

А.Ф. Андреев, П.П.Артемьев, П.Р.Бартош,
Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан,
А.В.Королькевич, Н.Ф.Метлюк

ГИДРО- ПНЕВМО- АВТОМАТИКА И ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ МАШИН

СРЕДСТВА
ГИДРОПНЕВМО-
АВТОМАТИКИ



А.Ф. Андреев, П.П. Артемьев, П.Р. Бартош, Л.В. Барташевич,
Н.В. Богдан, А.В. Королькевич, Н.Ф. Метлюк

ГИДРОПНЕВМО- АВТОМАТИКА И ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ МАШИН

**Средства
гидропневмоавтоматики**

Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебного пособия для студентов специальности “Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин” высших учебных заведений

ВУЗ-ЮНИТИ БГПА –
“Информационная служба недвижимости”
Минск 1998

УДК 62-82+62-85

ББК 34447я73

Под общей редакцией
док. технич. наук, профессоров Н.В.Богдана, Н.Ф.Метлюка

Рецензенты:

В.Ф.Медведьев доктор технических наук, профессор.
В.С.Шевченко, доктор технических наук, профессор.

Андреев А.Ф., Артемьев П.П., Бартош П.Р., Баргашевич Л.В., Богдан Н.В., Королькевич А.В., Метлюк Н.Ф. ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА И ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ МАШИН. Средства гидропневмоавтоматики. — Мн.: ВУЗ-ЮНИТИ БГПА — ИСН, 1998. — 224 стр., илл.

ISBN 985-6290-15-5

Данное издание входит в состав выпускаемой серии учебных пособий под общим названием "Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин" и предназначена для студентов ВУЗов, занимающихся по специальности Т 05.11.00 "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". Пособие может быть полезным студентам, изучающим гидропневмосистемы технологических объектов, роботов, дорожно-строительных, торфяных и других мобильных машин.

ББК 34447я73

УДК 62-82+62-85

ISBN 985-6290-15-5

© Андреев А.Ф. и др.
© ВУЗ-ЮНИТИ БГПА — "ИСН"
© Чепик С.А. оформление.

Предисловие

Эта книга входит в серию учебных пособий под общим названием "Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин" (7 книг) и предназначенных для студентов ВУЗов, занимающихся по специальности и Т 05.11.00 "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин" и изучающих гидропневмосистемы технологических объектов, роботов, тракторов, автомобилей, дорожно-строительных, торфяных и других мобильных машин. Под мобильными машинами понимаются наземные подвижные машины, предназначенные для транспортировки людей, грузов, технологических агрегатов и другой техники. Данная книга является первым учебным пособием по дисциплине "Средства гидропневмоавтоматики" ("Гидропневмоавтоматика"). При ее написании были использованы конспекты лекций, читаемых студентам в течение многих лет, и результаты исследований в области гидропневмосистем. Кроме того, при подготовке рукописи учебного пособия авторами использованы источники, список которых приведен в конце книги.

Необходимость изучения средств гидро- и пневмоавтоматики обуславливается широким применением следящих и дискретных гидро- и пневмоустройств на мобильных машинах, технологических объектах, роботах. Эти устройства имеют ряд преимуществ перед механическими и электрическими устройствами того же назначения. К таким преимуществам относятся: сочетание большой выходной мощности с малыми габаритами и массой; удельные силы гидравлических исполнительных устройств в десятки раз превосходят удельные силы электромагнитов; удобство преобразования энергии потока жидкости или воздуха в механическую энергию; удаление вместе с потоком жидкости или воздуха тепла, выделяемого в результате потерь энергии, что дает возможность повышать удельную мощность исполнительных органов. Гидропневмоавтоматика оказывается незаменимой во многих производственных процессах, например, в нефтехимической промышленности, в условиях высокой радиации, высокой температуры, повышенной пожаровзрывоопасности.

Традиционное использование гидропневмосистем управления технологическими процессами в гибких производственных системах, станках, роботах вызвано простотой их конструкции, высокой надежностью и широкими функциональными возможностями. На мобильных машинах многие процессы управления невозможны или затруднительны без использования современных средств гидропневмоавтоматики, например, управление процессом торможения автомобилей и автопоездов, управление многими агрегатами на автомобилях большой и особо большой грузоподъемности.

