются жидкостью.

В поршне имеются обратный клапан 4 и осевое отверстие 3, свободно сообщающееся с полостью 8 через окна 5 в штоке. Полость 8 свободно сообщается с компенсатором 6. Наружная поверхность иглы, входящей в отверстие 3, образует с его острой кромкой кольцевое дросселирующее окно, площадь проходного сечения которого зависит от положения поршня. Закон изменения площади проходного сечения дросселя определяется продольным профилем иглы.

При перемещении штока в направлении оси x сжимается возвратная пружина, поршень перемещается влево, а игла входит в осевое отверстие, плавно изменяя площадь дросселирующего окна. Жидкость, находящаяся в полости 2, перетекает (по направлению стрелок) через дросселирующее окно и далее через окна 5 в полость 8, а избыток жидкости – в компенсатор 6. Вследствие потери давления

$$p_{\Gamma} = p_1 - p_2$$

при дросселировании жидкости возникает сила сопротивления движению поршня, обуславливающая эффект торможения.

Составляющая силы торможения F_r , зависящая от потерь давления на преодоление гидравлического сопротивления дросселя, определяется зависимостью

$$F_r = A_1 p_1 - A_2 p_2,$$

где A_1 и A_2 – эффективные площади поршня (см. рис. 5.8);

p_1, p_2 – давления в полостях 2 и 8 соответственно.

Давление p_1 , а следовательно, и перепад давления на дросселе, зависят от его гидравлической и геометрической характеристик, т. е. от расхода через него и от изменения площади его проходного сечения по ходу поршня. Придавая игле различную продольную форму, принципиально можно получать любые характеристики. При возвращении поршня в исходное положение под действием пружины жидкость заполняет полость 2 через обратный клапан 4 и частично через дроссельное окно 3.

Широкое использование гидравлических тормозных устройств объясняется рядом их преимуществ по сравнению с другими устройствами, а именно:

проще осуществляются регулирование и настройка сил сопротивления, что позволяет реализовать любой заданный закон торможения;

компактность конструкции, высокая энергоемкость, незначительное накопление потенциальной энергии и, следовательно, небольшая сила отдачи;

малая чувствительность к изменению масс, скоростей и движущихся сил тормозных объектов;

большая долговечность.

К недостаткам гидравлических тормозных устройств относят:

высокие требования к уплотнениям перемещающихся частей;

наличие утечек рабочей жидкости и необходимость их восполнения;

нестабильность характеристик с изменением температуры рабочей жидкости;

сложность конструкции некоторых типов тормозных устройств;

высокие требования к чистоте поверхностей и точности изготовления элементов дроссельных пар.

Основные требования, предъявляемые к гидравлическим устройствам на этапе проектирования, сводятся к устранению или уменьшению влияния отмеченных недостатков. Кроме того, необходимо обеспечить возможность поднастройки характеристик и реализацию заданного или близкого к нему закона торможения, включая плавный переход на режим торможения и безударный останов в конце хода.

Простейшее автономное пневматическое тормозное устройство представляет собой односторонний пневмоцилиндр, в рабочей полости которого при движении поршня создается давление воздуха, определяющее силу торможения. По принципу работы пневматические тормозные устройства могут быть двух типов. Одни работают с постоянной массой заключенного в полости цилиндра воздуха на принципе его сжатия в течение рабочего хода и последующего расширения, т. е. без истечения воздуха из рабочей полости. В таких устройствах сжатый воздух обладает явно выраженными упругими свойствами, аналогичными свойствам пружин, причем запас кинетической энергии движущихся масс и избыточная работа движущихся сил, возникающая вследствие уменьшения их скорости при торможении, переходят в запас потенциальной энергии воздуха при сжатии.

Другие пневматические устройства работают по принципу сжатия (с некоторого начального давления), сопровождающегося истечением воздуха из рабочей полости. В подобных устройствах накопленная в процессе сжатия воздуха потенциальная энергия в процессе истечения частично или полностью рассеивается.

В зависимости от того, связана или не связана рабочая полость с источником сжатого воздуха, пневматические тормозные устройства классифицируются на устройства без подпитки, в которых сжатие воздуха начинается с атмосферного давления (рис. 5.9, *а*), и устройства с подпиткой, в рабочие полости которых различным образом подается воздух под давлением (рис. 5.9, *б* и *в*).

Для возврата поршня *1* в исходное положение при истечении или отсутствии подпитки предусматриваются возвратная пружина *5* и обратный клапан *3*. При подпитке через регулятор давления *6* (см. рис. 5.9, *б*) в рабочей полости пневмоцилиндра *2* создается начальное давление, которое также обеспечивает возврат поршня в исходное положение.

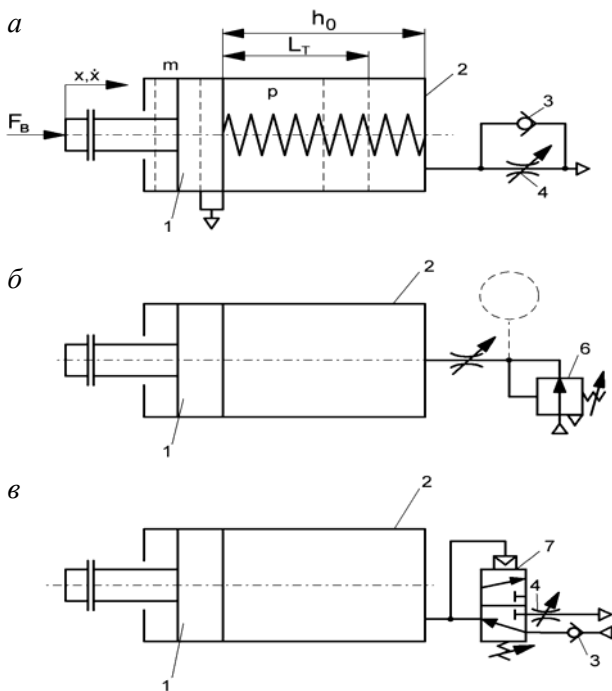


Рис. 5.9. Принципиальные схемы пневматических тормозных устройств:
а – без подпитки; *б* и *в* – с подпиткой

Регулирование давления может осуществляться двухпозиционным трехлинейным пневмоклапаном 7 с пневматическим управлением (см. рис. 5.9, *в*). В исходном положении давление в рабочей камере равно давлению воздуха подпитки, подаваемого через обратный клапан. При сжатии давление в полости возрастает выше давления подпитки и обратный клапан закрывается. Как только давление достигает уровня настройки клапана, последний переключается и через дроссель 4 связывает тормозную полость с атмосферой. Настройкой дросселя можно добиться поддержания давления в тормозной полости на уровне, близком к давлению переключения клапана. Поскольку ускорение при торможении некоторой массы приблизительно пропорционально силе торможения или давлению в рабочей полости, то, ограничивая давление, тем самым ограничивают и ускорение поршня.

Недостатками пневматических устройств с подпиткой являются: сложность коммуникаций;

скачок силы сопротивления в начале торможения, вызывающий резкое изменение ускорения;

большая сила отдачи, уменьшающая замыкающее усилие при установке тормозимого звена на упор;

трудности сброса давления в конце хода и малое рассеивание энергии.

От указанных недостатков свободны комбинированные пружинно-пневматические тормозные устройства без подпитки (рис. 5.10), которые на начальном участке хода работают без истечения. По достижении заданного уровня давления в рабочей камере или по прохождении поршнем определенного пути начинается истечение и дросселирование сжатого в камере воздуха в атмосферу, чем ограничивается его давление. В тормозном устройстве (рис. 5.10, а) для задания и поддержания уровня давления в тормозной полости пневмоцилиндра встроены клапан прямого действия, усилие прижатия которого настраивается винтом.

В конце хода поршень воздействует на шток затвора, обеспечивая ускоренное истечение (сброс) воздуха из тормозной полости, что снижает силу отдачи и препятствует отскоку поршня в конце хода. Возврат поршня в исходное положение осуществляется пружиной. Регулирование длины участка сброса давления в конце хода возможно за счет изменения длины штока затвора клапана.

Для сброса давления в схеме, показанной на рис. 5.10, б, предусмотрен обходной канал с настраиваемым дросселем. После открытия задним торцом поршня канала тормозная (поршневая) полость соединяется с атмосферой через штоковую полость пневмоцилиндра. Интенсивность истечения и плавность подхода поршня к крайнему положению регулируются дросселем.

В тормозном устройстве (рис. 5.10, в) для воспроизведения заданного закона изменения давления на поршне соосно укреплен профилированный тормозной стержень, перемещающийся в цилиндрическую расточку крышки пневмоцилиндра, образуя с ней дроссель переменного проходного сечения. На начальном участке тормозного пути стержень полностью закрывает выхлопной канал. Воздух в полости оказывается запертым, и его давление возрастает.

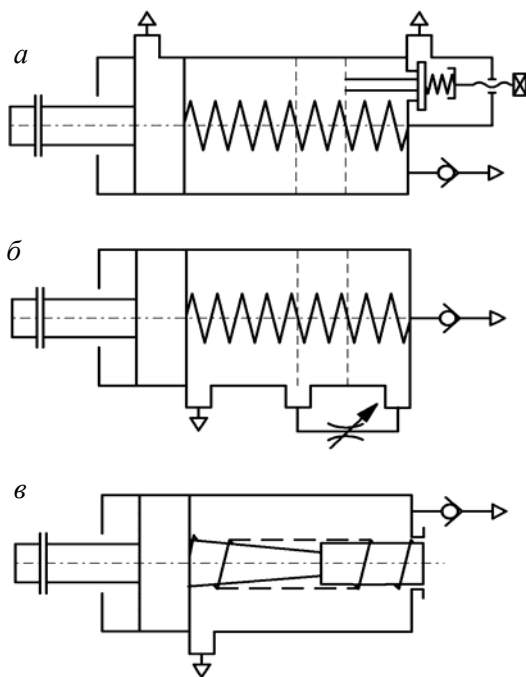


Рис. 5.10. Принципиальные схемы пневматических тормозных устройств со сбросом воздуха в конце хода через клапан (а), обходной канал (б) и дроссель (в)

На втором этапе, в соответствии с заданным законом изменения тормозного усилия, регулируется степень открытия выхлопного канала. При оптимальном по быстродействию торможении с ограниченным ускорением (давлением) в момент перехода от первого участка ко второму выхлопной канал открывается скачком, а далее следует плавное уменьшение площади проходного сечения вплоть до полного перекрытия в конце тормозного пути.

Наиболее существенным недостатком, ограничивающим широкое применение этих устройств, является крайне ограниченная возможность поднастройки при изменении параметров движения и нагрузки.

Обратные клапаны, через которые атмосферный воздух поступает в поршневую полость при возвращении поршня в исходное положение, в большинстве конструкций встроены в поршень. Для окончательного заполнения рабочей полости воздухом до атмосферного

давления в цилиндре предусмотрено отверстие, соединяющее эту полость с атмосферой в исходном положении поршня.

Конструктивная схема тормозного устройства без подпитки показана на рис. 5.11.

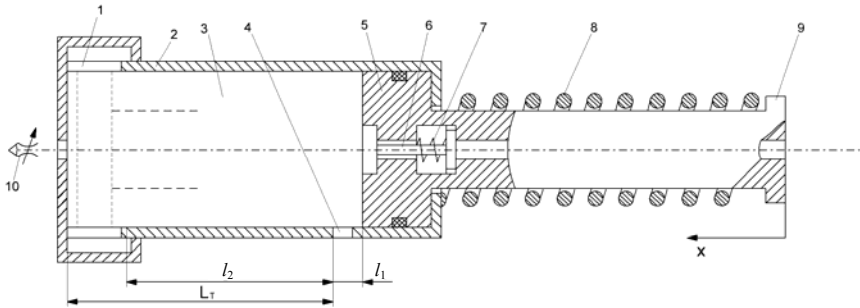


Рис. 5.11. Конструктивная схема пневматического устройства со сбросом воздуха в конце хода

При перемещении поршня 5 по оси x на пути l_1 сжимается только пружина 8. Воздух, находящийся в полости 3 цилиндра 2, сопротивления практически не оказывает, так как отверстие 4 открыто. При дальнейшем движении в полости 3 отсекается объем воздуха $A_{\text{п}}L_{\text{т}}$ ($A_{\text{п}}$ – площадь поршня), который сжимается движущимся влево поршнем. Давлением воздуха и пружиной 7 клапан 6 прижимается к седлу и препятствует выходу воздуха через центральное отверстие штока 9 в атмосферу.

Таким образом, при движении поршня влево на протяжении длины l_2 воздух сжимается, благодаря чему на штоке создается тормозное усилие. Для предотвращения отскока в конце хода в цилиндре выполнены перепускные окна 1, через которые сжатый воздух из тормозной полости проходит в штоковую полость, связанную с атмосферой. При этом давление резко падает и поршень опускается на крышку цилиндра, являющуюся упором. Сопротивление в конце хода определяется силой упругости пружины 8.

При возвратном движении поршня под действием пружины в результате образующегося вакуума клапан 6 открывается и атмосферный воздух через канал в штоке заполняет полость 3. После захода

поршня за отверстие 4 воздух из атмосферы интенсивно заполняет полость 3. Для подстройки силы торможения в крышке может быть встроен регулируемый дроссель 10, показанный схематично.

5.4. Основные зависимости для расчета тормозных устройств гидро- и пневмоприводов

Исходными данными при расчете и выборе тормозных устройств служат приведенная к выходному звену масса m_B движущихся частей, скорость v_T в начале торможения, допустимые значения тормозного пути L_T и давления p_K в камере вытеснения объемного двигателя. Для вывода расчетных формул воспользуемся 2-м законом Ньютона в виде

$$\frac{d}{dt}(m_B v_d) = -F_T,$$

где v_d – скорость движения выходного звена;

F_T – результирующая сила на выходном звене в период торможения.

Для упрощения аналитических выражений введем переменную величину L , отражающую перемещение выходного звена от начальной координаты торможения y_T . При этом

$$L = y_d - y_T;$$

$$v_d = \frac{dL}{dt},$$

где y_d – координата положения выходного звена привода.

Приняв $m_B = \text{const}$, получим

$$\frac{d}{dt}(m_B v_d) = m_B \frac{dv_d}{dt} = m_B \frac{dv_d}{dL} \frac{dL}{dt} = m_B \frac{dv_d}{dL} v_d.$$

Исходное дифференциальное уравнение движения выходного звена в период торможения принимает удобный для интегрирования вид:

$$m_B v_d dv_d = -F_T dL.$$

Проведем интегрирование от v_T до v_d и от 0 до L . Получим

$$\frac{m_B (v_T^2 - v_d^2)}{2} = \int_0^L F_T dL. \quad (5.2)$$

В конце процесса торможения $v_d = 0$ и $L = L_T$, следовательно,

$$\frac{m_B v_T^2}{2} = \int_0^{L_T} F_T dL. \quad (5.3)$$

Левая часть уравнения (5.3) представляет собой полную кинетическую энергию движущихся частей в начале процесса торможения, правая – работу результирующей тормозной силы F_T . Зависимость $F_T = \Phi(L)$ отражает закономерность процесса торможения. Идеализированные графики силовой тормозной функции $F_T = \Phi(L)$ показаны на рис. 5.12.

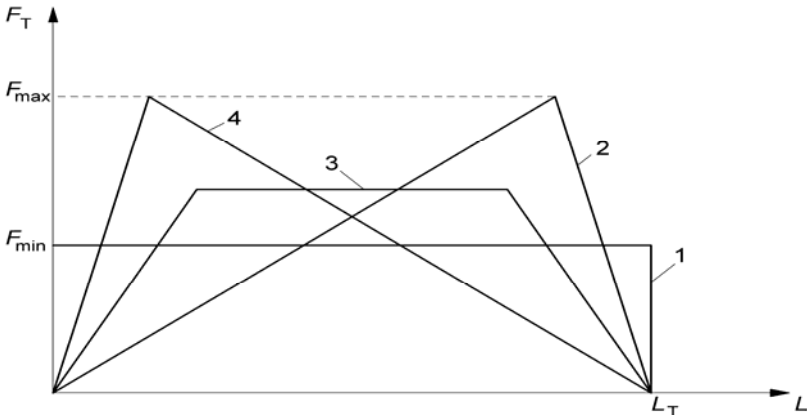


Рис. 5.12. Идеализированные графики силовой тормозной функции $F_T = \Phi(L)$

При одинаковых величинах L_T и $\frac{m_B v_T^2}{2}$ фигуры на рис. 5.12

должны в соответствии с выражением (5.3) быть равновеликими по площади. Следовательно, минимальное значение тормозной силы F_{\min} будет при прямоугольном графике 1 функции $F_T = \Phi(L)$, максимальное F_{\max} – при треугольном 2 или 4 и среднее – при трапециевидальном 3. На основании выражения (5.3) и известных формул площадей фигур имеем

$$F_{\min} = \frac{m_B v_T^2}{2L_T};$$

$$F_{\max} = \frac{m_B v_T^2}{L_T}.$$

Диапазон возможных значений результирующей тормозной силы

$$F_{\min} \leq F_T \leq F_{\max}.$$

Общее выражение для результирующей силы торможения F_T обычно содержит суммарную статическую силу F_c от внешнего воздействия на выходное звено и суммарную силу F_d от воздействия рабочей среды в камерах объемного двигателя с учетом внутренних сил трения, т. е.

$$F_T = F_c - F_d,$$

где

$$F_d = A_d (p_d - \sigma_d p_k) \eta_{д.м}.$$

По условиям процесса торможения

$$p_d = p_{ном} \eta_{г.а}.$$

Тогда общее выражение результирующей силы торможения

$$F_T = F_c - A_d (p_{\text{ном}} \eta_{\text{г.а}} - \sigma_d p_k) \eta_{\text{д.м}},$$

где A_d – площадь поршня двигателя;

$p_{\text{ном}}$ – номинальное давление рабочей среды;

$\eta_{\text{г.а}}$ – гидравлический КПД аппаратов и гидролиний;

σ_d – соотношение эффективных площадей в камерах объемного двигателя (коэффициент асимметрии);

p_k – давление в камере противодействия (камере торможения);

$\eta_{\text{д.м}}$ – механический КПД объемного двигателя, работающего при торможении в режиме насоса.

Уравнение объемного расхода жидкости через дросселирующее отверстие тормозного устройства можно записать в виде

$$A_d \sigma_d \eta_{\text{д.о}} v_d = A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_k - p_c)}, \quad (5.4)$$

где $\eta_{\text{д.о}}$ – объемный КПД двигателя;

A_3 – эффективная площадь проходного сечения дросселирующего отверстия;

ρ – плотность рабочей жидкости;

p_c – давление в сливной линии привода.

Давление p_k в камере вытеснения при запирании и сжатии газов можно приближенно определить по уравнению адиабатного процесса объемной деформации идеальных газов:

$$p_k (V_{\text{то}} - \sigma_d A_d L)^k = p_c V_{\text{то}}^k,$$

где $V_{\text{то}}$ – начальный объем тормозной камеры пневмодвигателя;

k – показатель адиабатного процесса (для воздуха $k = 1,4$);

p_c – начальное давление в камере торможения, соответствующее давлению в выхлопной линии привода.

Таким образом получены исходные зависимости для расчета тормозных устройств гидро- и пневмоприводов.

5.5. Выбор параметров основных типов тормозных устройств

5.5.1. Расчет встроенного демпфера

Наиболее простой вариант тормозного устройства в виде гидравлического демпфера с дросселем постоянного проходного сечения имеет тормозную функцию $F_T = \Phi(L)$, близкую к треугольному графику 1 (рис. 5.13).

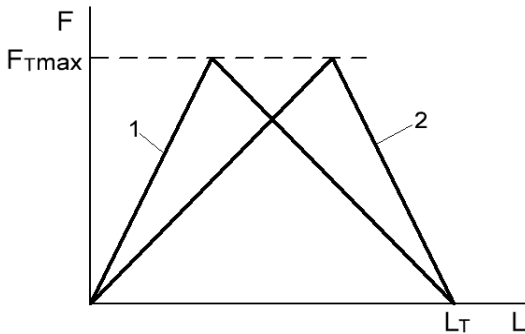


Рис. 5.13. Треугольный график

Вследствие малой сжимаемости жидкости это приводит к чрезмерному резкому возрастанию давления p_K в камере торможения в начале процесса торможения. Величину p_{Kmax} можно найти из уравнения для результирующей силы торможения

$$F_T = F_c - A_d (p_{ном} \eta_{Г.а} - \sigma_d p_K) \eta_{д.м},$$

подставив в нее

$$F_T = F_{max} = \frac{m_B v_T^2}{L_T},$$

т. е.

$$A_d (p_{ном} \eta_{Г.а} - \sigma_d p_K) = \frac{F_c - F_{max}}{\eta_{д.м}};$$

$$A_d \sigma_d p_k = A_d p_{\text{НОМ}} \eta_{\Gamma.a} + \frac{F_{\text{max}} - F_c}{\eta_{\text{д.м}}},$$

откуда

$$p_{k \text{ max}} = \frac{p_{\text{НОМ}} \eta_{\Gamma.a}}{\sigma_d} + \frac{F_{\text{max}} - F_c}{A_d \sigma_d \eta_{\text{д.м}}}. \quad (5.5)$$

Уравнение (5.5) справедливо для определения максимального давления в камере торможения как рабочей жидкости, так и газов, поэтому для торможения гидроцилиндров целесообразно применять демпфер с клапаном, настроенным на постоянное давление.

При этом давление настройки клапана, равное p_k , находят из уравнения для силы F_T с подстановкой

$$F_T = F_{\text{min}} = \frac{m v_T^2}{2L_T};$$

$$F_{\text{min}} = F_c - A_d (p_{\text{НОМ}} \eta_{\Gamma.a} - \sigma_d p_k) \eta_{\text{д.м}};$$

$$\frac{(F_{\text{min}} - F_c)}{\eta_{\text{д.м}}} = A_d \sigma_d p_k - A_d p_{\text{НОМ}} \eta_{\Gamma.a}.$$

Тогда

$$p_k = \frac{p_{\text{НОМ}} \eta_{\Gamma.a}}{\sigma_d} + \frac{F_{\text{min}} - F_c}{A_d \sigma_d \eta_{\text{д.м}}}.$$

При торможении пневмоцилиндра встроенным демпфером с дросселем зависимость $F_T = \Phi(L)$ близка к графику 2 (см. рис. 5.13). Требуемое для эффективного торможения максимальное давление газов находят по уравнению (5.5). Действительное давление в камере вытеснения пневмоцилиндра при запирации и сжатии газов приближенно оценивают при $L = 0,75L_T$ по уравнению

$$p_{k.c} = \frac{p_c V_{\text{ТО}}^k}{(V_{\text{ТО}} - 0,75 \sigma_d A_d L_T)^k}.$$

Если давление $p_{к.с}$ газов в занятой камере пневмоцилиндра не достигает требуемого значения $p_{к.маx}$, то применить встроенный демпфер не эффективно. В этом случае для торможения пневмодвигателя необходимо использовать гидравлическое тормозное устройство.

5.5.2. Расчет тормозного дросселя

Рассмотрим вариант торможения гидродвигателя тормозным дросселем и нажимным кулачком. Такое тормозное устройство позволяет обеспечить наиболее благоприятный прямоугольный график зависимости $F_T = \Phi(L)$. При этом зависимость скорости двигателя выходного звена от пути находят по выражению (5.2). При подстановке $F_T = F_{min}$ имеем

$$\frac{m_B (v_T^2 - v_d^2)}{2} = \int_0^L \frac{m_B v_T^2}{2L_T} dL$$

или

$$v_T^2 - v_d^2 = v_T^2 \frac{L}{L_T};$$

$$v_d^2 = v_T^2 \left(1 - \frac{L}{L_T} \right).$$

Откуда

$$v_d = v_T \sqrt{1 - \frac{L}{L_T}}. \quad (5.6)$$

Путем подстановки уравнения (5.6) в уравнение (5.4) получим

$$\sigma_d A_d \eta_{д.о} v_T \sqrt{1 - \frac{L}{L_T}} = A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_k - p_c)},$$

откуда эффективная площадь A_3 проходного сечения дросселя от перемещения L выходного звена

$$A_3 = \frac{\sigma_d A_d \eta_{д.о} v_T}{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_k - p_c)}} \sqrt{1 - \frac{L}{L_T}} = A_{эп} \sqrt{1 - \frac{L}{L_T}}, \quad (5.7)$$

где $A_{эп}$ – полная эффективная площадь проходного сечения тормозного дросселя в начальный момент процесса торможения:

$$A_{эп} = \frac{\sigma_d A_d \eta_{д.о} v_T}{\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_k - p_c)}}.$$

Уравнение (5.7) свидетельствует о том, что для обеспечения постоянной результирующей силы торможения $F_T = F_{\min}$ эффективная площадь A_3 проходного сечения тормозного дросселя в процессе перемещения выходного звена с нажимным кулачком должна изменяться нелинейно. Изготовить нажимной кулачок с криволинейным профилем технологически сложно, поэтому в большинстве случаев применяют кулачки с прямолинейным наклонным профилем. При этом изменение результирующей силы торможения $F_T = \Phi(L)$ будет отличаться от идеального закона $F_T = \text{const}$ (прямоугольный график). Предельная сила торможения будет находиться в зоне величин $F_{\min} < F_T < F_{\max}$.

Чтобы приближенно оценить давление p_k в камере вытеснения, в данном случае можно ориентироваться на среднее значение силы торможения

$$F_T = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2}.$$

Более точное значение p_k можно получить при динамическом расчете объемного привода.

5.5.3. Расчет гидроамортизаторов

Для торможения объемных приводов применяют амортизаторы с постоянным и переменным внутренним проходным сечением.

Первые конструктивно проще, вторые эффективнее, так как обеспечивают постоянную силу торможения.

При использовании гидроамортизатора результирующая сила торможения

$$F_T = F_\Gamma + F_c - F_d,$$

где F_Γ – сила сопротивления движению, развиваемая гидроамортизатором;

F_c – суммарная статическая сила от внешнего воздействия на выходное звено;

F_d – суммарная сила от воздействия рабочей среды в камере объемного двигателя с учетом внутренних сил трения.

При переменной силе торможения (треугольном графике) необходимо принимать $F_T = F_{\max}$.

При постоянной силе торможения (прямоугольном графике) $F_T = F_{\min}$.

Выражение F_d можно записать в виде

$$F_d = A_d p_{\text{ном}} \eta_{d,m} \eta_{\Gamma,a}.$$

Тогда расчетные зависимости для определения сил, которые должны обеспечить гидроамортизаторы соответственно с постоянным и переменным проходными сечениями, имеют вид

$$F_\Gamma = F_{\max} + A_d p_{\text{ном}} \eta_{d,m} \eta_{\Gamma,a} - F_c; \quad (5.8)$$

$$F_\Gamma = F_{\min} + A_d p_{\text{ном}} \eta_{d,m} \eta_{\Gamma,a} - F_c. \quad (5.9)$$

Для гидроамортизаторов с постоянным внутренним проходным сечением

$$F_\Gamma = k_{\Gamma a} v_d^2, \quad (5.10)$$

где $k_{\Gamma a}$ – коэффициент силового сопротивления гидроамортизатора.

Решая совместно уравнения (5.8) и (5.10), находим

$$k_{га} = \frac{F_{\max} + A_d p_{\text{ном}} \eta_{д.м} \eta_{г.а} - F_c}{v_d^2}.$$

Связь коэффициента $k_{га}$ с параметрами гидроамортизатора можно найти, дополнительно используя уравнение расхода через постоянный дроссель и уравнение силы, возникающей от давления жидкости:

$$A_{га} v_d = A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{г.а} - p_{ат})}; \quad (5.11)$$

$$F_{г} = A_{га} (p_{га} - p_{ат}) \frac{1}{\eta_{мг}}, \quad (5.12)$$

где $A_{га}$ – площадь поршня гидроамортизатора;

$\eta_{мг}$ – механический КПД гидроамортизатора.

Решим совместно уравнения (5.10), (5.11) и (5.12). После преобразований получим

$$k_{га} = \frac{A_{га}^3 \rho}{2 A_3^2 \eta_{мг}}.$$

Гидроамортизаторы с переменным по ходу штока внутренним проходным сечением конструктивно сложнее, но обеспечивают постоянную или мало изменяющуюся силу торможения. В технической характеристике для гидроамортизаторов приводятся рабочий ход $L_{га}$, количество поглощаемой механической энергии $W_{га}$ и допустимое число $n_{га}$ циклов в единицу времени.

Примерные значения названных величин таковы:

$L_{га} = 20-160$ мм; $W_{га} = 40-3\ 200$ Дж; $n_{га} = 60-100$ циклов в минуту.

Путь торможения L_T объемного двигателя может отличаться от рабочего хода $L_{га}$ гидроамортизатора конкретного образца. Поэто-

му при его выборе приходится ориентироваться на предельную силу $F_{га}$ торможения. При постоянной силе торможения

$$F_{га} = \frac{W_{га}}{L_{га}}.$$

Требуемая предельная сила $F_{г}$ гидроамортизатора определяется по формуле (5.9). При подборе типоразмера гидроамортизатора соблюдают условия

$$F_{га} \geq F_{г} \quad \text{и} \quad L_{га} \geq L_{т}.$$

Кроме того, допустимое число циклов $n_{га}$ в единицу времени сравнивают с планируемым числом $n_{ц}$ циклов по выражению

$$n_{га} W_{га} \geq n_{ц} F_{га} L_{т}.$$

При отсутствии данных о допустимом числе циклов необходимо выполнить тепловой расчет гидроамортизатора. Перегрев рабочей жидкости недопустим.

В конструкции гидроамортизаторов предусмотрена установка начального значения предельной площади проходного сечения дроселирующей щели. Этим обеспечивается настройка на предельную (начальную) скорость $v_{т}$ торможения выходного звена привода. Эффективность торможения двухпозиционного привода на стадии проектирования проверяется при динамическом расчете.

5.6. Выбор параметров пневматических тормозных устройств

5.6.1. Пневматические тормозные устройства с постоянной массой воздуха

Расчетная схема тормозного устройства с постоянной массой воздуха приведена на рис. 5.14.

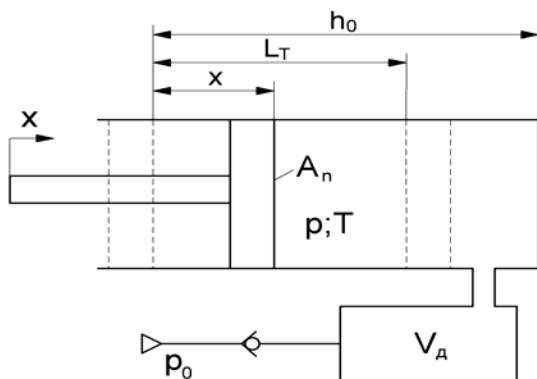


Рис. 5.14. Расчетная схема пневматического тормозного устройства без истечения воздуха

При политропическом сжатии абсолютное давление p в цилиндре и его объем V связаны между собой соотношением

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^n, \quad (5.13)$$

где p_0 и V_0 – начальные давление и объем газа.

Показатель политропы n зависит от скорости протекания процесса. При медленном сжатии газа процесс можно считать изотермическим и $n = 1$. При динамическом приложении нагрузки, характерном для процесса торможения, показатель n возрастает.

Принимая

$$V_0 = A_n h_0 \quad \text{и} \quad V = V_0 - A_n x = A_n (h_0 - x),$$

преобразуем выражение (5.13) к виду

$$\begin{aligned} \frac{p}{p_0} &= \left(\frac{V_0}{V} \right)^n = \left(\frac{A_n h_0}{A_n (h_0 - x)} \right)^n; \\ p &= p_0 \left(\frac{h_0}{h_0 - x} \right)^n = p_0 \left(1 - \frac{x}{h_0} \right)^{-n}. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Сила торможения F_T определяется давлением p в рабочей полости пневмоцилиндра (перепадом давления на его поршне) и эффективной площадью A_{Π} его поршня, т. е.

$$F_T = (p - p_a)A_{\Pi}, \quad (5.15)$$

где p_a – атмосферное давление.

Решая совместно уравнения (5.14) и (5.15), получим

$$F_T = A_{\Pi} \left(p_0 \left(1 - \frac{x}{h_0} \right)^{-n} - p_a \right) = p_0 A_{\Pi} \left(\left(1 - \frac{x}{h_0} \right)^{-n} - \frac{p_a}{p_0} \right). \quad (5.16)$$

Координата x изменяется в пределах $0 \leq x \leq L_T$.

Уравнение (5.16) представляет собой характеристику пневматического тормозного устройства без истечения воздуха из рабочей полости. Характеристики при различных p_0 не совпадают, так как F_T пропорциональна избыточному давлению $p - p_a$. При малых p_0 влияние его на характеристику существенно, но при увеличении p_0 его влияние быстро падает, так как уменьшается относительная разница между абсолютным и избыточным давлением.

Увеличение p_0 неблагоприятно сказывается на плавности торможения. При соприкосновении штока с тормозимым объектом нагрузка последнего резко увеличивается, что может вызвать отскок и колебания. Кроме того, введение подпитки усложняет конструкцию тормозного устройства и приводит к необходимости дополнительных коммуникаций.

Наибольшую плавность при переходе движущихся масс на режим торможения обеспечивают тормозные устройства без подпитки, в которых сжатие начинается с атмосферного давления, т. е. $p_0 = p_a$, и тогда тормозная сила

$$F_T = p_{ат} A_{\Pi} \left(\left(1 - \frac{x}{h_0} \right)^{-n} - 1 \right).$$

В начале торможения $x = 0$ и $F_T = 0$.

Чем меньше h_0 , т. е. V_0 , тем жестче характеристика, и наоборот. Причем сила торможения F_T зависит только от координаты x , т. е. является упругой силой.

Дифференцируя выражение (5.15) по x , получаем жесткость

$$c_{\Pi} = \frac{dF_T}{dx} = A_{\Pi} \frac{dp}{dx}.$$

Продифференцируем выражение (5.14) по x и учтем что $V = V_0 - A_{\Pi}x$. После преобразований получим

$$c_{\Pi} = nA_{\Pi}^2 \frac{p}{V}.$$

Тормозное усилие в конце хода поршня при $x = L_T$ определяется из выражения (5.16):

$$F_{T \max} = p_0 A_{\Pi} \left[\left(1 - \frac{L_T}{h_0} \right)^{-n} - \frac{p_a}{p_0} \right].$$

Для расчета тормозного устройства без истечения необходимо определить конечное значение давления p_1 в полости, которое должно быть меньше некоторого допустимого давления p_{\max} , т. е. $p_1 < p_{\max}$. Значение p_1 назначается исходя из максимальной температуры T_{\max} , которая допустима без опасения чрезмерного нагрева или вспышки смазочных масел или других элементов.

Для политропического процесса

$$\frac{p_{\max}}{p_0} = \left(\frac{T_{\max}}{T_0} \right)^{\frac{n}{n-1}},$$

где T_0 – температура окружающей среды.

Принимая температуру вспышки паров минеральных масел $T_{\max} = 435 \text{ К}$ и $T_0 = 293 \text{ К}$, $n = k = 1, 4$, получим

$$\frac{P_{\max}}{P_0} = 3,99.$$

В действительности вследствие рассеивания тепла этот предел может быть несколько повышен. Так, при $n = 1, 2$

$$\frac{P_{\max}}{P_0} = 10,71.$$

В практических расчетах при назначении степени сжатия учитывается также и частота повторяемости процесса. При частой повторяемости принимают $\frac{P_{\max}}{P_0} = 2-4$, а при редкой $\frac{P_{\max}}{P_0} = 6-7$.

5.6.2. Пневматические тормозные устройства с переменной массой воздуха

Для данных тормозных устройств характерно истечение воздуха из рабочей полости в процессе торможения через управляющий дроссель, что в значительной степени затрудняет задачу динамического анализа и точного определения характеристик в аналитическом виде. Давление в рабочей полости зависит от кинематических, конструктивных, термо- и газодинамических параметров. Совместное решение этих уравнений возможно только численными методами.

Целью расчета является определение законов изменения давления и ускорения торможения при известной внешней нагрузке и заданных параметрах. После варьирования параметров и анализа их влияния на закон движения выбирают такое их сочетание, которое обеспечивает закон торможения, близкий к желаемому.

Рассмотрим расчетную схему пневматического тормозного устройства без подпитки (см. рис. 5.9, а). Предположим, что нагрузка инерционная. В начальный момент торможения масса m движется со скоростью v_T , при этом давление в рабочей полости равно атмо-

сферному p_a . Математическая модель для рабочего хода динамической системы «масса–пневматическое тормозное устройство» состоит из уравнения движения поршня с присоединенной к нему массой и уравнения давления в рабочей полости.

При составлении уравнения движения поршня предполагают, что сила от первоначального поджатия пружины жесткостью c и сила трения малы, и их не учитывают. Тогда

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -cx - A_{\text{п}}(p - p_a), \quad (5.17)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня.

Учтем, что

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = m \frac{dv}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = mv \frac{dv}{dx},$$

где v – скорость движения поршня.

Тогда формула (5.17) запишется в виде

$$mv \frac{dv}{dx} = -cx - A_{\text{п}}(p - p_a). \quad (5.18)$$

Уравнение для определения давления p в рабочей полости составляется на основании баланса массовых расходов воздуха в полости пневмоцилиндра и через дроссель, т. е.

$$-\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{Е}} = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{Д}}. \quad (5.19)$$

Рабочая полость тормозного устройства имеет переменный объем V . Массовый расход воздуха в этой полости определяется по уравнению

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{Е}} = \frac{V}{KRT} \frac{dp}{dt} + \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt}. \quad (5.20)$$

Текущий объем полости определяется по зависимости

$$V = V_0 - A_{\text{п}}x,$$

где V_0 – начальный объем полости:

$$V_0 = h_0 A_{\text{п}}.$$

Тогда

$$V = A_{\text{п}}(h_0 - x). \quad (5.21)$$

Дифференцируем по времени выражение (5.21), получим

$$\frac{dV}{dt} = -A_{\text{п}} \frac{dx}{dt}. \quad (5.22)$$

Значение V из формулы (5.21) и значение $\frac{dV}{dt}$ из формулы (5.22) подставим в формулу (5.17). Тогда

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{Е}} = \frac{A_{\text{п}}(h_0 - x)}{kRT} \frac{dp}{dt} - A_{\text{п}} \frac{p}{RT} \frac{dx}{dt}. \quad (5.23)$$

Мгновенный массовый расход воздуха через дроссель определяется по выражению

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{Д}} = \mu_{\text{д}} A_{\text{д}} v_{\text{кр}} \frac{p}{RT} \varphi(\sigma), \quad (5.24)$$

где $\mu_{\text{д}}$ – коэффициент расхода (может входить в газодинамическую функцию расхода);

$A_{\text{д}}$ – площадь проходного сечения дросселя;

$v_{\text{кр}}$ – скорость звука;

$\varphi(\sigma)$ – газодинамическая функция расхода;

$\sigma = \frac{p_{\text{а}}}{p}$ – безразмерное давление.