Введение, заключение и главы 3 и 8 написаны Метлюком Н.Ф., глава 1 – Богданом Н.В., глава 2 – Артемьевым П.П., глава 4 – Бартошевичем Л.В., главы 5 и 6 – Бартошем П.Р., глава 7 – Андреевым А.Ф., глава 9 – Королькевичем А.В., глава 10 – Артемьевым П.П. и Богданом Н.В. совместно.

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам за ценные замечания, способствовавшие улучшению содержания книги.

Как было отмечено, эта книга является первым учебным пособием по дисциплине "Средства гидропневмоавтоматики" ("Гидропневмоавтоматика") и, естественно, возможны некоторые упущения при её написании.

Ваши замечания и пожелания по содержанию учебного пособия просим направлять по адресу: 220027, Минск, проспект Ф.Скорины, Белорусская государственная политехническая академия, кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод".

Введение

Гидравлическая или пневматическая система управления мобильной машиной или технологическим объектом состоит из силового привода и системы управления (СУ) приводом. ВСУ входят логический блок управления, распределители и датчики, сигнализирующие о выполнении той или иной операции. СУ конструируется на базе элементов и блоков гидропневмоавтоматики. Гидропневмоавтоматика – это область техники управления, использующая гидро- и пневмоустройства для создания средств и систем автоматического управления и контроля.

Большое развитие получила гидропневмоавтоматика в 60-е годы в связи с использованием элементного принципа конструирования пневматических и гидравлических приборов. Согласно этому принципу, новые СУ собирались из типовых пневмоэлементов УСЭППА (универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики). Все типовые элементы, составляющие СУ и выполняющие элементарные операции, имеют унифицированное расположение входов и выходов, что позволяет производить их монтаж на универсальных монтажных платах с коммуникационными каналами.

Элементный принцип позволяет строить релейные СУ любой сложности, непрерывные и дискретные регулирующие устройства с разными законами регулирования. На базе типовых элементов построены и используются в промышленности пневматические приборы СТАРТ, комплексы ЦЕНТР, РЕЖИМ непрерывного действия; для объектов с периодическими процессами применяются комплексы ЦИКЛ, КОМПАС, ЦЕНТР-ЛОГИКА. Серийно изготавливаемые комплексы, как правило, работают в диапазоне давлений 0 - 0,14 МПа и используются в комплекте со стандартными датчиками и исполнительными механизмами.

В последние 2-3 десятилетия возникла и получила широкое применение в промышленности струйная техника, основанная на взаимодействии потоков воздуха (жидкости) между собой и с твердыми стенками. В приборах струйной техники отсутствуют механические подвижные детали, а управление и решение логических операций осуществляется за счет взаимодействия струй. Приборы

струйной техники миниатюрны и реализуются в виде печатных схем, выполняемых методами штамповки, литья, травления на пластмассах, металлах, керамике, стекле. Скорость выполнения операций, которую могут обеспечить струйные устройства, достигает нескольких сотен герц или даже 2 - 3 кГц.

Пневматические и гидравлические СУ получили весьма широкое распространение в химической, газовой, нефтеперерабатывающей, угольной, пищевой, металлургической, энергетической промышленности, в машиностроении, станкостроении, авиационной и автотракторной промышленности, в промышленности строительных материалов, то есть везде, где требуется автоматическое или полуавтоматическое управление машинами и технологическими процессами. Во многих областях промышленности, где требуется особая пожаро- или взрывобезопасность, пневмо- и гидроавтоматика оказывается незаменимой.

Технические средства струйной и мембранной пневмоавтоматики позволили создать современную медицинскую аппаратуру для управления искусственным дыханием, кровообращением, работой искусственного сердца и др. Пневмо- и гидроавтоматика находит применение на современных спутниках и других летающих аппаратах. Таким образом, технические средства гидропневмоавтоматики позволяют решать очень широкий круг как простых, так и весьма сложных задач управления машинами и технологическими процессами.

СУ мобильных машин и авиационной техники отличаются от СУ технологическими объектами, главным образом, использованием приборов с высоким давлением, меньшей унификацией и широким диапазоном функционального назначения этих приборов. Ввиду большого разнообразия выполняемых функций в нестационарных условиях работы СУ мобильных машин эти системы часто выполняются полуавтоматическими, причем некоторые функции управления осуществляет оператор. Рабочее давление в пневматических СУ мобильных машин принимается обычно в пределах 0,5 - 0,8 МПа, а в гидравлических — 8 - 32 МПа.