Подставляя в уравнение (5.19) выражения (5.23) и (5.24) и сократив на RT правую и левую часть уравнения, получаем

$$\frac{A_{\Pi}(h_0 - x)}{k} \frac{dp}{dt} - A_{\Pi} p \frac{dx}{dt} = -\mu A_{\text{д}} \nu_{\text{кр}} p \varphi(\sigma). \quad (5.25)$$

Так как $\frac{dx}{dt} = \nu$, а $\frac{dp}{dt} = \frac{dp}{dx} \frac{dx}{dt} = \nu \frac{dp}{dx}$ (переход к независимой переменной x), уравнение (5.25) принимает вид

$$\frac{A_{\Pi}(h_0 - x)}{k} \nu \frac{dp}{dx} - A_{\Pi} p \nu = -\mu A_{\text{д}} \nu_{\text{кр}} p \varphi(\sigma). \quad (5.26)$$

Окончательно, умножив (5.26) на k и разделив на A_{Π} , получаем

$$(h_0 - x) \nu \frac{dp}{dx} - k p \nu = -k \mu \left(\frac{A_{\text{д}}}{A_{\Pi}} \right) \nu_{\text{кр}} p \varphi \left(\frac{p_a}{p} \right). \quad (5.27)$$

Таким образом, рабочий процесс рассматриваемого пневматического тормозного устройства описывается уравнениями (5.18) и (5.27).

5.7. Тепловой расчет тормозных устройств

В процессе работы тормозных устройств за счет диссипативных сил происходит преобразование кинетической энергии движущихся масс в тепловую, в результате чего элементы тормозных устройств нагреваются.

Это в большинстве случаев может привести к изменению протекающих в них физических процессов и, следовательно, характеристик тормозных устройств, к ухудшению условий их работы, повышенному износу элементов устройства и даже к аварии. Поэтому ограничение нагрева тормозных устройств является важной задачей их расчета и конструирования.

На тепловой режим оказывают влияние:

условия работы тормозного устройства (частота торможения, кинетическая энергия);

особенности конструкции (теплоемкость, теплопроводность, конфигурация элементов).

При торможении теплота через наружные поверхности выделяется в окружающую среду излучением и конвекцией.

Режим работы тормозного устройства характеризуется продолжительностью включения (ПВ), представляющей собой отношение времени торможения t_T ко времени $t_{ц}$ между двумя последовательными процессами торможения, т. е.

$$\text{ПВ} = \frac{t_T}{t_{ц}}.$$

Для каждого типа устройства, исходя из особенностей его конструкции и анализа влияния нагрева на качество и надежность работы, задается допустимая температура нагрева T_d . Поэтому задача теплового расчета тормозного устройства сводится к определению температуры T_y его нагрева на установившемся тепловом режиме работы. Сравнивая полученное значение T_y с T_d , делают вывод о тепловом режиме работы.

Для определения T_y необходимо составить уравнение теплового баланса

$$W_B = W_0,$$

где W_B – количество теплоты, выделяемой в тормозном устройстве;

W_0 – суммарная теплоотдача.

Количество теплоты W_B равно работе торможения F_T диссипативных сил, т. е. сил различного рода трения. В общем случае количество теплоты W_B , выделенное за промежуток времени t , составит

$$W_B = \int_0^t N_T dt = \int_0^t F_T v dt = \int_0^x F_T dx = W_T,$$

где N_T – мощность торможения, развиваемая тормозным устройством.

Мощность торможения N_T при $F_T = \text{const}$ и $v = v_0 - at$ изменяется по закону

$$N_T = F_T v_0 - F_T at = N_{T0} - N_T(t), \quad (5.28)$$

где N_{T0} – мощность в начале торможения: $N_{T0} = F_T v_0$;

$N_T(t)$ – переменная составляющая, которая в конце торможения, при $t = t_T$, равна N_{T0} .

Из уравнения (5.28) видно, что при $F_T = \text{const}$ мощность торможения N_T линейно убывает от начального значения N_{T0} до нуля в конце торможения.

Для определения количества теплоты W_B принимают среднюю мощность

$$N_{T.c} = \frac{N_{T0}}{2}.$$

Тогда количество теплоты, выделенной за 1 ч работы:

$$W_B = 3\,600 N_{T.c} (\text{ПВ}). \quad (5.29)$$

Количество теплоты, излучаемой в окружающую среду за 1 ч:

$$W_{и} = K_{и} S_{и} \Delta T,$$

где $K_{и}$ – коэффициент излучения; для матовых поверхностей

$$K_{и} = 18 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}}; \text{ для полированных } K_{и} = 5,45 \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К}};$$

$S_{и}$ – площадь излучения, м^2 ;

ΔT – превышение установившейся температуры тормозного устройства над температурой окружающей среды.

Количество теплоты, отводимой конвекцией за 1 ч:

$$W_{к} = K_{к} S_{к} \Delta T,$$

где K_k – коэффициент теплоотдачи в условиях естественной конвекции с площади S_k .

Принимая

$$S_{\text{и}} = S_k = S,$$

суммарная теплоотдача

$$W_0 = W_{\text{и}} + W_k = (K_{\text{и}} + K_k) S \Delta T = K_0 S \Delta T, \quad (5.30)$$

где K_0 – общий коэффициент теплоотдачи: $K_0 = K_k + K_{\text{и}}$.

Приравнивая (5.29) и (5.30), получим

$$\Delta T = \frac{3\,600 N_{\text{т.с}} (\text{ПВ})}{K_0 S}.$$

Если температура окружающей среды $T_{\text{в}}$, то

$$T_{\text{у}} = T_{\text{в}} + \Delta T \leq T_{\text{д}}.$$

При невыполнении этого условия необходимо принять меры для повышения теплоотдачи, что обычно достигается увеличением площади S за счет, например, оребрения наружной поверхности тормозного устройства либо за счет введения принудительного охлаждения.

6. ВЫБОР И РАСЧЕТ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК ГИДРОПРИВОДОВ

Особенность двухпозиционных гидроприводов с цикловым программным управлением – периодически изменяющийся режим работы. Пример схемы исполнительской части одного из таких гидроприводов показан на рис. 2.4. Упрощенная циклограмма работы гидропривода изображена на рис. 1.5, в, где существенно различаются четыре периода: 1 – быстрое движение вперед, 2 – медленное движение вперед, 3 – быстрое движение назад, 4 – выстой выходного звена в исходном положении.

Энергетический расчет исполнительской части привода с цикловым программным управлением рассмотрен в главе 3 на примере гидропривода металлообрабатывающего станка. В результате такого расчета определяются и принимаются следующие кинематические, силовые и временные величины:

предельная скорость $v_{п}$ при быстром движении;

скорость $v_{м}$ медленного движения (рабочей подачи инструмента);

силы (моменты силы) F и $F_{м}$ внешней нагрузки при быстром (холостом) и медленном (рабочем) движении выходного звена;

продолжительность $t_{п}$, $t_{м}$, $t_{н}$ и $t_{в}$ каждого из четырех периодов.

Упрощенные изображения скоростной и нагрузочной диаграмм гидропривода при движении вперед показаны на рис. 3.3, где наглядно представлена основная особенность работы двухпозиционного привода с цикловым программным управлением: несовпадение максимальных скорости $v_{п}$ и силы $F_{м}$ внешней нагрузки.

Энергетический расчет насосной установки гидропривода рассматриваемого типа необходимо начинать с определения подачи и давления жидкости в названных периодах работы. Подача рабочей жидкости насосной установкой в первом и втором периодах работы привода

$$Q_{н1} = \frac{A_{п} v_{п}}{\eta_{д.о} \eta_{а.о}};$$

$$Q_{н2} = \frac{A_{п} v_{м}}{\eta_{д.о} \eta_{а.о}},$$

где $\eta_{д.о}$ – объемный КПД двигателя;

$\eta_{а.о}$ – объемный КПД гидроаппаратов и гидролиний.

Номинальное давление рабочей жидкости в первом и втором периодах работы при $\sigma_n = 1$ и учете гидравлического КПД $\eta_{г.а}$ аппаратов определяется по формулам

$$p_{н1} = \frac{F_B}{A_n \eta_{г.а} \eta_{д.м}};$$

$$p_{н2} = \frac{F_M}{A_n \eta_{г.а} \eta_{д.м}},$$

где $\eta_{д.м}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Для третьего периода работы рассматриваемого гидропривода можно принять

$$Q_{н3} = \sigma_d Q_{н1};$$

$$p_{н3} = \frac{p_{н1}}{\sigma_d}.$$

Частные КПД $\eta_{д.о}$ и $\eta_{д.м}$ объемного гидродвигателя находятся по данным технической характеристики выбранного двигателя. Примерные значения этих КПД следующие: $\eta_{д.м} = 0,94-0,97$; $\eta_{д.о} = 0,98-1,0$.

Объемный КПД гидроаппаратов и гидролиний $\eta_{а.о} = 0,92-0,96$, а гидравлический КПД $\eta_{г.а} = 0,75-0,90$.

Чтобы обеспечить исполнительную часть гидропривода с цикловым программным управлением рабочей жидкостью с требуемыми подачами $Q_{н1}$, $Q_{н2}$, $Q_{н3}$ и давлениями $p_{н1}$, $p_{н2}$, $p_{н3}$, применяются насосные установки различных типов. Рассмотрим характерные разновидности таких установок: однонасосную с переливным клапаном, двухнасосную с двумя клапанами, насосно-аккумуляторную и установку с авторегулируемым насосом. Остановимся на методике расчета и выбора основных агрегатов насосных установок и сравним их по конструктивным и энергетическим показателям.

Наиболее простой вариант установки – однонасосная с переливным клапаном (рис. 6.1, *a*). В ней применены нерегулируемый самовсасывающий насос 5, приводящий его в действие электродвигатель 4, переливной клапан 6, фильтр 2 в сливной линии 8, теплообменный аппарат 3 и масляный бак 1. Типоразмер насоса выбирается по каталогу, выпускаемому данной отраслью машиностроения, в соответствии с требуемыми подачами $Q_{ном} \geq Q_{н1}$ и давлениями $p_{ном} \geq p_{н2}$. Например, при номинальном давлении жидкости до 6,3 МПа целесообразно применять шестеренные или пластинчатые насосы, при давлении выше 10 МПа – аксиально- или радиально-поршневые.

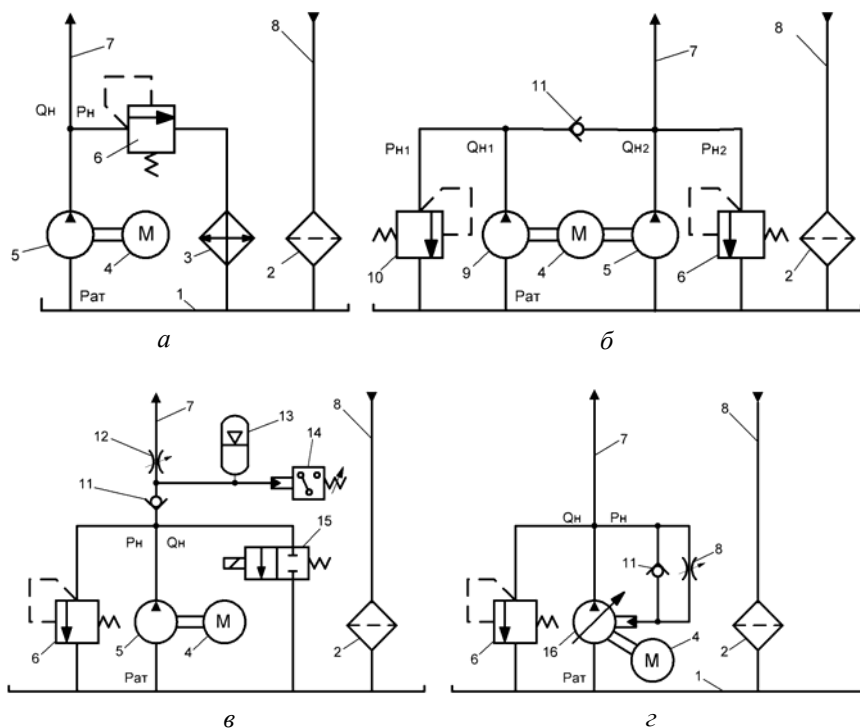


Рис. 6.1. Типовые схемы насосных установок гидроприводов с цикловым программным управлением

Основной расчетный параметр – удельный рабочий объем q_n – определяется по данным технической характеристики выбранного насоса

$$q_n = \frac{V_n}{2\pi} \quad \text{или} \quad q_n = \frac{Q_{\text{НОМ}}}{\omega_n \eta_{\text{н.о}}},$$

где V_n – рабочий объем насоса;

$Q_{\text{НОМ}}$ – номинальная подача насоса;

ω_n – угловая скорость приводного вала;

$\eta_{\text{н.о}}$ – объемный КПД насоса.

Для различных типов насосов $\eta_{\text{н.о}}$ находится в пределах 0,75–0,97.

Крутящий момент на валу насоса при σ_n , $p_b = p_{\text{ат}}$ и мощность приводящего двигателя

$$M_n = \frac{q_n p_{\text{н2}}}{\eta_{\text{н.м}}};$$

$$N_n = \omega_n M_n.$$

Механический КПД $\eta_{\text{н.м}}$ насоса определяется из его технической характеристики. Примерные значения $\eta_{\text{н.м}} = 0,80\text{--}0,94$. По величинам M_n и N_n подбирают приводящий двигатель.

Для гидроприводов стационарных машин и технологического оборудования обычно используют асинхронные электродвигатели. В мобильной машине насос может присоединяться к валу отбора мощности от теплового двигателя.

Типоразмер переливного клапана также выбирают с учетом значений $Q_{\text{н1}}$ и $p_{\text{н2}}$. Максимальный расход Q_{max} через клапан и давление p_{max} настройки клапана должны быть $Q_{\text{max}} \geq Q_{\text{н1}}$ и $p_{\text{max}} \geq p_{\text{н2}}$.

При $Q_{\text{max}} < 1 \text{ дм}^3/\text{с}$ обычно используют клапаны прямого действия, при больших расходах предпочтение отдают клапанам непрямого действия. Фильтр, расположенный в сливной гидролинии, подбирают по расходу $Q_{\text{н1}}$ жидкости или по условному диаметру d_y , найденному гидравлическим расчетом.

Существенный недостаток однонасосной установки с переливным клапаном – значительная потеря мощности ΔN_m потока жид-

кости во втором периоде работы гидропривода. Причиной служит перелив большого количества жидкости через клапан при полном рабочем давлении $p_{н2}$. Потери мощности

$$\Delta N_{\text{м}} = p_{н2}(Q_{\text{ном}} - Q_{н2}).$$

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

Потери мощности потока жидкости существенно снижаются при использовании двухнасосной установки с двумя переливными клапанами (рис. 6.1, б). Эффект достигается комбинацией насоса высокого давления и малой подачи с насосом низкого давления и большой подачи. Насосы сочетаются соответственно с клапанами высокого и низкого давления, которые должны быть настроены на значения $p_{н2}$ и $p_{н1}$. Между насосами установлен обратный клапан 11. В первом и третьем периодах работы гидропривода оба насоса при низком давлении $p_{н1}$ подают жидкость в напорную гидролинию 7. Их суммарная подача должна быть не меньше значения $Q_{н1}$. Во втором периоде работы гидропривода давление в напорной гидролинии возрастает до величины $p_{н2}$. При этом обратный клапан 11 закрывается. Насос 9 подает жидкость через клапан низкого давления 10 на слив. Насос 5, соединенный с клапаном 6 высокого давления, подает жидкость в исполнительную часть гидропривода. Подача насоса 5 должна быть не менее $Q_{н2}$.

В соответствии с условиями работы двухнасосной установки насос 5 подбирается из каталога на гидрооборудование по номинальной подаче $Q_{\text{ном}2} \geq Q_{н2}$ и номинальному давлению $p_{\text{ном}2} \geq p_{н2}$. Насос 9 выбирается по подаче $Q_{\text{ном}1} \geq Q_{н1} - Q_{\text{ном}2}$ и давлению $p_{\text{ном}1} \geq p_{н1}$. Следует отметить, что в некоторых отраслях промышленности выпускаются комплекты двух различных насосов с одним приводным электродвигателем.

Удельные рабочие объемы насосов низкого и высокого давления определяют по формулам

$$q_{н1} = \frac{Q_{ном1}}{\omega_{н1}\eta_{н.о1}};$$

$$q_{н2} = \frac{Q_{ном2}}{\omega_{н2}\eta_{н.о2}}.$$

Крутящие моменты на валах насосов находят по выражениям

$$M_{н1} = \frac{q_{н1}P_{н1}}{\eta_{н.м1}};$$

$$M_{н2} = \frac{q_{н2}P_{н2}}{\eta_{н.м2}}.$$

Приводные мощности насосов

$$N_{н1} = \omega_{н1}M_{н1};$$

$$N_{н2} = \omega_{н2}M_{н2}.$$

Если оба насоса приводятся в движение от одного электродвигателя, то последний подбирают по суммарному крутящему моменту $M_{н}$ и суммарной мощности $N_{н}$:

$$M_{н} = M_{н1} + M_{н2};$$

$$N_{н} = N_{н1} + N_{н2}.$$

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

$$\Delta N_{м} = p_{ном1}Q_{ном1}.$$

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

Полностью устранить потерю мощности вследствие перелива жидкости через клапан можно при использовании насосно-аккумуляторной установки (рис. 6.1, в). Клапан 6 в ней играет только предохранительную роль. Избыток жидкости во втором периоде работы гидропривода поступает в аккумулятор 13. После полной зарядки аккумулятора жидкостью электрическое реле давления 14 включает разгрузочный гидрораспределитель 15. При этом жидкость сливается по открытой гидролинии в бак и, следовательно, насос 5 разгружается. В первом и третьем периодах работы гидропривода насос 5 и аккумулятор 13 одновременно подают рабочую жидкость под давлением в нагнетательную гидролинию 7. Для ограничения предельной скорости движения при быстрых ходах выходного звена предусмотрен регулируемый дроссель 12. Аккумулятор должен заряжаться жидкостью при повторяющейся циклической работе гидропривода во втором и четвертом периодах.

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

$$1) Q_{н}t_{п} + V_{м1} = Q_{н1}t_{п};$$

$$2) Q_{н}t_{м} = Q_{н2}t_{м} + V_{м3};$$

$$3) Q_{н}t_{н} + V_{м3} = Q_{н3}t_{н};$$

$$4) Q_{н}t_{в} = V_{м1},$$

где $Q_{н}$ – подача насоса;

$V_{м1}$ и $V_{м3}$ – объемы жидкости, вытесняемые из аккумулятора в первом и третьем периодах;

$t_{п}$, $t_{м}$, $t_{н}$ и $t_{в}$ – продолжительности первого, второго, третьего и четвертого периодов работы гидропривода.