В логических блоках управления с большим числом пневматических типовых элементов применяют рабочее давление воздуха в пределах 0,14 МПа, поскольку при таких (низких) давлениях уменьшается расход сжатого воздуха и повышается точность вычислительных и управляющих приборов (чем ниже давление, тем характеристика пневмосопротивлений ближе к прямолинейной). Как известно, в силовых исполнительных органах пневмоприводов целесообразно применять высокое рабочее давление, что обуславливает уменьшение размеров и веса аппаратов привода. Однако чрезмерное увеличение рабочего давления в пневмоприводе вызывает ряд дополнительных проблем, например, повышение требований к уплотнениям, необходимость высокой фильтрации и осушения воздуха, повышение точности изготовления деталей привода. При повышении рабочего давления жидкости в гидроприводах мобильных машин в указанных выше пределах снижаются габаритные размеры и масса гидрооборудования, уменьшается необходимый объем рабочей жидкости в гидросистеме, но при этом требуются более надежные уплотнения и гибкие рукава, обеспечение более тонкой фильтрации и установка специальных теплообменников для охлаждения жидкости.

Глава 1

Подготовка рабочих сред для систем гидропневмоавтоматики

1.1. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям в системах гидропневмоавтоматики мобильной техники.

При эксплуатации тракторов, комбайнов, автомобилей, дорожно-строительных машин и другой мобильной техники в системах гидроавтоматики широко используются различные рабочие жидкости: гидравлические, применяемые в различного типа гидросистемах; тормозные, используемые в гидроприводах тормозов; охлаждающие и др. Эксплуатационные свойства рабочих жидкостей в значительной степени определяют надежность и экономичность работы мобильной техники.

К рабочим жидкостям, предназначенным для гидроприводов мобильных машин, эксплуатируемых на открытом воздухе, предъявляются следующие основные требования. Они должны иметь хорошие смазывающие свойства по отношению к материалам трущихся пар и уплотнений, малое изменение вязкости в диапазоне рабочих температур, высокий объемный модуль упругости, малое давление насыщенных паров и высокую температуру кипения. Кроме этого рабочие жидкости должны быть нейтральными к материалам гидравлических агрегатов и защитным покрытиям; обладать высокой механической стойкостью, стабильностью характеристик в процессе хранения и эксплуатации; быть пожаробезопасными, нетоксичными, иметь хорошие диэлектрические свойства. Краткая характеристика гидравлических масел приведена в таблице 1.1.

Хорошими эксплуатационными свойствами обладает маловязкое масло гидравлическое единое МГЕ-10А, которое содержит загущающую, антиокислительную, антикоррозионную и противоизносную присадки. Всесезонную работу гидросистем мобильных машин обеспечивает масло ВМГЗ. Широко применяется в качестве рабочей жидкости для различных типов гидросистем масло веретенное АУ. Добавлением к маслу АУ антикоррозионной и антиокислительной присадок получают масло гидравлическое АУП, что позволяет повысить максимально допустимую (кратковременно) температуру до 125°С. На основе масла АУ с введением моющей, противоизносной, антиокислительной и противопенной присадок готовят масло марки Р.

Масло марки А для гидромеханических коробок передач автотракторной техники в своем составе содержит около 2% полизобутилена, 0,5% депрессора, 4% моющей присадки МАСК, 2% антикислотной и противоизносной ДФ-11.

Таблица 1.1.

Основные показатели качества рабочих жидкостей для гидравлических систем

Марка	Вязкость мм ² /с при температуре		Индекс вязкости	Температура, °С		Кислотное число, мг/г, не более	Увеличение массы резины в масле (набухание) %
	50°С	отрицательной		застывания, не выше	вспышки, не ниже		
МГЕ - 10А ТУ38 101572-75	10	1500(-50°С)	130	-70	96	0,7	3...7
ВГМЗ ТУ38 101479-74	10	1900(-40°С)	—	-60	135	0,05	4...7
АУ ГОСТ 1642-75	12...14	—	—	-45	163	0,07	—
АУП ТУ38 101719-78	11...14	—	—	-45	145	0,6	3...1,5
Р ТУ38 101179-71	12...14	1300(-20°С)	—	-45	163	—	до 5
А ТУ38 101179-71	23...30	2100(-20°С)	—	-40	175	—	-2...2
ЭШ ГОСТ 10363-78	20	—	—	-50	150	0,15	—
МГ-30 ТУ38 10150-79	27...33	4000(-15°С)	85	-35	190	0,06	-2...4
М-2ИХП ТУ38 101770-79	25...35	2000(-18°С)	135	-40	170	—	-4...4

Масло ЭШ предназначено для гидросистем высоконагруженных механизмов и представляет собой масло веретенное АУ с загущающей и депрессорной присадками. На базе индустриального И-30А с введением антиокислительной, депрессорной и антипенной присадок получают масло гидравлическое МГ-30. Оно предназначено для гидросистем с рабочим давлением до 20 МПа строительных, дорожных, подъемно-транспортных и др. машин. Масла А и МГ-30 (с добавлением противоизносной присадки) обеспечивают надежную работу гидрообъемных трансмиссий типа "Зауэр", предназначенных для использования в корне- и кормоуборочных комбайнах и других сельскохозяйственных машинах.

Для всесезонной эксплуатации гидроприводов и гидроуправления мощных промышленных тракторов (например, Т-130, Т-330) выпускают масло гидравлическое М-2ИХП.

В гидравлических тормозных приводах отечественных автомобилей и тракторов применяются жидкости трех типов - БСК, ГТЖ-22 и "Нева". Тормозная жидкость "Нева" (ТУ6 011163-78) является более совершенной по отношению к другим жидкостям и разработана для применения в автомобилях ВАЗ. Однако, все тормозные жидкости, выполненные на гликолевой основе имеют высокую гигроскопичность. Влага, поглощаемая этими жидкостями из окружающего воздуха, резко снижает температуру их кипения. В связи с этим резервуары для тормозных жидкостей выполняются закрытыми, с гибкой диафрагмой, компенсирующей колебания уровня жидкости.

Наиболее перспективно использование новой всесезонной жидкости "Томь" (ТУ6 012620-77) представляющей собой смесь гликолей и эфиров борной кислоты. Основные ее преимущества: меньшая гигроскопичность, незначительное снижение температуры кипения при обводнении, улучшенные противоизносные и антикоррозионные свойства, низкая стоимость.

1.2. Насосные и насосно-аккумуляторные установки.

Насосные установки представляют собой совокупность одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака конструктивно оформленных в одном целом. Как правило насосные установки комплектуются гидроаппаратурой (предохранительными, обратными клапанами и др.), манометрами и кондиционерами рабочей среды (фильтрами, системами терморегулирования).

Отечественной промышленностью выпускается широкая номенклатура насосных установок для питания гидроприводов металлорежущих станков. Насосные установки Г48-12, Г48-22Н, Г48-32 выполнены по единой элементной базе и имеют широкую унификацию деталей и узлов. Гидравлическая схема насосной установки Г48-12 показана на рис. 1.1. В насосной установке сдвоенный пластинчатый насос 2, приводимый электродвигателем 3, всасывает рабочую жидкость из бака 1 и подает ее в гидросистему двумя независимыми потоками. При этом давление рабочей жидкости в каждом из потоков определяется настройкой предохранительных клапанов 5 и 10 и контролируется манометром 7, подключенным через золотник 9. Обратные клапаны 6 и 8 исключают возможность слива рабочей жидкости в бак из гидросистемы при выключении насосов.

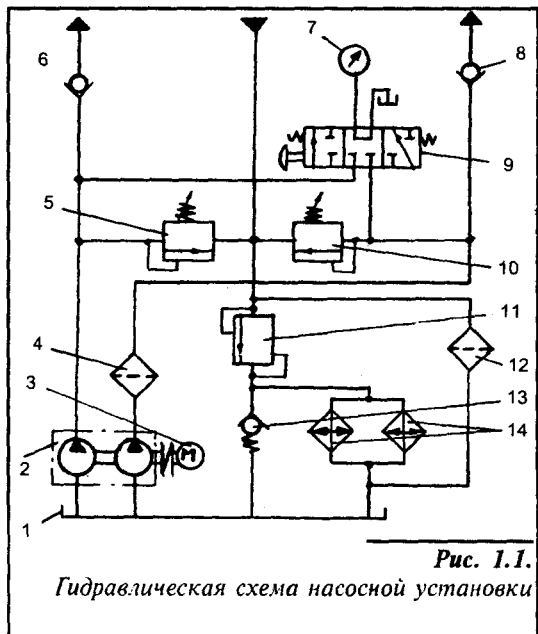


Рис. 1.1.