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

$$Q_H = \frac{Q_{H2}t_M + Q_{H3}t_H}{t_M + t_H};$$

$$Q_H = \frac{Q_{H1}t_{II}}{t_{II} + t_B}.$$

Из полученных значений Q_H принимают большее и по нему из каталога выбирают типоразмер насоса. По номинальной подаче $Q_{НОМ}$ или рабочему объему V_H выбранного насоса находят, как описано, удельный рабочий объем q_H .

Из приведенных исходных уравнений при подстановке $Q_H = Q_{НОМ}$ определяют объемы жидкости, поступающие из аккумулятора в напорную гидролинию в первом и третьем периодах:

$$V_{M1} = (Q_{H1} - Q_{НОМ})t_{II};$$

$$V_{M3} = (Q_{H3} - Q_{НОМ})t_H.$$

Большее из полученных значений V_{M1} или V_{M3} принимают в качестве маневрового объема $V_{ман}$ аккумулятора. Нижний уровень давления в аккумуляторе приходится устанавливать по условию работы гидропривода во втором периоде: $p_{min} = p_{H2}$.

Найденные значения $V_{ман}$ и p_{min} – исходные для выбора типоразмера аккумулятора. Из трех типов гидроаккумуляторов (грузового, пружинного и пневматического) чаще всего выбирают последний, обеспечивающий минимальные габаритные размеры и массу. Для нормальной работы пневмогидравлического аккумулятора рекомендуется придерживаться следующего соотношения минимального и максимального давлений при разрядке и зарядке жидкостью:

$$\overline{p_{ак}} = \frac{p_{min}}{p_{max}} = 0,7-0,8.$$

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

$$\overline{p_{\text{зар}}} = \frac{p_{\text{зар}}}{p_{\text{мин}}} = 0,9-0,94,$$

что обеспечивает в аккумуляторе остаточный объем жидкости $V_{\text{ос}}$, необходимый для срабатывания элементов гидроавтоматики.

Перечисленные рекомендации удобно связать с относительным маневровым объемом аккумулятора

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \frac{V_{\text{ман}}}{V_{\text{ак}}}, \quad (6.1)$$

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

При установившемся процессе, т. е. выровнявшейся температуре газа, остаточный объем жидкости

$$V_{\text{ос}} = V_{\text{ак}}(1 - \overline{p_{\text{зар}}}). \quad (6.2)$$

С учетом политропического процесса сжатия идеального газа уравнение связи рассматриваемых объемов пневмогидроаккумулятора имеет вид

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{ман}} + V_{\text{ос}} + (V_{\text{ак}} - V_{\text{ос}}) \overline{p_{\text{зар}}}^{\frac{1}{n}}. \quad (6.3)$$

Совместное решение уравнений (6.1), (6.2) и (6.3) дает удобную формулу для проектировочного расчета:

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \overline{p_{\text{зар}}} \left(1 - \overline{p_{\text{зар}}}^{\frac{1}{n}}\right). \quad (6.4)$$

Показатель n политропического процесса зависит от времени расширения (сжатия) газа в аккумуляторе. Известно, что значение n изменяется в пределах от 1 до 1,4 в диапазоне времени изменения дав-

ления 180–15 с. В частности, при $\bar{p}_{\text{зар}} = 0,92$, $\bar{p}_{\text{ак}} = 0,75$ и $n = 1,3$ по формуле (6.4) получаем относительный маневровый объем $\varepsilon_{\text{ман}} = 0,18$. Требуемый внутренний объем $V_{\text{ак}}$ газовой полости аккумулятора находится при проектировочном расчете по зависимости (6.1):

$$V_{\text{ак}} = \frac{V_{\text{ман}}}{\varepsilon_{\text{ман}}}.$$

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

$$\varepsilon_{\text{ман}} = \frac{V_{\text{ман}}}{V_{\text{ном}}};$$

$$\bar{p}_{\text{ак}} = \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_{\text{ман}}}{\bar{p}_{\text{зар}}} \right) \right]^n;$$

$$p_{\text{мах}} = \frac{p_{\text{мин}}}{\bar{p}_{\text{ак}}}.$$

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

$$M_{\text{н}} = \frac{q_{\text{н}} p_{\text{мах}}}{\eta_{\text{н.м}}};$$

$$N_{\text{н}} = \omega_{\text{н}} M_{\text{н}}.$$

По величинам $Q_{\text{н}}$ и $p_{\text{мах}}$ подбирают предохранительный клапан 6 и разгрузочный гидрораспределитель 15.

Основной недостаток насосно-аккумуляторной установки – значительные габаритные размеры и масса аккумулятора.

Значительно меньшие габаритные размеры и масса у насосной установки с авторегулируемым насосом (рис. 6.1, з). В ней, как и в предыдущем случае, отсутствуют непроизводительные потери энергии вследствие перелива жидкости под давлением через клапан. Во втором периоде работы гидропривода подача жидкости снижается до величины, необходимой для работы исполнительный части гидропривода при рабочем ходе выходного звена, путем регулирования насоса 1б по давлению в нагнетательной гидролинии, т. е. подача жидкости насосной установкой автоматически приспособляется к ее требуемому расходу в исполнительный части гидропривода. Примерная статическая характеристика авторегулируемого насоса $q_n(p_n)$ показана на рис. 6.2.

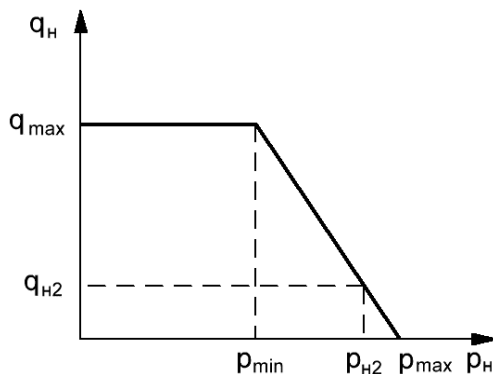


Рис. 6.2. Статическая характеристика авторегулируемого насоса:
 q_{\max} – максимальный удельный рабочий объем насоса; p_{\min} и p_{\max} – начальное и конечное давление регулировочной ветви характеристики

При использовании в механизме регулятора цилиндрической пружины регулировочная ветвь характеристики имеет прямолинейный вид. Номинальная подача насоса, снабженного автоматическим регулятором, должна быть $Q_{\text{ном}} \geq Q_{\text{н1}}$, номинальное давление $p_{\text{ном}} \geq p_{\text{н2}}$. Устанавливаемый настройкой максимальный удельный рабочий объем насоса

$$q_{\max} = \frac{Q_{\text{н1}}}{\omega_n \eta_{\text{н.о}}}$$

Удельный рабочий объем насоса во втором периоде работы гидропривода должен составлять

$$q_{н2} = \frac{Q_{н2}}{\omega_n \eta_{н.о}}$$

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

$$p_{\min} = \frac{q_{н2} P_{н2}}{q_{\max}}$$

При этом с учетом прямолинейной характеристики регулятора получаем

$$p_{\max} = p_{\min} + \frac{p_{н2} - p_{\min}}{q_{\max} - q_{н2}} q_{\max}$$

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

$$M_n = \frac{q_{н2} P_{н2}}{\eta_{н.м}}$$

$$N_n = \omega_n M_n$$

По этим величинам выбирают приводящий двигатель.

Недостаток авторегулируемой насосной установки – высокая стоимость регулируемого насоса по сравнению с нерегулируемым. Массовый выпуск регулируемых насосов с автоматическими регуляторами снизит их стоимость.

При проектировании насосной установки необходимо предусмотреть применение фильтров для очистки рабочей жидкости в процессе эксплуатации гидропривода. Требования к чистоте жидкости задают номинальной тонкостью фильтрации или классом чистоты жид-

кости. Под номинальной тонкостью фильтрации подразумевают минимальный размер загрязняющих частиц, задерживаемых фильтром на 90 %. Класс чистоты жидкости учитывает число частиц в 100 см^3 при размере не более определенной величины.

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

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

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

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

7. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМОПРИВОДА

Для пневматических и пневмогидравлических приводов мобильных машин и стационарного оборудования характерно эпизодическое потребление сжатого воздуха, которое характеризуется числом циклов работы пневмосистемы в единицу времени.

Общий объем $V_{\text{п}}$ пневмопривода, заполняемый сжатым воздухом при одном полном цикле работы, равен сумме объемов исполнительных органов, пневмоаппаратов и трубопроводов. Объем исполнительных органов может быть определен экспериментальным или расчетным путем по известным параметрам (эффективная площадь поршня или диафрагмы и максимальный ход штока). Аналогично может быть определен объем пневмоаппаратов. Объем каждого трубопровода определяется по известному диаметру и длине.

Масса воздуха, затрачиваемого за один цикл работы, определяется по выражению

$$m_{\text{в}} = \frac{p_{\text{п}} V_{\text{п}}}{RT},$$

где $p_{\text{п}}$ – абсолютное давление воздуха в исполнительных органах во время работы;

R – удельная газовая постоянная воздуха;

T – термодинамическая температура, К.

Массовый расход воздуха

$$G_{\text{м}} = m_{\text{в}} \alpha, \text{ кг/мин},$$

где α – число полных циклов работы привода в минуту.

Обычно для расчета принимаются $p_{\text{п}} = 8 \cdot 10^5$ Па; $R = 287,14$ Дж/(кг·К); $\alpha = 1$. Для предотвращения чрезмерной длительности непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания нормального давления в пневмосистеме при случайном увеличении расхода воздуха и утечках из системы массовая подача

компрессора Q_m принимается в четыре–шесть раз больше массового расхода воздуха для работы привода в единицу времени, т. е.

$$Q_m = (4-6)G_m.$$

Необходимая объемная подача компрессора определяется по выражению

$$Q_V = \frac{60Q_m RT}{p_{\text{вх}}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $p_{\text{вх}}$ – давление воздуха на входе в компрессор: $p_{\text{вх}} = 0,1$ МПа.

По существующим стандартам по величине Q_V подбирают типоразмер компрессора.

Для стационарных машин суммарный объем ресиверов (или одного) V_p принимается равным

$$V_p = (25...40)V_k,$$

где V_k – суммарный объем цилиндров компрессора.

Для компенсации пиковых расходов в момент одновременной работы наибольшего числа потребителей сжатого воздуха объем ресивера принимается

$$V_p = \left(\frac{1}{120} \dots \frac{1}{60} \right) Q_V.$$

Приведенные данные являются ориентировочными и для каждого конкретного случая могут быть уточнены расчетом с использованием дополнительных условий, характерных для рабочего процесса пневмосистемы.

Для мобильных машин характерно наличие ряда потребителей сжатого воздуха. Наибольшее распространение получили пневматические тормозные приводы, управляющие тормозными механизмами тягача и прицепных звеньев.

Суммарный объем ресиверов V_p , устанавливаемых отдельно на автомобиле, тягаче, прицепе и полуприцепе, должен быть таким, чтобы после восьмикратного полного нажатия на тормозную педаль давление сжатого воздуха в пневмосистеме не опускалось ниже половины того, которое достигнуто при первом резком включении тормозов, т. е.

$$p_9 = 0,5 p_1,$$

где p_1 и p_9 – абсолютное давление в системе соответственно при первом и девятом торможении.

Используя зависимость $pV = \text{const}$, можно записать

$$p_n = \frac{p_0 V_p^n}{(V_p + V_n)^n}, \quad (7.1)$$

где p_n – абсолютное давление в пневмосистеме при n -м торможении;
 p_0 – номинальное давление в системе.

Решив уравнение (7.1) при $n = 1$ и $n = 9$, а также учитывая, что $p_9 = 0,5 p_1$, получаем соотношение

$$V_p = 11,09 V_n.$$

Для окончательных расчетов принимается $V_p = 12 V_n$.

В пневматических тормозных системах мобильных машин применяются в основном два типоразмера ресиверов объемом 20 и 40 л. Зная суммарный объем ресиверов V_p , находят число ресиверов рабочей тормозной системы для каждого контура. Для стояночной, запасной и вспомогательных тормозных систем необходимо применение дополнительных ресиверов.

8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

В процессе работы теряемая мощность превращается в теплоту и рабочая жидкость нагревается. Основной причиной нагрева жидкости являются гидравлические сопротивления в системе гидропривода. Дополнительной причиной являются объемные и гидромеханические потери. Все указанные потери мощности оценивают общим КПД гидропривода $\eta_{гп}$.

При повышении температуры рабочей жидкости снижается ее вязкость, что сопровождается повышением утечек и прогрессирующим повышением температуры за счет потери энергии при утечках. При этом нарушаются условия надежного смазывания сопрягаемых деталей и могут возникнуть локальный нагрев поверхностей трения и интенсивное изнашивание. Кроме того, при повышении температуры активизируются окисление рабочей жидкости и выделение из нее смолистых осадков, ускоряющих облитерацию проходных капиллярных каналов и дроссельных щелей. В результате снижается КПД и сокращается технический ресурс гидропривода. Минимальная кинематическая вязкость рабочей жидкости должна быть не менее $15 \text{ мм}^2/\text{с}$ для шестеренных, $12 \text{ мм}^2/\text{с}$ – для пластинчатых и $8 \text{ мм}^2/\text{с}$ – для роторно-поршневых насосов и гидромоторов.

Учитывая все отмеченное, в гидросистеме необходимо обеспечить установку соответствующего теплового баланса, характеризуемого равенством притока и отвода теплоты. В случаях когда температура рабочей жидкости превышает допустимую, следует применять воздушное или водяное охлаждение. Оптимальная температура рабочей жидкости для большинства гидроприводов промышленного назначения $50\text{--}60 \text{ }^\circ\text{C}$. Допускается кратковременное повышение температуры до $75 \text{ }^\circ\text{C}$, поэтому при проектировании объемного гидропривода необходимо проводить его тепловой расчет. В результате теплового расчета оценивают установившуюся температуру рабочей жидкости при работе гидропривода, выбирают объем гидробака и, при необходимости, определяют основные параметры теплообменного аппарата.

При тепловом расчете объемного гидропривода рассматривают местный и осредненный по гидросистеме нагрев рабочей жидкости. Местный нагрев возникает при течении жидкости через существен-

ное местное сопротивление: дроссель, клапан, распределитель. Потери мощности ΔN_M потока жидкости при течении через местное сопротивление выражаются уравнением

$$\Delta N_M = \Delta p_M Q_M,$$

где Δp_M – потери давления в местном сопротивлении;

Q_M – объемный расход жидкости через местное сопротивление.

Мощность $N_{\text{ТП}}$ выделяемого при этом теплового потока определяется по выражению

$$N_{\text{ТП}} = C_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} Q_M \Delta T_M,$$

где $C_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости;

$\rho_{\text{ж}}$ – плотность жидкости;

ΔT_M – местное приращение температуры жидкости.

Учитывая высокую скорость течения жидкости через клапан, теплообменом со стенками в зоне гидроаппарата можно пренебречь и считать $N_{\text{ТП}} = \Delta N_M$. Тогда формула для расчета местного приращения температуры жидкости при течении через местное сопротивление

$$\Delta T_M = \frac{\Delta p_M}{C_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}}.$$

При перепаде давления на клапане $\Delta p_M = 10$ МПа и рабочей жидкости с параметрами $\rho_{\text{ж}} = 900$ кг/м³, $C_{\text{ж}} = 1880$ Дж/кг·°С местное приращение температуры потока жидкости $\Delta T_M = 6$ °С.

Определение осредненного приращения температуры жидкости на участке гидропривода или во всей гидросистеме с учетом тепловыделения и теплоотдачи представляет сложную математическую задачу. При тепловом расчете объемного гидропривода используют упрощенные математические модели процесса приращения температуры.

Наиболее простой вариант теплового расчета – определение осредненной для всего гидропривода, установившейся в течение ряда циклов работы температуры $T_{\text{ж}}$ жидкости в гидробаке. Такой расчет при-

меним и достаточен, если в гидроприводе с разомкнутым потоком жидкости нет существенных по перепаду давления местных сопротивлений, приводящих к значительному местному нагреву жидкости.

Потери мощности ΔN_M в гидроприводе, переходящие в тепло, определяются через общий КПД $\eta_{гп}$ по выражению

$$\Delta N_M = N_H (1 - \eta_{гп}),$$

где N_H – приводная мощность насоса.

Количество тепла W , выделяемое в гидроприводе в единицу времени, эквивалентно теряемой в гидроприводе мощности ΔN_M , т. е. $W = \Delta N_M$.

Повышение температуры ΔT рабочей жидкости до установившегося значения в баке $T_{ж}$ может быть определено по формуле

$$\Delta T = T_{ж} - T_{в} = \frac{W}{k_i S_c},$$

где $T_{в}$ – температура окружающего воздуха;

S_c – суммарная площадь внешней поверхности элементов гидропривода;

k_i – среднее значение коэффициента теплопередачи от рабочей жидкости в окружающую среду, которое определяется по выражению

$$k_i = \frac{Wdt - (\sum C_i m_i) \Delta T}{S_c \Delta T dt},$$

где C_i – средняя удельная теплоемкость элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче;

m_i – масса элементов гидропривода, участвующих в теплопередаче;

ΔT – приращение температуры рабочей жидкости в гидробаке за время dt .

Коэффициент k_i является условной величиной, значительно зависящей от конструкции гидропривода и типа мобильной машины

и технологического оборудования. На практике k_i относят к площади поверхности гидробака S_6 , передающей тепло. Тогда приращение температуры рабочей жидкости в гидробаке определяется по выражению

$$\Delta T = \frac{W}{k_6 S_6},$$

где k_6 – коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности гидробака.

Для мобильных машин $k_6 = 10\text{--}15$ Вт/(м²·°С); для стационарных машин и оборудования $k_6 = 4\text{--}6$ Вт/(м²·°С).

При определении площади S_6 теплопередающих поверхностей гидробака удобно пользоваться уравнениями связи этой площади с полезным объемом гидробака V_6 , которые зависят от его формы:

$$S_6 = \begin{cases} 5,5V_6^{2/3} & \text{– для цилиндра;} \\ 6,0V_6^{2/3} & \text{– для параллелепипеда;} \\ 6,7V_6^{2/3} & \text{– для куба.} \end{cases}$$

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

$$V_6 = (180\text{...}300)Q_{\text{ном}}.$$

Условие приемлемости теплового режима в гидросистеме

$$\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}} = T_{\text{ж max}} - T_{\text{в max}},$$

где $\Delta T_{\text{уст}}$ – перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом в установившемся режиме;

$\Delta T_{\text{доп}}$ – максимально допустимый перепад температур между рабочей жидкостью и окружающим воздухом;

$T_{\text{ж max}}$ – максимально допустимая температура рабочей жидкости (должна соответствовать минимально допустимой вязкости, указанной в технических условиях на выбранный тип насосов и гидромоторов);

$T_{\text{в max}}$ – максимальная температура окружающего воздуха (соответствует верхнему пределу рабочего температурного диапазона в данных условиях эксплуатации машины и технологического оборудования).

Площадь поверхности теплообмена, необходимая для поддержания перепада $\Delta T_{\text{уст}} \leq \Delta T_{\text{доп}}$:

$$S_{\text{тр}} \geq \frac{W}{k_{\text{б}} \Delta T_{\text{доп}}}.$$

Если суммарная фактическая площадь $S_{\text{ф}}$ теплоотдающих поверхностей элементов гидропривода меньше требуемой по условиям теплообмена $S_{\text{ф}} < S_{\text{тр}}$, то необходимо увеличить эту площадь путем введения оребрения бака или установкой теплообменника.

Основными требованиями при выборе теплообменника должны являться наличие необходимой теплоотдающей поверхности

$$S_{\text{т}} \geq (S_{\text{тр}} - S_{\text{ф}})$$

и соответствие проходящего через него потока рабочей жидкости номинальной величине, указанной в технической характеристике теплообменника.

При наличии принудительного обдува теплообменника площадь его теплоотдающей поверхности уменьшается в отношении

$$S_{\text{то}} = S_{\text{т}} \frac{k_{\text{б}}}{k_{\text{т}}},$$

где $k_{\text{т}}$ – коэффициент теплопередачи теплообменника в условиях принудительного обдува.

Для расчета при скорости обдува $V_B = 2-6$ м/с принимают $k_T = 15-45$ Вт/(м²·°С), а также используют эмпирические зависимости:

$$k_T = \begin{cases} 6,15 + 4,17V_B & \text{при } V_B \leq 5 \text{ м/с;} \\ 7,5V_B^{0,78} & \text{при } V_B > 5 \text{ м/с.} \end{cases}$$

Полученное в результате расчета значение площади S_T теплообменника округляется до ближайшего значения в ряду серийно выпускаемых теплообменников и затем по нему выбирают необходимый типоразмер.

Для уменьшения нагрева рабочей жидкости и элементов гидропривода используются следующие способы:

- повышение общего КПД за счет снижения гидравлических, механических и объемных потерь в гидравлическом приводе;
- выбор оптимальной схемы гидропривода, предусматривающей уменьшение потерь мощности путем применения машинного регулирования, выбора насоса с минимально необходимой подачей, а также использования многоточечных насосов;
- принудительное снижение температуры рабочей жидкости за счет применения автоматической системы регулирования температуры при изменении вязкости жидкости.

9. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ДВУХПОЗИЦИОННОГО ГИДРОПРИВОДА

Гидравлический привод представляет собой сложную динамическую систему управления, в которой проявляются как линейные, так и нелинейные факторы. Переходные процессы в гидроприводах описываются системой линейных и нелинейных дифференциальных уравнений.

Нелинейность гидросистем обусловлена нелинейностью внешней нагрузки, нелинейным трением в гидродвигателе и нагрузки, насыщением по скорости, упругостью гидравлического звена из-за сжимаемости рабочей среды, изменением модуля объемной упругости жидкости, квадратической зависимостью расхода от давления, нелинейными потерями давления в трубопроводах, щелях и каналах с местными сопротивлениями и т. п. Упругая деформация жидкости отрицательно влияет на динамику гидропривода: уменьшается быстродействие, снижается КПД, возможна потеря устойчивости. В связи с этим при проектировании возникает необходимость учитывать сложные гидромеханические процессы, определяющие динамические свойства гидропривода.

Гидравлическая система управления, как и любая система управления, предназначена для обеспечения заданных режимов работы управляемого механизма. При смене состояний системы возникают переходные процессы, сопровождающиеся изменением ее выходных параметров во времени. Изменения этих величин и время переходных процессов должны находиться в допустимых пределах. Можно выделить три основные задачи исследования динамических процессов в гидравлических системах управления: обеспечение устойчивости, обеспечение качества регулирования, обеспечение точности регулирования. Их решение позволяет оценить, при каких параметрах привода система будет устойчивой, какова длительность переходных процессов и каковы отклонения выходных величин, а также выявить ошибки, с которыми система управления работает на установившихся режимах.

Математическое моделирование с той или иной степенью приближения описывает реальные процессы, протекающие в приводе. Вид математической модели и способы ее построения во многом зависят от задачи исследования. С одной стороны, модель должна

как можно полнее отражать свойства объекта, а с другой стороны, быть по возможности простой, чтобы не усложнять процесс исследований. Математическое описание процессов в гидросистемах основано на фундаментальных уравнениях механики жидкости и газа, механики твердого тела. Модель будет адекватной, если при составлении дифференциальных уравнений выполняется требование энергетического баланса или баланса вещества. Эти уравнения могут представлять собой уравнения сил, моментов, количества теплоты и т. д. В зависимости от числа принятых допущений, учитываемых факторов и подробности математического описания происходящих явлений динамическая модель гидропривода может быть представлена различными видами уравнений.

Анализ динамики гидропривода можно провести прямыми методами, путем непосредственного решения системы уравнений с использованием ПЭВМ для расчета переходного процесса, косвенными (аналитическими) методами.

Аналитические методы целесообразно применять для предварительного исследования систем управления или в том случае, когда исследование проводится на общетеоретическом уровне. Эти методы получили свое развитие преимущественно в теории автоматического управления и нашли наибольшее распространение применительно к линейным системам. Линейные дифференциальные уравнения лишь при определенных ограничениях позволяют с достаточной степенью точности описать некоторые гидравлические системы. Применение таких уравнений во многом обусловлено широкой известностью и простотой методов исследования. Однако в большинстве случаев уравнения, описывающие процессы в гидросистемах, являются нелинейными. Идеализация реальных систем через линеаризацию их моделей не всегда допустима, так как в этом случае не только ухудшается точность расчетов, но и искажаются качественные особенности процессов. Это связано с тем, что в гидросистемы входят элементы с существенно нелинейными характеристиками, которые не линеаризуются при переходе к малым отклонениям переменных.

В настоящее время широкое применение ПЭВМ и доступность программного обеспечения при решении инженерных и научно-исследовательских задач позволяют непосредственно (прямыми методами) рассчитывать переходные процессы в гидроприводах при различных параметрах системы, производя оценку качества переход-

ного процесса и обоснованный выбор диапазонов допустимых параметров элементов привода. При непосредственном анализе динамики привода на ЭВМ прямыми методами в процессе математического моделирования исследуемой системы применяется меньше ограничений и допущений, ухудшающих адекватность модели. Практически снимаются ограничения по количеству и порядку дифференциальных уравнений модели. Исключается ряд достаточно трудоемких, присущих косвенным методам процедур, связанных с упрощением исходных уравнений и последующими действиями по анализу упрощенной модели, приводящих в конечном итоге к расчету переходной характеристики, получаемой после длительных, рутинных преобразований. Прямой метод оказывается более «осязаемым» при решении прикладных задач, а развитие средств вычислительной техники позволяет производить большие объемы вычислений в достаточно сжатые сроки с целью выбора рациональных параметров привода, обеспечивающих заданные динамические свойства системы.

Гидравлическую цепь можно рассматривать как систему с сосредоточенными параметрами. При этом предполагается, что жидкость сосредоточена в нескольких объемах малой протяженности (узлах). В качестве узлов принимают наиболее характерные точки привода: выход насоса, подключение распределителя, вход в гидродвигатель, разветвление трубопроводов и т. п. На динамической схеме участок гидропривода изображается условным трубопроводом с эквивалентным сопротивлением R и сосредоточенной массой m . Для изображения податливости в узлах вводится дополнительная емкость, имитирующая увеличение или уменьшение расхода жидкости при ее сжатии-расширении.

Исходная система уравнений, описывающая динамику гидроприводов, включает в себя три типа уравнений, которые соответствуют физическим процессам в этих приводах:

- дифференциальные уравнения движения перемещающихся деталей системы (уравнения сил и моментов);
- уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода;
- уравнения расходов.

Уравнения движения подвижных элементов гидродвигателя формируются на основе равновесия движущегося элемента под действием приложенных сил и моментов. В общем виде для гидроцилиндра можно записать

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y_{\text{п}}}{dt^2} = F_{\text{д}} - F_{\text{с}}, \quad (9.1)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса подвижных частей, приведенная к поршню;

$y_{\text{п}}$ – перемещение поршня;

$F_{\text{д}}$ и $F_{\text{с}}$ – соответственно сумма активных сил и сил сопротивления (нагрузка), действующих на поршень.

Уравнения течения рабочей жидкости в элементах гидропривода составляются на основе баланса давлений на участке гидроцепи:

$$p_i = p_{i+1} + \Delta p_i,$$

где p_i и p_{i+1} – давление на входе и выходе участка;

Δp_i – потери давления.

Все гидравлические элементы гидроприводов управления представляют собой определенные гидравлические сопротивления, в которых необратимо теряется часть энергии движущейся вязкой жидкости. Различают потери по длине трубопровода и потери в местных сопротивлениях, называемые *гидравлическими*. Кроме того, следует учитывать также инерционные потери давления, связанные с разгоном и торможением потока жидкости на переходных режимах. Для i -го участка гидравлической цепи можно записать

$$\Delta p_i = p_{li} + p_{mi} + p_{ji},$$

где p_{li} , p_{mi} , p_{ji} – потери давления по длине магистрали, местные и инерционные.

Потери давления рассчитываем, используя выражения

$$p_{ji} = \rho l_i \frac{dx_i}{dt}; \quad (9.2)$$

$$p_{mi} = 0,5\zeta_i \rho \left(\frac{dx_i}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_i}{dt}; \quad (9.3)$$

$$p_{li} = \frac{27,5\rho v l_i}{A_i} \frac{dx_i}{dt} + \frac{0,443k_{\varepsilon i} \rho l_i}{\sqrt{A_i}} \left(\frac{dx_i}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_i}{dt}, \quad (9.4)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости;

l_i – длина участка трубопровода;

x_i – перемещение столба жидкости на данном участке;

ζ_i – коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа сопротивления и режима течения жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

$k_{\varepsilon i}$ – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости трубопровода ($\varepsilon = k/d$, где k – абсолютная шероховатость, d – внутренний диаметр трубопровода);

A_i – площадь сечения трубопровода.

Для того чтобы избежать искажения характеристики переходного процесса при знакопеременной скорости течения жидкости, в выражения для определения потерь давления (9.3) и (9.4) вводится функция сохранения знака $\text{sgn}(dx_i/dt)$ в слагаемые с квадратом скорости.

Связь между параметрами движения жидкости на смежных участках гидропривода можно осуществить с помощью уравнений расходов жидкости

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0,$$

причем значение расхода Q_i записывается со знаком «плюс», если движение жидкости направлено к узлу, и со знаком «минус» – если от узла.

Например, для узлов, где нет разветвлений и не учитывается сжимаемость жидкости, уравнение расходов для i -го узла представляет собой алгебраическую сумму входного $Q_{\text{вх}i}$ и выходного $Q_{\text{вых}i}$ расходов:

$$Q_{\text{вх}i} - Q_{\text{вых}i} = 0, \quad (9.5)$$

а в модели с учетом сжимаемости жидкости – алгебраическую сумму входного, выходного расходов и расхода $Q_{\text{ид}}$ на деформацию сосредоточенного в узле V_i объема жидкости, т. е.

$$Q_{\text{вх}i} - Q_{\text{вых}i} - Q_{\text{ид}} = 0. \quad (9.6)$$

Для исследования динамических свойств гидропривода применяются методы, основанные на нахождении реакции на определенное входное воздействие. Причем переходный процесс может зависеть как от параметров привода, так и от характера этого воздействия. Поведение системы рассматривают при типовых входных воздействиях единичной, ступенчатой, линейной, импульсной, гармонической функций. Входное воздействие может имитировать изменение давления на входе в привод, величину усилия на главном цилиндре, положение рабочего органа распределителя или органа управления гидромашины. В качестве закона изменения входной величины $h(t)$ может использоваться, например, зависимость (рис. 9.1), описываемая выражением

$$h(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } 0 \leq t \leq S1; \\ H_{\max}, & \text{если } t \geq (S1 + S2); \\ H_{\max}(t - S1) / S2, & \text{если } S1 < t < (S1 + S2). \end{cases}$$

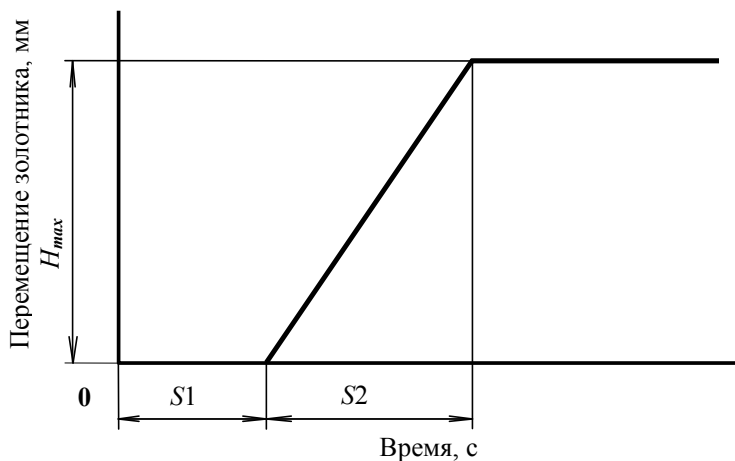


Рис. 9.1. Входное воздействие

Коэффициент $S1$ характеризует запаздывание реакции оператора, а $S2$ – интенсивность нарастания входного воздействия (скорость срабатывания). Если в качестве входного воздействия принимается положение органа управления, то, задаваясь величинами H_{\max} , $S1$ и $S2$, можно моделировать его полное или частичное перемещение с различной интенсивностью, в том числе мгновенное.

После преобразований математическая модель, описывающая физические процессы в гидроприводе, приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений, решив которую можно получить характеристику переходного процесса и оценить динамические свойства системы.

Рассмотрим пример моделирования движения двухпозиционного гидропривода (рис. 9.2).

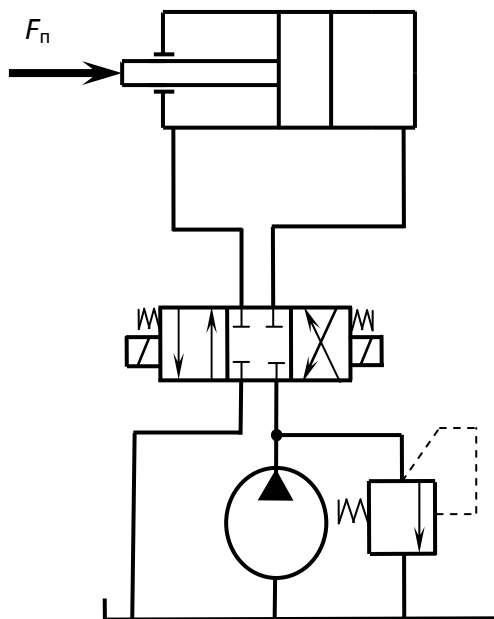


Рис. 9.2. Схема двухпозиционного гидропривода

При переходе от реального привода к расчетной схеме (рис. 9.3) принимаем ряд допущений. Гидропривод рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Предполагается, что свойства рабочей жидкости (температура, плотность, вязкость, количество нерастворённого воздуха) не изменяются во время переходного процесса, утечки и кавитация отсутствуют. Сжимаемостью жидкости в сливном трубопроводе пренебрегаем.

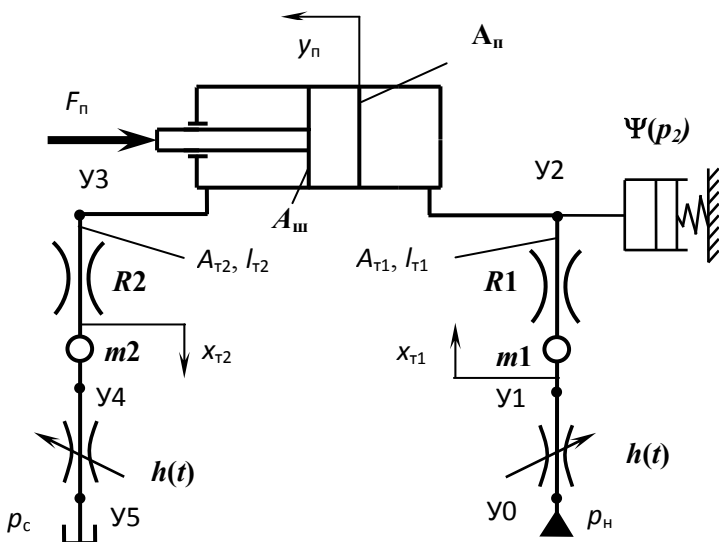


Рис. 9.3. Расчетная схема гидропривода

Гидропривод разделяется узлами Y_i (характерными точками) на отдельные участки. Участок $Y1$ – $Y2$ моделирует трубопровод высокого давления от распределителя до исполнительного гидроцилиндра, участок $Y3$ – $Y4$ – трубопровод низкого давления. Участки $Y0$ – $Y1$ и $Y4$ – $Y5$ моделируют соответственно напорное и сливное окна распределителя с переменным проходным сечением, величина которого формируется по одному из типовых законов, как входное воздействие. Для учета сжимаемости жидкости в напорной части гидропривода предполагаем, что в узле $Y2$ сосредоточена рабочая жидкость, заполняющая трубопровод высокого давления и переменный объем бесштоковой полости гидроцилиндра. Делаем также допущение, что давление на выходе насоса постоянное и равно давлению настройки предохранительного клапана.

На рис. 9.3 приняты следующие обозначения:

m_1, m_2 – приведенная масса жидкости в трубопроводах;

$x_{\tau 1}, x_{\tau 2}$ – перемещение столба жидкости в трубопроводах;

R_1, R_2 – эквивалентные сопротивления трубопроводов, имеющих площадь проходного сечения $A_{\tau 1}$ и $A_{\tau 2}$, длину $l_{\tau 1}$ и $l_{\tau 2}$;

y_n – перемещение поршня гидроцилиндра;

$\Psi(p_2)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости в узле $Y2$.

На основании уравнения (9.1) составим дифференциальное уравнение движения поршня гидроцилиндра. На поршень будет действовать сила давления жидкости со стороны напорной магистрали

$$F_{\text{д}} = p_2 A_{\text{п}},$$

а также силы сопротивления, к которым можно отнести полезную (преодолеваемую) нагрузку $F_{\text{п}}$, силу давления со стороны штоковой полости

$$F_{\text{ш}} = p_3 A_{\text{ш}}$$

и силы трения $F_{\text{тп}}$, которые можно представить в виде суммы сил сухого и вязкого трения:

$$F_{\text{тп}} = F_{\text{тпн}} \operatorname{sgn} \frac{dy_{\text{п}}}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dy_{\text{п}}}{dt},$$

где $A_{\text{п}}$, $A_{\text{ш}}$ – соответственно активная площадь со стороны бесштоковой и штоковой полостей гидроцилиндра;

$F_{\text{тпн}}$ – модуль силы сухого трения;

$k_{\text{в}}$ – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра.

Полезная нагрузка моделируется многочленом

$$F_{\text{п}} = C_0 + C_1 y_{\text{п}} + C_2 y_{\text{п}}^2 + \dots + C_n y_{\text{п}}^n,$$

но обычно ограничиваются двумя-тремя слагаемыми и C_0 приобретает смысл постоянной нагрузки, а C_1 – коэффициента позиционной нагрузки.