Гидравлическая схема насосной установки

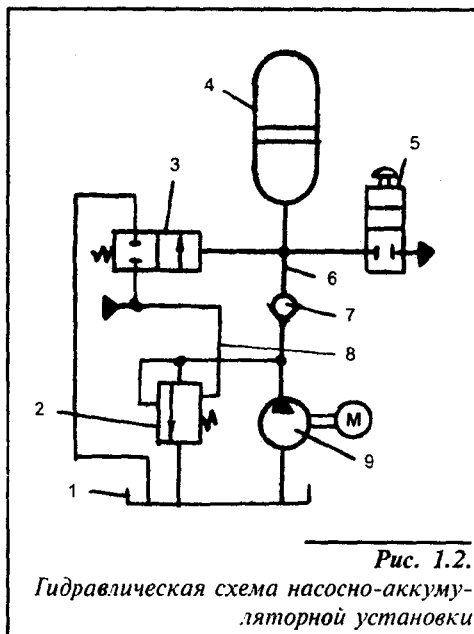


Рис. 1.2.

Гидравлическая схема насосно-аккумуляторной установки

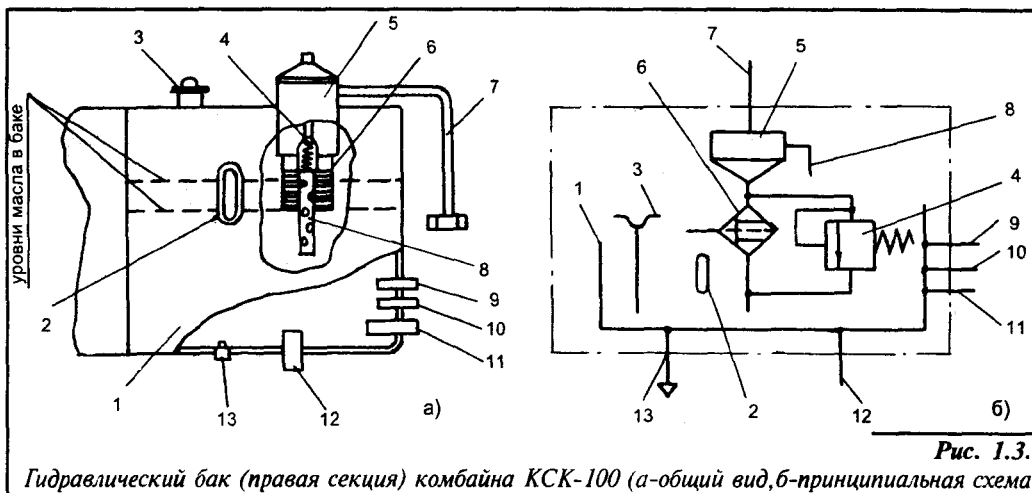
В напорной линии насоса меньшей подачи установлен полнопоточный фильтр 4 средней очистки. Рабочая жидкость, сливающаяся из предохранительных клапанов и из гидросистемы, проходит через подпорный клапан 11 и радиаторы воздушного охлаждения 14 в бак. Часть рабочей жидкости сливается в бак также через фильтр тонкой очистки 12. Подпорный клапан 13 защищает радиаторы от перегрузки в начальный период работы насосной установки, когда рабочая жидкость в системе недостаточно разогрета.

Насосно-аккумуляторными установками называются агрегаты, которые могут работать как в насосном, так и в гидроаккумуляторном режимах. Их применение наиболее эффективно или в случае, когда потребление расхода рабочей жидкости носит кратковременный характер с большими пиковыми значениями и импульсами, разделенными

большими интервалами времени таким образом, что средний расход остается достаточно низким, или в случае, когда требуется длительное поддержание заданного давления при очень малом расходе.