После подстановки составляющих в (9.1) в результате получим уравнение движения поршня гидроцилиндра

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y_{\text{п}}}{dt^2} = p_2 A_{\text{п}} - p_3 A_{\text{ш}} - (F_{\text{тпн}} \operatorname{sgn} \frac{dy_{\text{п}}}{dt} + k_{\text{в}} \frac{dy_{\text{п}}}{dt}) - (C_0 + C_1 y_{\text{п}}). \quad (9.7)$$

Для вывода уравнений движения рабочей жидкости в трубопроводах запишем уравнения баланса давлений на участках У1–У2 и У3–У4:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{1-2};$$

$$p_3 = p_4 + \Delta p_{3-4},$$

причем потери давления

$$\Delta p_{1-2} = p_{l1} + p_{m1} + p_{j1};$$

$$\Delta p_{3-4} = p_{l2} + p_{m2} + p_{j2}.$$

Используя выражения (9.2)–(9.4), подставим составляющие в балансы давлений на участках:

$$p_1 = p_2 + \frac{27,5\rho v l_{T1}}{A_{T1}} \frac{dx_{T1}}{dt} +$$

$$+ \frac{0,443k_{\varepsilon 1}\rho l_{T1}}{\sqrt{A_{T1}}} \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt} + 0,5\zeta_{T1}\rho \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt} + \rho l_{T1} \frac{d^2 x_{T1}}{dt^2};$$

$$p_3 = p_4 + \frac{27,5\rho v l_{T2}}{A_{T2}} \frac{dx_{T2}}{dt} +$$

$$+ \frac{0,443k_{\varepsilon 2}\rho l_{T2}}{\sqrt{A_{T2}}} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt} + 0,5\zeta_{T2}\rho \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt} + \rho l_{T2} \frac{d^2 x_{T2}}{dt^2}.$$

Выделим в последних двух уравнениях старшие производные:

$$\rho l_{T1} \frac{d^2 x_{T1}}{dt^2} = p_1 - p_2 - \frac{27,5\rho v l_{T1}}{A_{T1}} \frac{dx_{T1}}{dt} -$$

$$- \frac{0,443k_{\varepsilon 1}\rho l_{T1}}{\sqrt{A_{T1}}} \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt} - 0,5\zeta_{T1}\rho \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt};$$

$$\rho l_{T2} \frac{d^2 x_{T2}}{dt^2} = p_3 - p_4 - \frac{27,5\rho v l_{T2}}{A_{T2}} \frac{dx_{T2}}{dt} -$$

$$- \frac{0,443k_{\varepsilon 2}\rho l_{T2}}{\sqrt{A_{T2}}} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt} - 0,5\zeta_{T2}\rho \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt}$$

и перепишем, введя ряд коэффициентов:

$$a_{11} \frac{d^2 x_{T1}}{dt^2} = p_1 - p_2 - a_{21} \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt} - a_{31} \frac{dx_{T1}}{dt}; \quad (9.8)$$

$$a_{12} \frac{d^2 x_{T2}}{dt^2} = p_3 - p_4 - a_{22} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt} - a_{32} \frac{dx_{T2}}{dt}, \quad (9.9)$$

где $a_{11} = \rho l_{T1}; \quad a_{21} = 0,5 \zeta_{T1} \rho + 0,443 \frac{k_{\varepsilon 1} \rho l_{T1}}{\sqrt{A_{T1}}}; \quad a_{31} = 27,5 \frac{\rho v l_{T1}}{A_{T1}};$

$$a_{12} = \rho l_{T2}; \quad a_{22} = 0,5 \zeta_{T2} \rho + 0,443 \frac{k_{\varepsilon 2} \rho l_{T2}}{\sqrt{A_{T2}}}; \quad a_{32} = 27,5 \frac{\rho v l_{T2}}{A_{T2}}.$$

Далее запишем в общем виде уравнения расходов (см. выражения (9.3) и (9.6)) для узлов У1, У2, У3 и У4 расчетной схемы, принимая во внимание, что в узле У2 учитывается сжимаемость рабочей жидкости:

$$Q_{\text{вх1}} - Q_{\text{вых1}} = 0; \quad (9.10)$$

$$Q_{\text{вх2}} - Q_{\text{вых2}} - Q_{2д} = 0; \quad (9.11)$$

$$Q_{\text{вх3}} - Q_{\text{вых3}} = 0; \quad (9.12)$$

$$Q_{\text{вх4}} - Q_{\text{вых4}} = 0. \quad (9.13)$$

Расходы на входе в узел У1 и на выходе узла У2 соответствует расходам в напорном и сливном окнах распределителя, которые можно рассчитать как расход через дроссель переменного сечения

$$Q = \mu A_d \sqrt{\frac{2 \Delta p_d}{\rho}},$$

где μ – коэффициент расхода дросселя;

$A_d(t)$ – площадь проходного сечения дроссельного канала;

Δp_d – перепад давления на дросселе.

Для золотникового распределителя площадь проходного сечения

$$A_d = \pi D_3 h(t),$$

где D_3 – диаметр золотниковой пары;

$h(t)$ – величина открытия окна, моделируемая как функция времени по одному из типовых законов (входное воздействие).

Перепады давлений на напорном Δp_n и сливном Δp_c каналах распределителя

$$\Delta p_n = p_n - p_1;$$

$$\Delta p_c = p_4 - p_5.$$

Таким образом, приняв допущение, что давление на сливе в бак $p_5 = 0$, получим выражения для расходов через каналы распределителя:

$$Q_{\text{вх1}} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_n - p_1)}{\rho}}; \quad (9.14)$$

$$Q_{\text{вых4}} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2p_4}{\rho}}. \quad (9.15)$$

Расход на выходе узла У2 соответствует расходу в бесштоковой полости гидроцилиндра:

$$Q_{\text{вых2}} = A_{\text{п}} \frac{dy_{\text{п}}}{dt}; \quad (9.16)$$

на входе У3 – в штоковой полости гидроцилиндра:

$$Q_{\text{вх3}} = A_{\text{ш}} \frac{dy_{\text{ш}}}{dt}; \quad (9.17)$$

расходы на выходе У1 и входе У2 – расходу в напорном трубопроводе:

$$Q_{\text{ВЫХ1}} = A_{\text{T1}} \frac{dx_{\text{T1}}}{dt}; \quad (9.18)$$

$$Q_{\text{ВХ2}} = A_{\text{T1}} \frac{dx_{\text{T1}}}{dt}; \quad (9.19)$$

расходы на выходе У3 и входе У4 – расходу в сливном трубопроводе

$$Q_{\text{ВЫХ3}} = A_{\text{T2}} \frac{dx_{\text{T2}}}{dt}; \quad (9.20)$$

$$Q_{\text{ВХ4}} = A_{\text{T2}} \frac{dx_{\text{T2}}}{dt}. \quad (9.21)$$

Расход на сжимаемость рассчитываем по выражению

$$Q_{2\text{д}} = V_2 \Psi(p_2) \frac{dp_2}{dt},$$

причем

$$\Psi(p_2) = \frac{1}{E_a + a_p p_2},$$

где E_a – базовый адиабатический модуль упругости рабочей жидкости;
 a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль упругости жидкости.

Учитывая допущение, что в узле У2 сосредоточен объем жидкости, заполняющей трубопровод У1–У2, и переменный объем бесштоковой полости гидроцилиндра, можно записать

$$V_{2\text{д}} = l_{\text{T1}} A_{\text{T1}} + A_{\text{п}} (y_{\text{п0}} + y_{\text{п}}),$$

где $y_{\text{п0}}$ – начальное расстояние между поршнем и крышкой гидроцилиндра в бесштоковой полости.

Таким образом,

$$Q_{2\text{д}} = \frac{l_{\text{T1}} A_{\text{T1}} + A_{\text{п}} (y_{\text{п0}} + y_{\text{п}})}{E_a + a_p p_2} \frac{dp_2}{dt}. \quad (9.22)$$

После подстановки соответствующих составляющих (9.16), (9.19), (9.22) в уравнение баланса расходов (9.11) для узла У2 получим

$$A_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} = A_{\pi} \frac{dy_{\pi}}{dt} - \frac{l_{\tau 1} A_{\tau 1} + A_{\pi} (y_{\pi 0} + y_{\pi})}{E_a + a_p p_2} \frac{dp_2}{dt},$$

откуда

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{A_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt} - A_{\pi} \frac{dy_{\pi}}{dt}}{A_{\tau 1} l_{\tau 1} + A_{\pi} (y_{\pi 0} + y_{\pi})} (E_a + a_p p_2). \quad (9.23)$$

Для узлов, где сжимаемость жидкости не учитывается, на основании (9.10), (9.12), (9.13) с использованием (9.14), (9.15), (9.17), (9.18), (9.20), (9.21) запишем балансы расходов.

Для узла У1

$$\mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2(p_{\pi} - p_1)}{\rho}} = A_{\tau 1} \frac{dx_{\tau 1}}{dt},$$

откуда

$$p_1 = p_{\pi} - 0,5 \rho \left(\frac{A_{\tau 1}}{\mu \pi D_3} \right)^2 \frac{1}{h^2(t)} \left(\frac{dx_{\tau 1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{\tau 1}}{dt}$$

или

$$p_1 = p_{\pi} - a_{10} \frac{1}{h^2(t)} \left(\frac{dx_{\tau 1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{\tau 1}}{dt}, \quad (9.24)$$

где

$$a_{10} = 0,5 \rho \left(\frac{A_{\tau 1}}{\mu \pi D_3} \right)^2.$$

Для узла У2

$$A_{\tau 2} \frac{dx_{\tau 2}}{dt} = \mu \pi D_3 h(t) \sqrt{\frac{2p_4}{\rho}},$$

откуда

$$p_4 = 0,5\rho \left(\frac{A_{T2}}{\mu\pi D_3} \right)^2 \frac{1}{h^2(t)} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt}$$

или

$$p_4 = a_{20} \frac{1}{h^2(t)} \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt}, \quad (9.25)$$

где

$$a_{20} = 0,5\rho \left(\frac{A_{T2}}{\mu\pi D_3} \right)^2.$$

Для узла УЗ

$$A_{\text{ш}} \frac{dy_{\text{п}}}{dt} = A_{T2} \frac{dx_{T2}}{dt},$$

откуда

$$\frac{dx_{T2}}{dt} = \frac{A_{\text{ш}}}{A_{T2}} \frac{dy_{\text{п}}}{dt}$$

или

$$\frac{dx_{T2}}{dt} = a_0 \frac{dy_{\text{п}}}{dt}, \quad (9.26)$$

где

$$a_0 = \frac{A_{\text{ш}}}{A_{T2}}.$$

Подставим (9.24) в (9.8) и получим

$$a_{11} \frac{d^2 x_{T1}}{dt^2} = p_{\text{н}} - p_2 - \left(a_{21} + a_{10} \frac{1}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dx_{T1}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T1}}{dt} - a_{31} \frac{dx_{T1}}{dt}. \quad (9.27)$$

Подставим (9.25) в (9.9) и получим

$$a_{12} \frac{d^2 x_{T2}}{dt^2} = p_3 - \left(a_{22} + a_{20} \frac{1}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dx_{T2}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_{T2}}{dt} - a_{32} \frac{dx_{T2}}{dt}. \quad (9.28)$$

Продифференцируем (9.26):

$$\frac{d^2 x_{r2}}{dt^2} = a_0 \frac{d^2 y_{п}}{dt^2}, \quad (9.29)$$

и подставим (9.26) и (9.29) в (9.28):

$$a_{12}a_0 \frac{d^2 y_{п}}{dt^2} = p_3 - a_0^2 \left(a_{22} + a_{20} \frac{1}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dy_{п}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dy_{п}}{dt} - a_{32}a_0 \frac{dy_{п}}{dt}. \quad (9.30)$$

Разделим (9.7) на $A_{ш}$ и просуммируем с (9.30), в результате получим

$$\left(\frac{m_{п}}{A_{ш}} + a_{12}a_0 \right) \frac{d^2 y_{п}}{dt^2} = \left[p_2 A_{ш} - (F_{тпн} \operatorname{sgn} \frac{dy_{п}}{dt} + k_{в} \frac{dy_{п}}{dt}) - (C_0 + C_1 y_{п}) \right] / A_{ш} - a_0^2 \left(a_{22} + a_{20} \frac{1}{h^2(t)} \right) \left(\frac{dy_{п}}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dy_{п}}{dt} - a_{32}a_0 \frac{dy_{п}}{dt}. \quad (9.31)$$

Таким образом получена замкнутая система уравнений, состоящая из двух дифференциальных уравнений (9.31), (9.27) второго порядка и одного дифференциального уравнения (9.23) первого порядка, которая моделирует движение двухпозиционного гидропривода, схема которого представлена на рис. 9.2. После подготовки исходных данных систему можно решить численными методами, преобразовав к системе из пяти уравнений первого порядка и задав начальные условия.

10. ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ОБЪЕМНОГО ПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Нелинейная математическая модель гидропривода с дроссельным управлением позволяет проводить на ЭВМ расчеты и исследования разнообразных динамических процессов, возникающих при управлении гидроприводом. Однако ввиду сложности эта модель не может быть использована для того, чтобы выявить основные особенности динамики этого гидропривода. Такую задачу лучше решать с помощью линейной модели гидропривода, упростив уравнения (см. главу 9) за счет дополнительных допущений и ограничений.

Линейная математическая модель определяет основу динамической структуры гидропривода с дроссельным управлением и дает достаточно полное представление о его быстродействии и частоте собственных колебаний. Эта модель не исчерпывает всего многообразия динамических процессов в реальном гидравлическом приводе. Линейная математическая модель гидропривода составляется на основании его линеаризованных уравнений движения.

При составлении линеаризованных уравнений принимаем следующие дополнительные допущения.

1. Сухое трение в гидродвигателе и нагрузке мало, и им можно пренебречь.

2. Модуль объемной упругости жидкости, коэффициент вязкости жидкости и коэффициент расхода управляемых дросселей гидрораспределителя – постоянные величины.

3. Постоянные нагрузки малы, и ими пренебрегают.

4. Гидравлические потери в трубопроводах между распределителем и гидродвигателем малы, и ими можно пренебрегают.

5. Давление питания распределителя – постоянная величина.

6. Принимаем двухштоковый гидроцилиндр, у которого рабочие площади в левой и правой плоскостях равны, т. е. $A_л = A_п$, а также линеаризованную расходно-перепадную характеристику распределителя

$$Q_3 = k_{Qx}x - k_{Qp}P, \quad (10.1)$$

где k_{Qx} – коэффициент передачи распределителя по перемещению золотника x ;

k_{Q_p} – коэффициент передачи распределителя по перепаду давлений p .

7. Объемные потери ввиду их малости не учитываются.

Уравнение движения поршня гидроцилиндра с учетом скоростной и позиционной нагрузок записывается в виде

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{в}} \frac{dy}{dt} + C_{\text{п}} y = A_{\text{п}} p, \quad (10.2)$$

где $m_{\text{п}}$ – приведенная к штоку гидроцилиндра масса подвижных частей;

$k_{\text{в}}$ – коэффициент вязкого трения;

$C_{\text{п}}$ – коэффициент позиционной нагрузки;

y – перемещение поршня гидроцилиндра.

Уравнение баланса объемных расходов рабочей жидкости записывается в виде

$$Q_3 = Q_{\text{тр}}, \quad (10.3)$$

где $Q_{\text{тр}}$ – требуемый расход, необходимый для перемещения поршня гидроцилиндра:

$$Q_{\text{тр}} = A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}, \quad (10.4)$$

где V – объем рабочей полости гидроцилиндра;

E – адиабатический модуль объемной упругости жидкости.

Таким образом система линеаризованных дифференциальных уравнений движения гидропривода с дроссельным управлением на основании (10.1), (10.2), (10.3) и (10.4) записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{в}} \frac{dy}{dt} + C_{\text{п}} y &= A_{\text{п}} p; \\ k_{Q_x} X - k_{Q_p} p &= A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (10.5)$$

Преобразуем систему уравнений (10.5) при нулевых начальных условиях по Лапласу и представим ее в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} (m_{\Pi} s^2 + k_{\text{в}} s + C_{\Pi}) Y(s) &= A_{\Pi} p(s); \\ k_{Qx} X(s) - k_{Qp} p(s) &= A_{\Pi} s Y(s) + \frac{V}{2E} s p(s), \end{aligned} \right\} \quad (10.6)$$

где $Y(s)$, $X(s)$, $p(s)$ – изображения по Лапласу выходной и входной величин и перепада давлений при нулевых начальных значениях этих функций.

Второе уравнение системы (10.6) преобразуем к виду

$$\left(\frac{V}{2E} s + k_{Qp} \right) p(s) = k_{Qx} X(s) - A_{\Pi} s Y(s), \quad (10.7)$$

а из первого уравнения этой системы находим

$$Y(s) = \frac{A_{\Pi}}{m_{\Pi} s^2 + k_{\text{в}} s + C_{\Pi}} p(s). \quad (10.8)$$

По уравнениям (10.7) и (10.8) составим структурную схему гидропривода с дроссельным управлением (рис. 10.1, а).

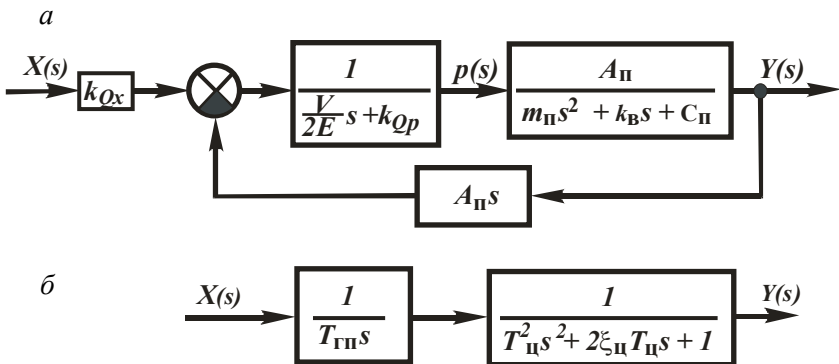


Рис. 10.1. Исходная (а) и преобразованная (б) структурные схемы гидропривода с дроссельным управлением

Анализ полученной структурной схемы показывает, что рассматриваемый гидропривод имеет замкнутый контур, образованный отрицательной обратной связью с помощью идеального дифференцирующего звена, которое описывает расход рабочей жидкости, затраченной на перемещение поршня гидроцилиндра.

Рассмотрим частные случаи линеаризованной модели гидропривода в зависимости от действующих на него нагрузок.

Случай 1. На привод действует только инерционная нагрузка, а скоростная и позиционные нагрузки отсутствуют, т. е. $k_b = 0$ и $C_{\pi} = 0$. Тогда система уравнений (10.6) преобразуется к виду

$$\left. \begin{aligned} Y(s) &= \frac{A_{\pi}}{m_{\pi} s^2} p(s); \\ \left(\frac{V}{2E} s + k_{Qp} \right) p(s) &= k_{Qx} X(s) - A_{\pi} s Y(s). \end{aligned} \right\} \quad (10.9)$$

Решая уравнения (10.9) совместно (исключаем $p(s)$ и делим на A_{π}), после преобразований получаем уравнение гидропривода в виде

$$\frac{A_{\pi}}{k_{Qx}} s \left(\frac{m_{\pi} V}{2EA_{\pi}^2} s^2 + \frac{m_{\pi} k_{Qp}}{A_{\pi}^2} s + 1 \right) Y(s) = X(s). \quad (10.10)$$

В уравнении (10.10) введем следующие обозначения.