Схема насосно-аккумуляторной установки с одним, заранее установленным значением рабочего давления, показана на рис. 1.2. Она работает следующим образом. При пуске насоса 9 и закрытом гидрораспределителе 5 происходит заполнение гидроаккумулятора 4 с повышением давления в гидрوليнии 6 до значения, установленного регулятором максимального давления 3. После этого он переключается, в результате чего давление в напорной линии насоса снижается до минимального значения, определяемого настройкой напорного клапана с гидроуправлением 2. Вся подаваемая насосом жидкость при этом перетекает в бак 1. Если осуществляется переключение гидрораспределителя 5, то к станции подключается потребитель расхода. Гидроаккумулятор 4 будет разряжаться, обеспечивая необходимую подачу рабочей жидкости в систему. Так как при этом соответственно снижается управляющее давление на регуляторе 3, он переключается в обратное положение. Разгрузка насоса 9 прекращается и он подключается к системе через обратный клапан 7.

Гидробаки бывают двух типов: с атмосферным давлением и с избыточным давлением (закрытые). Выбранный объем бака должен соответствовать ряду номинальных вместимостей гидравлических баков (ГОСТ 1244В-80, СТ СЭВ 527-77).



На рис. 1.3 представлена правая секция гидравлического бака с атмосферным давлением комбайна КСК-100. В верхней части бака расположена заливная горловина 5 с фильтром 6 и сапун 3. Фильтр снабжен перепускным клапаном 4, который отрегулирован на давление в пределах 0,15...0,20 МПа. Рабочая жидкость через сливную магистраль 7 и фильтр 6 возвращается в бак 1. При засорении фильтрующих элементов давление в предклапанной полости увеличивается и неочищенная рабочая жидкость через открытый клапан 4 и центральную трубку 8 направляется в бак. Слив рабочей жидкости осуществляется через сливную пробку 13. От штуцера 12 рабочая жидкость направляется к насосу НШ 10Е-Л гидросистемы рулевого управления, а через штуцер 9 возвращается обратно. Штуцер П обеспечивает подачу рабочей жидкости к насосу НШ 32-2 системы управления силовыми цилиндрами, из которых жидкость возвращается в бак по трубопроводу 7. Штуцер 10 предназначен для сбора рабочей жидкости из системы дренажа. Для контроля уровня рабочей жидкости служат смотровые стекла 2.

В гидробаках с избыточным давлением рабочая жидкость изолируется от окружающего воздуха. Конструктивно они могут быть выполнены без разделителя между рабочей жидкостью и газом и с разделителем. В гидробаках без разделителя над свободной поверхностью жидкости находится под избыточным давлением инертный газ, а с разделителем между газом и рабочей жидкостью размещена эластичная диафрагма. Благодаря отсутствию контакта рабочей жидкости с газом или воздухом значительно увеличивается срок ее службы, а также срок службы и надежность гидросистемы.

1.3. Кондиционеры рабочей жидкости.

Кондиционерами рабочей жидкости называются устройства, предназначенные для получения необходимых качественных показателей и состояния рабочей жидкости. К ним относятся гидроочистители для очистки рабочей жидкости от загрязняющих примесей, теплообменные аппараты для поддержания температуры рабочей жидкости в заданных пределах, а также воздухоспускные устройства для выпуска газа из устройств объемного гидропривода с целью уменьшения газа в рабочей жидкости.

Для очистки рабочей жидкости от твердых и вязких загрязняющих ее примесей применяют фильтры. Фильтры монтируют в напорных всасывающих и отводящих линиях. Их применяют и во вспомогательных системах, а также в специальных установках для регенерации масла.

По принципу действия фильтры делят на щелевые, в которых очистка жидкости происходит при ее прохождении через щели в фильтрующем элементе, сетчатые, в которых жидкость очищается, проходя через ячейку сетки фильтрующего элемента, и пористые, в которых жидкость очищается, проходя через поры фильтрующего элемента.

Щелевые фильтрующие элементы представляют собой или набор пластин, между зазорами которых проходит очищаемая жидкость, или поверхность из проволоки, намотанной на стакан с винтообразными канавками на его образующих выступах, определяющих шаг намотки и величину щелей между витками.

Сетчатые фильтрующие элементы представляют собой конструкции из сетки различных способов плетения металлической проволоки или текстильных материалов.