1. Гидравлическая постоянная времени привода

$$T_{\text{гп}} = \frac{A_{\pi}}{k_{Qx}}.$$

2. Коэффициент жесткости гидравлической пружины гидроцилиндра

$$c_r = \frac{2EA_{\pi}^2}{V}.$$

3. Механическая постоянная времени гидроцилиндра

$$T_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{c_{\text{Г}}}}. \quad (10.11)$$

4. Коэффициент относительного демпфирования цилиндра

$$\xi_{\text{ц}} = \frac{k_{\text{Ор}}}{2A_{\text{п}}^2} \sqrt{m_{\text{п}} c_{\text{Г}}}. \quad (10.12)$$

Тогда уравнение (10.10) принимает вид

$$T_{\text{гп}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\xi_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) Y(s) = X(s),$$

а передаточная функция гидропривода с дроссельным управлением записывается в виде

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{T_{\text{гп}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\xi_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1)}. \quad (10.13)$$

Из выражения (10.13) следует, что гидропривод с дроссельным управлением при принятых допущениях представляет собой последовательное соединение интегрирующего звена и звена второго порядка (рис. 10.1, б).

Если $\xi_{\text{ц}} < 1$, то звено второго порядка является колебательным, а при $\xi_{\text{ц}} > 1$ – апериодическим звеном второго порядка.

Передаточная функция (10.13) показывает, что динамические свойства гидропривода с дроссельным управлением при принятых допущениях оцениваются тремя факторами: постоянными времени $T_{\text{гп}}$, $T_{\text{ц}}$ и коэффициентом относительного демпфирования $\xi_{\text{ц}}$, которые отражают ряд свойств гидропривода.

Гидравлическая постоянная времени $T_{\text{гп}}$ определяет время заполнения жидкостью объема, освобождаемого в гидроцилиндре при

перемещении его поршня на величину, равную смещению золотника от нейтрали. Это время будет тем меньше, чем больше при одном и том же смещении золотника пропускная способность распределителя (больше k_{Qx}) и меньше рабочая площадь гидроцилиндра A_{Π} . С уменьшением времени заполнения гидроцилиндра увеличивается скорость движения поршня, и поэтому постоянная времени $T_{\Pi\Pi}$ характеризует быстродействие привода.

Величина $1/T_{\Pi}$ является угловой частотой $\omega_{0\Pi}$ недемпфированных колебаний массы m_{Π} , имеющей упругую связь с поршнем гидроцилиндра, который заполнен сжимаемой жидкостью. С уменьшением T_{Π} частота увеличивается. Эта постоянная времени также определяет частоту собственных колебаний привода

$$\omega_{\text{соб}} = \omega_{0\Pi} \sqrt{1 - \xi_{\Pi}^2}.$$

Формула (10.11) показывает, что динамика гидропривода улучшается с увеличением жесткости c_r гидравлической пружины, которая зависит от модуля объемной упругости жидкости. Для улучшения динамических свойств привода следует принимать меры по уменьшению содержания газовой фазы в рабочей жидкости.

Коэффициент относительного демпфирования ξ_{Π} учитывает действие демпфирующих факторов, обусловленных наличием гидравлического трения в нагрузке, и характеризует степень колебательности и качество переходного процесса гидропривода.

Случай 2. На привод действуют инерционная и скоростная нагрузки, а позиционная отсутствует ($C_{\Pi} = 0$). Тогда система уравнений (10.6) преобразуется к виду

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{V}{2E}s + k_{Qp} \right) p(s) &= k_{Qx} X(s) - A_{\Pi} s Y(s), \\ Y(s) &= \frac{A_{\Pi}}{m_{\Pi} s^2 + k_g s} p(s). \end{aligned} \right\} \quad (10.14)$$

Решая совместно уравнения (10.14), после преобразований получаем уравнение движения гидропривода

$$\frac{A_{\text{п}}}{k_{Qx}} s \left[\frac{m_{\text{п}} V}{2EA_{\text{п}}^2} s^2 + \left(\frac{m_{\text{п}} k_{Qp}}{A_{\text{п}}^2} + \frac{Vk_{\text{Б}}}{2EA_{\text{п}}^2} \right) s + \left(1 + \frac{k_{\text{Б}} k_{Qp}}{A_{\text{п}}^2 B} \right) \right] Y(s) = X(s). \quad (10.15)$$

В уравнении (10.15) введем обозначения

$$C_{\Gamma} = \frac{2EA_{\text{п}}^2}{V}; \quad B = \frac{k_{\text{Б}} k_{Qp}}{A_{\text{п}}^2}$$

и запишем его в виде

$$\frac{A_{\text{п}}}{k_{Qx}} s \left[\frac{m_{\text{п}}}{C_{\Gamma}} s^2 + \left(\frac{m_{\text{п}} B}{k_{\text{Б}}} + \frac{k_{\text{Б}}}{C_{\Gamma}} \right) s + (1 + B) \right] Y(s) = X(s). \quad (10.16)$$

Приведем уравнение (10.16) к стандартной форме записи (разделим на выражение $(1 + B)$):

$$\frac{A_{\text{п}}(1+B)}{k_{Qx}} s \left[\frac{m_{\text{п}}}{C_{\Gamma}(1+B)} s^2 + \left(\frac{m_{\text{п}} B}{k_{\text{Б}}(1+B)} + \frac{k_{\text{Б}}}{C_{\Gamma}(1+B)} \right) s + 1 \right] Y(s) = X(s).$$

Введем обозначения

$$T_{\text{гп}} = \frac{A_{\text{п}}(1+B)}{k_{Qx}};$$

$$T_{\text{цл}} = \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{C_{\Gamma}(1+B)}};$$

$$\xi_{\text{цл}} = \frac{B}{2k_{\text{Б}}} \sqrt{\frac{m_{\text{п}} C_{\Gamma}}{1+B}} + \frac{k_{\text{Б}}}{2\sqrt{m_{\text{п}} C_{\Gamma}(1+B)}}. \quad (10.17)$$

Тогда имеем уравнение движения гидропривода

$$T_{гп1}s(T_{ц1}^2s^2 + 2\xi_{ц1}T_{ц1}s + 1)Y(s) = X(s).$$

Передаточная функция гидропривода с дроссельным управлением на основании уравнения (10.12) имеет вид

$$W_1(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{T_{гп1}s(T_{ц1}^2s^2 + 2\xi_{ц1}T_{ц1}s + 1)}. \quad (10.18)$$

Анализ передаточных функций (10.13) и (10.18) показывает, что они структурно аналогичны, но отличаются параметрами $T_{гп1}$, $T_{ц1}$, $\xi_{ц1}$. Обычно в реальном гидроприводе $B \ll 1$, и поэтому постоянные времена $T_{гп}$ и $T_{гп1}$, $T_{ц}$ и $T_{ц1}$ отличаются незначительно. Коэффициент демпфирования при этом изменяется; он увеличивается за счет второго слагаемого в выражении (10.17), т. е. увеличения вязкого трения в гидродвигателе.

11. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ

При исследовании динамических процессов в гидроприводе с дроссельным управлением нелинейности разделяют на существенные и несущественные. Несущественные нелинейные функции – это такие функции, которые являются непрерывными и однозначными и могут быть разложены в ряд Тейлора. К существенным нелинейностям гидропривода относятся зона нечувствительности, сухое (контактное) трение в гидродвигателе, насыщение по расходу и перепаду давления.

Принцип построения нелинейной структурной схемы зависит от типа существенной нелинейности и типа динамического процесса, который необходимо исследовать.

Эффективным методом построения нелинейной динамической структурной схемы является метод дополнения линейной модели гидропривода нелинейными звеньями, обусловленными определенными существенными нелинейностями. В этом случае нелинейную

структурную схему можно разделить на две части: линейную (линейную математическую модель) и нелинейную, которая формируется на основе учитываемой нелинейности. Такой подход позволяет довольно просто применить метод гармонической линеаризации для исследования динамики гидропривода с дроссельным управлением.

Рассмотрим структурные схемы гидропривода, построенные с учетом ряда существенных нелинейностей.

1. Нелинейная характеристика сухого (контактного) трения в гидроцилиндре описывается уравнением

$$F_{\text{тр}} \left(\frac{dy}{dt} \right) = F_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}, \quad (11.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения покоя;

$\operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}$ – функция знака:

$$\operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = 1 \quad \text{при} \quad \frac{dy}{dt} > 0;$$

$$\operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = -1 \quad \text{при} \quad \frac{dy}{dt} < 0.$$

Не учитывая позиционную ($C_n = 0$) и скоростную ($k_v = 0$) нагрузки, пренебрегая объемными потерями ($k = 0$), с учетом инерционной нагрузки, сжимаемости рабочей жидкости и функции контактного трения (11.1), движение гидропривода с дроссельным управлением описывают системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m_n \frac{d^2 y}{dt^2} &= A_n p - F_{\text{тр}} \left(\frac{dy}{dt} \right), \\ k_{Qx} X - k_{Qp} p &= A_n \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}. \end{aligned} \right\} \quad (11.2)$$

Систему уравнений (11.2) преобразуем и запишем в изображении по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$\left. \begin{aligned} m_{\Pi} s^2 Y(s) &= A_{\Pi} p(s) - F_{\text{тр}} [sY(s)], \\ \left(\frac{V}{2E} s + k_{Qp} \right) p(s) &= k_{Qx} X(s) - A_{\Pi} s Y(s). \end{aligned} \right\} \quad (11.3)$$

По уравнениям системы (11.3) строим структурную схему гидропривода с дроссельным управлением с учетом контактного трения (рис. 11.1).

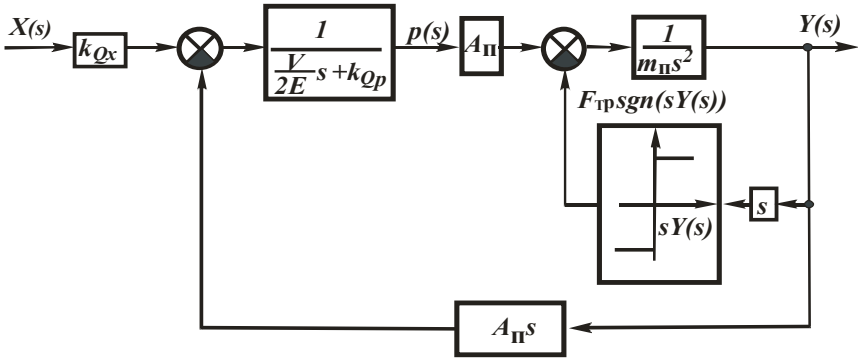


Рис. 11.1. Структурная схема гидропривода с учетом трения в гидроцилиндре

Проведем гармоническую линеаризацию нелинейной функции трения (11.1) и запишем ее в виде

$$F_{\text{тр}} [sY(s)] = q(A) sY(s), \quad (11.4)$$

где $q(A)$ – коэффициент гармонической линеаризации, который для рассматриваемой нелинейности определяется по выражению

$$q(A) = \frac{4F_{\text{тр}}}{\pi A},$$

где A – амплитуда скорости гидродвигателя $sY(s)$.

Систему уравнений (11.3) решаем совместно, учитывая выражение (11.4), а также выражения

$$B = \frac{A_{\text{п}}^2}{k_{Qp}};$$

$$C_{\text{г}} = \frac{2EA_{\text{п}}^2}{V}.$$

После преобразований получаем уравнение

$$T_{\text{гп}}(A)s \left[T_K^2(A)s^2 + 2\xi_K(A)T_K(A)s + 1 \right] Y(s) = X(s), \quad (11.5)$$

где $T_{\text{гп}}(A)$ – гидравлическая постоянная времени гидропривода:

$$T_{\text{гп}}(A) = \frac{A_{\text{п}}}{k_{Qx}} \left[1 + \frac{q(A)}{B} \right];$$

$T_K(A)$ – механическая постоянная гидропривода:

$$T_K(A) = \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{C_{\text{г}} \left[1 + \frac{q(A)}{B} \right]}},$$

$\xi_K(A)$ – коэффициент относительного демпфирования гидропривода:

$$\xi_K(A) = \frac{q(A)}{2\sqrt{m_{\text{п}}C_{\text{г}}} \left[1 + \frac{q(A)}{B} \right]} + \frac{1}{2B} \sqrt{\frac{m_{\text{п}}C_{\text{г}}}{1 + \frac{q(A)}{B}}}. \quad (11.6)$$

На основании уравнения (11.5) передаточная функция гидропривода с учетом контактного трения записывается в виде

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{1}{T_{\text{гп}}(A)s \left[T_K^2(A)s^2 + 2\xi_K(A)T_K(A)s + 1 \right]}.$$

Выражение (11.6) показывает, что контактное трение в гидроцилиндре увеличивает коэффициент относительного демпфирования, что улучшает динамические свойства гидропривода с дроссельным управлением.

2. Насыщение по расходу гидропривода. Характеристика насыщения по расходу реализуется в гидрораспределителе в виде ограничения проводимости управляемых дросселей за счет ограничения рабочей площади его окон. Насыщение по расходу ограничивает скорость выходного звена гидродвигателя и улучшает энергетические и динамические характеристики гидропривода.

Расход гидрораспределителя с учетом насыщения имеет вид нечетной симметричной однозначной нелинейной характеристики, которая описывается выражением

$$Q = \varphi(x). \quad (11.7)$$

Используя кусочно-линейную аппроксимацию нелинейной функции (11.7), представим ее в виде

$$Q = \begin{cases} k_3 x & \text{при } |x| \leq x_m; \\ Q_m \operatorname{sgn} x & \text{при } |x| > x_m, \end{cases} \quad (11.8)$$

где Q_m – максимальный расход жидкости через гидрораспределитель;
 $k_3 = k_{Qx}$ – коэффициент передачи распределителя по перемещению золотника;
 x_m – максимальное перемещение золотника распределителя, при котором расход достигает значения Q_m .

В уравнении движения поршня гидроцилиндра учитывают только инерционную нагрузку, а уравнение баланса объемных расходов записывают с учетом нелинейной функции (11.7):

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} &= A_{\text{п}} p; \\ Q - k_{Qp} p &= Q_{\text{тр}}, \end{aligned} \right\} \quad (11.9)$$

где $Q_{\text{тр}}$ – требуемый расход, необходимый для обеспечения движения поршня гидроцилиндра:

$$Q_{\text{тр}} = A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}. \quad (11.10)$$

Систему уравнений (11.9) с учетом (11.10) запишем в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} s^2 Y(s) &= A_{\text{п}} p(s); \\ Q(s) - k_{Qp} p(s) &= A_{\text{п}} s Y(s) + \frac{V}{2E} s p(s). \end{aligned} \right\} \quad (11.11)$$

По уравнениям системы (11.11) на рис. 11.2 построена структурная схема дроссельного гидропривода с учетом насыщения по расходу.

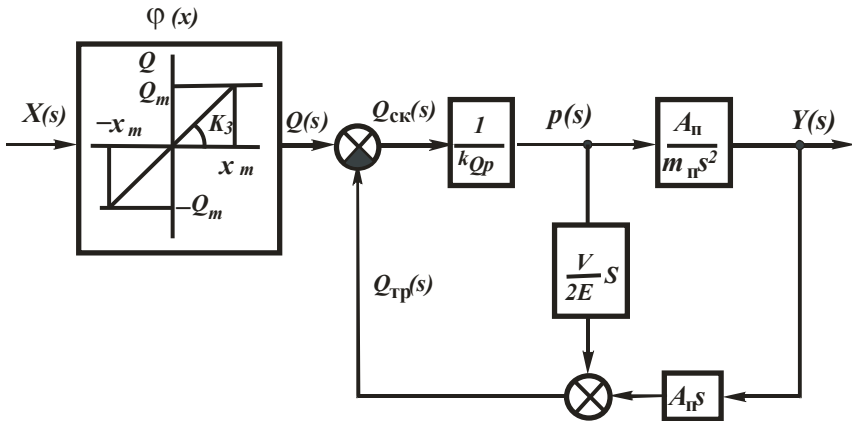


Рис. 11.2. Структурная схема дроссельного гидропривода с учетом насыщения по расходу

При гармонической линеаризации нелинейной функции (11.8) расход распределителя можно представить так:

$$Q = q(A)x,$$

где $q(A)$ – коэффициент гармонической линеаризации для нелинейности (11.12);

A – амплитуда колебаний золотника x распределителя.

Тогда уравнения движения гидропривода с учетом гармонической линеаризации нелинейной функции насыщения по расходу

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} S^2 Y(s) &= A_{\text{п}} p(s); \\ q(A) X(s) - k_{Qp} p(s) &= A_{\text{п}} s Y(s) + \frac{V}{2E} s p(s). \end{aligned} \right\} \quad (11.12)$$

Решая уравнения (11.12) совместно, исключаем $p(s)$ и делим обе части на $A_{\text{п}}$. После преобразований получаем

$$s(T_K^2 s^2 + 2\xi_K T_K s + 1)Y(s) = \frac{q(A)}{A} X(s), \quad (11.13)$$

$$\text{где } T_K = \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{C_{\text{г}}}}; \quad C_{\text{г}} = \frac{2EA_{\text{п}}^2}{V}; \quad \xi_K = \frac{k_{Qp} \sqrt{m_{\text{п}} C_{\text{г}}}}{2A_{\text{п}}^2}.$$

Передаточная функция дроссельного гидропривода с учетом ограничения по расходу в соответствии с уравнением (11.13) записывается в виде

$$W_K(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{q(A)}{A_{\text{п}} s (T_K^2 s^2 + 2\xi_K T_K s + 1)}.$$

3. Насыщение гидропривода по давлению. При увеличении статических и динамических нагрузок давление в гидроцилиндре возрастает только до определенного предела. В гидроприводе с дрос-

сельным управлением насыщение по давлению определяется величиной давления питания $p = p_{\Pi}$. Зависимость перепада давлений p в гидроцилиндре от расхода динамического скольжения $Q_{\text{ск}}$ с учетом насыщения по давлению записывается в виде

$$p = \varphi_1(Q_{\text{ск}}). \quad (11.14)$$

Используя кусочно-линейную аппроксимацию нелинейной функции (11.14), представим ее в виде

$$p = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{Q_{\text{ск}}}{k_{Qp}} & \text{при } |Q_{\text{ск}}| \leq k_{Qp} p_{\Pi}; \\ p_{\Pi} \operatorname{sgn} Q_{\text{ск}} & \text{при } |Q_{\text{ск}}| > k_{Qp} p_{\Pi}, \end{array} \right\} \quad (11.15)$$

где $Q_{\text{ск}} = k_{Qp} p$ – расход, обусловленный динамическим скольжением;

k_{Qp} – коэффициент скольжения по расходу распределителя.

Запишем уравнения движения гидропривода с учетом только инерционной нагрузки и нелинейной функции (11.14):

$$\left. \begin{array}{l} m_{\Pi} \frac{d^2 y}{dt^2} = A_{\Pi} p; \\ k_{Qx} X - Q_{\text{тр}} = Q_{\text{ск}}. \end{array} \right\} \quad (11.16)$$

Систему уравнений (11.16) с учетом (11.10) запишем в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях:

$$\begin{aligned} m_{\Pi} s^2 Y(s) &= A_{\Pi} p(s); \\ k_{Qx} X(s) - A_{\Pi} s Y(s) - \frac{V}{2E} s p(s) &= Q_{\text{ск}}(s). \end{aligned} \quad (11.17)$$

По уравнениям системы (11.17) на рис. 11.3 построена структурная схема дроссельного гидропривода с учетом насыщения по давлению.

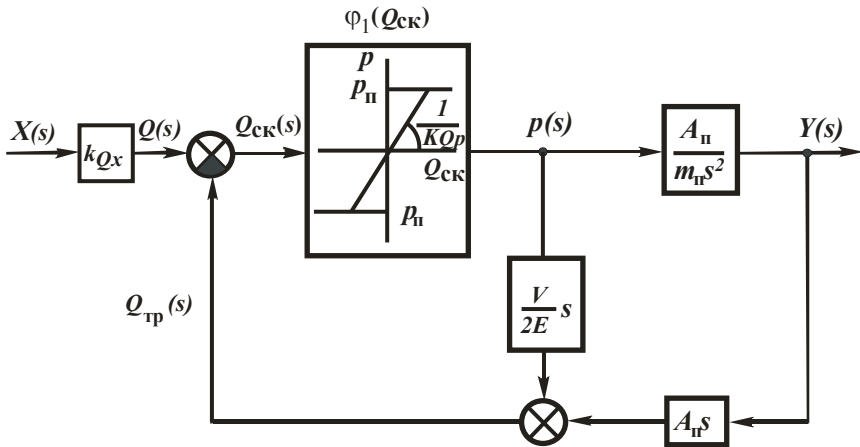


Рис. 11.3. Структурная схема дроссельного гидропривода с учетом насыщения по давлению

Нелинейность типа насыщения, учитывающая ограничение по давлению, как видно из рис. 11.3, отличается от ограничения по расходу прежде всего тем, что эта нелинейность охвачена структурными обратными отрицательными связями и не может быть выделена в виде последовательно включенного нелинейного звена с линейной частью гидропривода. Поэтому динамическое воздействие на гидропривод нелинейного звена типа насыщения по давлению является более сложным, чем воздействие звена, учитывающего ограничение по расходу.

Выполним гармоническую линеаризацию нелинейной зависимости (11.15) уравнения располагаемого давления p_1 :

$$p_1 = q(A_Q) Q_{ск},$$

где A_Q – амплитуда колебаний расхода динамического скольжения $Q_{ск}$;

$q(A_Q)$ – гармонический коэффициент усиления нелинейного звена типа насыщения по давлению, который рассчитывается по уравнению

$$q(A_Q) = \begin{cases} k & \text{при } A < b; \\ \frac{2k}{\pi} \left(\arcsin \frac{b}{A} + \frac{b}{A} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{A}\right)^2} \right) & \text{при } A \geq b, \end{cases}$$

где $k = \frac{1}{k_{QP}}$; $b = k_{QP}$ и $A = A_Q$.

На рис. 11.4 представлена преобразованная структурная схема гидропривода дроссельного управления при гармонической линеаризации характеристики насыщения по давлению.

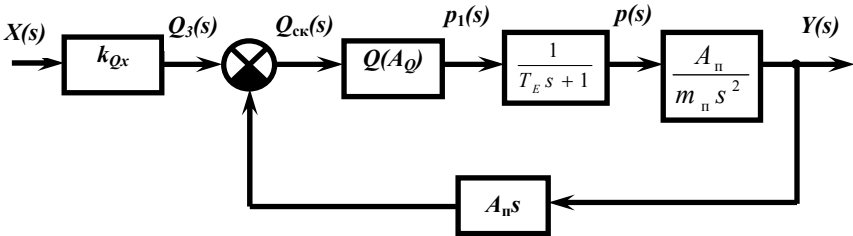


Рис. 11.4. Преобразованная структурная схема гидропривода дроссельного управления с учетом насыщения по давлению

Передаточную функцию дроссельного гидропривода с учетом насыщения по давлению запишем в виде

$$W_k(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k(A_Q)}{s \left[T_k^2(A_Q) s^2 + 2\xi_k(A_Q) T_k(A_Q) s + 1 \right]}, \quad (11.18)$$

$$T_k(A_Q) = \sqrt{\frac{m_n}{C_r k_{QP} q(A_Q)}}; \quad (11.19)$$

$$\xi_k(A_Q) = \frac{1}{2A_n^2} \sqrt{\frac{m_n C_r k_{QP}}{q(A_Q)}}; \quad (11.20)$$

$$k(A_Q) = \frac{k_{Qx}}{A_n}. \quad (11.21)$$

Передаточная функция (11.18) и выражения (11.19)–(11.21) позволяют рассчитать динамические характеристики гидропривода дроссельного управления с учетом гармонической линеаризации нелинейной характеристики насыщения по давлению.

Структурная схема на рис. 11.4 показывает процесс передачи и преобразования сигнала управления $X(s)$ в механизм создания давления $p(s)$ в гидроцилиндре в динамике. Согласно этой схеме при передаче энергии гидроприводом полезный расход распределителя $Q_3(s)$ сравнивается с расходом в гидроцилиндре $Q_{ц}(s)$ и определяется расход динамического скольжения $Q_{ск}(s)$. Нелинейное звено $\varphi_1(Q_{ск})$ с гармоническим коэффициентом усиления $q(A_Q)$ преобразует входной сигнал $Q_{ск}(s)$ в давление в гидроцилиндре $p_1(s)$. Если бы рабочая жидкость была несжимаемой, то давление в гидроцилиндре было бы $p_1(s)$. Реальное давление $p(s)$ в гидроцилиндре будет равно давлению $p_1(s)$ только в установившемся режиме. В переходном режиме давление $p(s)$ отстает по фазе и изменяется по амплитуде по сравнению с давлением $p_1(s)$ вследствие действия апериодического звена первого порядка с постоянной времени

$$T_E = \frac{V}{2Ek_{Qp}}$$

которое обусловлено сжимаемостью жидкости и расходом динамического скольжения.

12. УРАВНЕНИЯ ДИНАМИКИ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ ПНЕВМОПРИВодОВ

Динамический расчет пневмопривода двустороннего действия заключается в определении времени его рабочего цикла, т. е. в последовательном нахождении отдельных интервалов времени циклограммы. Динамический расчет пневмопривода проводится с помощью ЭВМ.

Исходными данными для расчета являются: диаметр поршня $D_{\text{п}}$; диаметр штока $D_{\text{ш}}$; рабочий ход поршня $L_{\text{п}}$; начальные объемы полости наполнения V_{01} и полости опорожнения V_{02} ; нагрузка на шток поршня цилиндра $F_{\text{с}}$; присоединенная к штоку масса $m_{\text{п}}$; параметры пневмоаппаратов и трубопроводов; давление в магистрали (давление питания) $p_{\text{м}}$.

Рассмотрим составление уравнений динамики для пневмопривода двустороннего действия при прямом ходе.

Пневмоприводы, как правило, являются быстродействующими, и поэтому теплообменом между воздухом в приводе и окружающей средой можно пренебречь. Тогда состояние воздуха в переменной емкости ($V = \text{var}$) определяется уравнением

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_E = \pm \left(\frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt} + \frac{p}{RT} \frac{dV}{dt} \right), \quad (12.1)$$

где V – объем емкости (пневмодвигателя);

p – давление в емкости;

$k = 1,4$ – показатель адиабаты;

T – термодинамическая температура в емкости.

В случае постоянной емкости ($V = \text{const}$) имеем уравнение

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_E = \pm \frac{V}{kRT} \frac{dp}{dt}. \quad (12.2)$$

В уравнениях (12.1) и (12.2) знак «плюс» – для процесса наполнения; знак «минус» – истечения.

Мгновенный массовый расход воздуха, проходящего через турбулентный дроссель, описывается уравнением

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_D = \mu A_d a_0 \frac{p_M}{RT} \varphi\left(\frac{p_1}{p_M}\right), \quad (12.3)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя;

A_d – площадь проходного сечения дросселя;

a_0 – местная скорость звука: $a_0 = \sqrt{kRT}$;

$\varphi(p_1/p_M)$ – газодинамическая функция расхода (например, функция Сен-Венана и Ванцеля, гиперболическая функция расхода и др.);

p_1 – давление на выходе дросселя;

p_M – давление на входе дросселя.

Достаточно точной и наиболее удобной в практических расчетах как простейших, так и сложных многоконтурных пневмоприводов мобильных и технологических машин является гиперболическая функция расхода

$$\varphi\left(\frac{p_1}{p_M}\right) = A \frac{p_M - p_1}{B p_M - p_1},$$

где A и B – постоянные коэффициенты: $A = 0,654$; $B = 1,13$.

Переходный процесс в приводе с переменным объемом исполнительного органа (пневмоцилиндра) в общем случае состоит из времени подготовительного периода t_1 , времени перемещения поршня t_{II} на величину рабочего хода L_{II} и времени заключительного периода t_{III} . Причем время подготовительного периода складывается из времени t_1 срабатывания распределителя, времени распространения волны давления от распределителя до пневмодвигателя t_2 и времени t_3 изменения давлений в полостях пневмоцилиндра до начала движения поршня, т. е.

$$t_1 = t_1 + t_2 + t_3.$$

Время срабатывания t_1 распределителя определяют в зависимости от его конструкции. Оно находится как время движения золотника распределителя под действием пружины, электромагнита и др. В большинстве случаев временем t_1 в обычных условиях можно пренебречь, как величиной незначительной по сравнению со временем рабочего цикла.

Время распространения волны давления от распределителя до цилиндра определяется по формуле

$$t_2 = \frac{l_T}{a},$$

где l_T – длина трубопровода;

a – скорость распространения звука в воздухе.

Время изменения давления в рабочих полостях пневмоцилиндра до начала движения поршня t_3 определяется как время наполнения рабочей полости (постоянного объема) и время истечения сжатого воздуха в атмосферу из выхлопной (тоже постоянного объема) до установления перепада давлений, при котором поршень сдвинется с места. За расчетное принимается наибольшее из полученных значений.

Время наполнения сжатым воздухом начального объема V_{01} рабочей полости (рис. 12.1) определяется уравнением, полученным совместным решением уравнений (12.2) и (12.3):

$$\frac{V_{01}}{kRT} \frac{dp_1}{dt} = (\mu A)_{д1} a_0 \frac{p_M}{RT} \varphi_1 \left(\frac{p_1}{p_M} \right),$$

откуда

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{(\mu A)_{д1} k a_0 p_M}{V_{01}} \varphi_1 \left(\frac{p_1}{p_M} \right), \quad (12.4)$$

где $(\mu A)_{д1}$ – эквивалентная пропускная способность последовательно соединенных дросселей;

p_1 – текущее давление в рабочей полости.

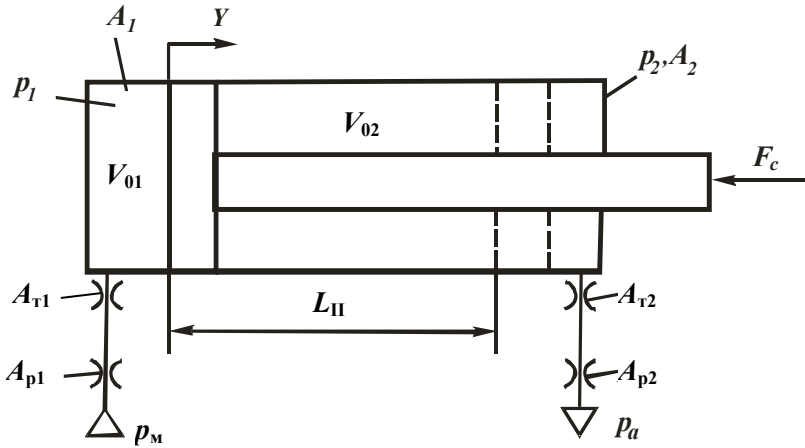


Рис. 12.1. Расчетная схема пневмопривода двустороннего действия

Для двух последовательно соединенных дросселей (распределителя и трубопровода) имеем

$$(\mu A)_{д1} = \sqrt{\frac{(\mu A)_{p1}^2 (\mu A)_{T1}^2}{(\mu A)_{p1}^2 + (\mu A)_{T1}^2}},$$

где $(\mu A)_{p1}$ – пропускная способность впускного клапана распределителя;

$(\mu A)_{T1}$ – пропускная способность трубопровода, соединяющего распределитель и пневмоцилиндр.

Время истечения воздуха из выхлопной полости начальным объемом V_{02} (см. рис. 12.1) определяется совместным решением уравнений (12.1) и (12.3):

$$-\frac{V_{02}}{kRT} \frac{dp_2}{dt} = (\mu A)_{д2} a_0 \frac{p_2}{RT} \varphi_2 \left(\frac{p_a}{p_2} \right),$$

откуда

$$\frac{dp_2}{dt} = -\frac{(\mu A)_{д2} a_0 k}{V_{02}} p_2 \varphi_2 \left(\frac{p_a}{p_2} \right), \quad (12.5)$$

где $(\mu A)_{д2}$ – эквивалентная пропускная способность последовательно соединенных дросселей в процессе опорожнения выхлопной полости;

p_a – атмосферное давление;

p_2 – текущее давление в выхлопной полости.

Для двух последовательно соединенных дросселей (распределителя и трубопровода) имеем

$$(\mu A)_{д2} = \sqrt{\frac{(\mu A)_{p2}^2 (\mu A)_{т2}^2}{(\mu A)_{p2}^2 + (\mu A)_{т2}^2}},$$

где $(\mu A)_{p2}$ – пропускная способность выпускного клапана распределителя;

$(\mu A)_{т2}$ – пропускная способность трубопровода, соединяющего пневмоцилиндр с распределителем.

Для определения давлений p_{1k} и p_{2k} в полостях пневмоцилиндра в момент начала движения поршня необходимо записать уравнение равновесия поршня под действием нагрузки:

$$A_1 p_{1k} = A_2 p_{2k} + F_c, \quad (12.6)$$

где A_1 и A_2 – площади поршня соответственно рабочей и выхлопной полостей;

F_c – заданная нагрузка на штоке пневмоцилиндра (определяется при энергетическом расчете пневмопривода).

Решение уравнений (12.4)–(12.6) позволяет определить время t_3 (для принятой функции расхода) и давления p_{1k} и p_{2k} начала движения поршня цилиндра.

Уравнение движения поршня пневмопривода двустороннего действия имеет следующий вид:

$$m_n \frac{d^2 y}{dt^2} + k_b \frac{dy}{dt} + c_n y + F_0 + F_{тр} \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = A_1 p_1 - A_2 p_2, \quad (12.7)$$

где m_{Π} – присоединенная к штоку поршня масса поступательно движущихся частей привода;

y – координата положения поршня;

$k_{\text{в}}$ – коэффициент вязкого трения;

C_{Π} – жесткость позиционной нагрузки;

F_0 – постоянная (полезная) нагрузка;

$F_{\text{тр}}$ – сила сухого (контактного) трения.

Уравнение (12.7) записано для общего случая нагружения привода как переменными, так и постоянными силами. В некоторых случаях силами вязкого и сухого трения, а также массой m_{Π} можно пренебречь, и тогда уравнение (12.7) значительно упрощается.

Для определения времени t_{Π} движения поршня цилиндра, в течение которого он совершает свой рабочий ход, уравнение движения (12.7) необходимо решить совместно с уравнениями, описывающими изменения давления в обеих полостях пневмоцилиндра.

Уравнения для определения давлений p_1 и p_2 в рабочей и выхлопной полостях получаются при совместном решении уравнений (12.1) и (12.3):

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{(\mu A)_{\text{д1}} k a_0 p_{\text{м}}}{V_{01} + A_1 y} \Phi_1 \left(\frac{p_1}{p_{\text{м}}} \right) - \frac{k p_1 A_1}{V_{01} + A_1 y} \frac{dy}{dt}; \quad (12.8)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = - \frac{(\mu A)_{\text{д2}} k a_0}{V_{02} - A_2 y} p_2 \Phi_2 \left(\frac{p_2}{p_a} \right) + \frac{k A_2}{V_{02} - A_2 y} p_2 \frac{dy}{dt}. \quad (12.9)$$

Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений (12.7)–(12.9) с учетом принятой газодинамической функции расхода производится численными методами интегрирования на ЭВМ. Шаг интегрирования выбирается в зависимости от требуемой точности расчета. Интегрирование производится до момента, пока текущая координата y перемещения поршня не станет равной рабочему ходу L_{Π} , т. е. $y = L_{\Pi}$. Время, соответствующее этому моменту, равно времени t_{Π} перемещения поршня.

Заключительное время t_{III} , в течение которого давление в рабочей полости возрастает до требуемой величины (обычно до давления p_m), а в выхлопной – до атмосферного, определяется по уравнениям (12.4) и (12.5). Однако в этом случае рабочий объем $A_1L_{\text{п}}$ добавляется к объему V_{01} в уравнении (12.4), т. е.

$$V_1 = V_{01} + A_1L_{\text{п}},$$

а в уравнении (12.5) отнимается объем $A_2L_{\text{п}}$, т. е.

$$V_2 = V_{02} - A_2L_{\text{п}}.$$

За начальные значения давлений p_1 и p_2 заключительного периода в уравнениях (12.4) и (12.5) принимаются конечные значения этих давлений p_{1k} и p_{2k} , полученные в результате численного интегрирования системы уравнений (12.7)–(12.9). В большинстве случаев в заключительном периоде учитывается только время наполнения рабочей полости пневмоцилиндра, как наиболее важное для технологического процесса.

Уравнения динамики одностороннего пневмопривода получают из рассмотренных уравнений динамики двустороннего привода как частный случай (при $p_2 = p_a = \text{const}$).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

2. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов : учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов в области техники и технологии / Д. Н. Попов. – М. : МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.

3. Филипов, И. Б. Тормозные устройства пневмоприводов / И. Б. Филипов. – Л. : Машиностроение; Ленинградское отделение, 1987. – 143 с.

4. Левитский, Н. И. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов / Н. И. Левитский, Е. А. Цуханова. – М. : Машиностроение, 1971. – 232 с.

5. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.

6. Методические указания по выполнению динамического расчета гидро- и пневмоприводов в дипломном и курсовом проектировании по дисциплине «Теория и проектирование гидропневмоприводов» для студентов специальности Т.05.11 «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин» / сост. : В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич, М. И. Жилевич. – Минск : БГПА, 1996. – 44 с.

7. Гамынин, Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.

8. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов : справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М. : Машиностроение, 1975. – 272 с.

9. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.

10. Гамынин, Н. С. Динамика быстродействующего гидравлического привода / Н. С. Гамынин, Ю. К. Жданов, А. Л. Климашин. – М. : Машиностроение, 1979. – 80 с.

11. Пневматические устройства и системы в машиностроении : справочник / Е. В. Герц [и др.]; под общ. ред. Е. В. Герца. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.

12. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.

Учебное издание

АВТУШКО Валентин Петрович
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович
БАРТОШ Петр Романович

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ**

Конспект лекций

В 6 частях

Часть 1

**ДВУХПОЗИЦИОННЫЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДЫ
С РЕЛЕЙНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ**

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 11.11.2015. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 9,53. Уч.-изд. л. 7,45. Тираж 100. Заказ 1048.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.