К фильтрующим элементам пористых фильтров относятся керамика и металлокерамика, а также различные нетканые материалы из волокон бумаги, текстиля и металлической проволоки.

На рис. 1.4 представлен фильтр гидравлической системы коробки передач. Фильтрующие элементы 2 представляют собой стальной каркас с натянутой на него латунной сеткой. Масло

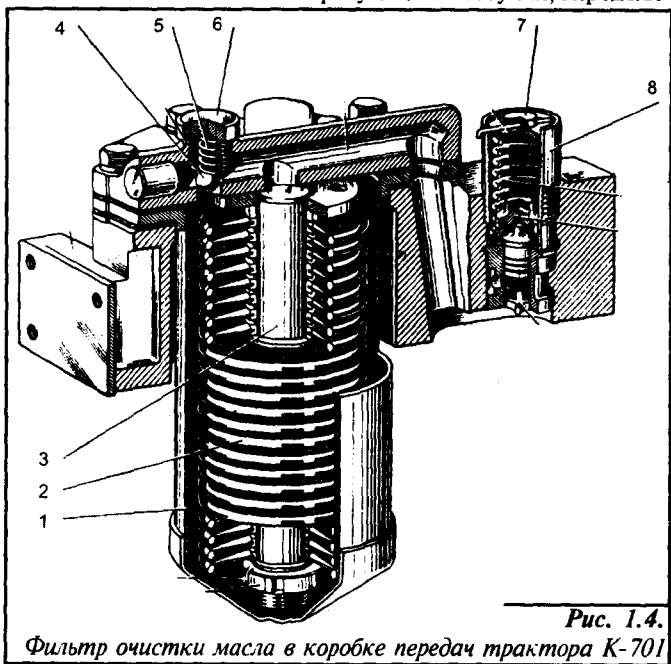


Рис. 1.4.
Фильтр очистки масла в коробке передач трактора К-701

попадает в стакан 1, проходит фильтрующие элементы и через прорезь в основании фильтра 2 поступает в редукционный клапан 8. Последний поддерживает постоянным давление в гидросистеме коробки передач (0,8-1,0 МПа); величина его устанавливается пробкой 7. В крышке фильтра находится перепускной клапан 6, отрегулированный на перепад давления 300-500 КПа. При загрязнении фильтрующих элементов или при работе на густом масле (в холодный период года) шарик 4, сжимая пружину 5, отходит и открывает части неочищенного масла доступ к редукционному клапану

Одним из способов отделения твердых частиц является применение сепараторов, в которых очистка рабочей жидкости происходит под действием каких-либо сил, например сил магнитного поля, центробежных и электростатических сил. Наиболее перспективным способом очистки рабочих жидкостей в гидросистемах тракторов, строительных, дорожных и других мобильных машин является использование очистительных устройств на основе центробежного поля. Особенность центробежных сепараторов (центрифуг) состоит в возможности применения их при больших расходах (400 л/мин и более), пульсации потока, а также при значительном диапазоне изменения вязкости (от 8-10 до 800 мм²/с) рабочей жидкости, характерном для эксплуатации машин в различных климатических условиях.

Для обеспечения заданной температуры рабочей жидкости используются устройства называемые теплообменниками, которые делятся на нагреватели жидкости и охладители жидкости. В гидравлических системах мобильной техники и машиностроения, как правило, требуется охлаждение рабочей жидкости, которая, нагреваясь в процессе работы, ухудшает свои параметры (вязкость), что приводит к снижению КПД системы и уменьшению ее эксплуатационных характеристик.

По конструкции охладитель представляет собой радиатор, обтекаемый хладогентом (воздухом или холодной водой). В гидроприводах охладители устанавливают в сливной гидролинии непосредственно перед гидробаком. Сопротивление охладителя потоку рабочей жидкости должно быть минимальным.

Нагреватели устанавливают в гидроприводах при работе в условиях низких (минусовых) температур для предотвращения ледообразования, связанного с замерзанием конденсата пара воды, выделившейся из воздуха а также замерзанием воды, находящейся в масле в виде эмульсий или в нерастворенном состоянии. Нагреватели монтируют в гидробаках и включают перед пуском гидросистемы.

1.4. Классификация и конструктивные схемы гидроаккумуляторов.

Гидроаккумулятор – это устройство, предназначенное для аккумулирования энергии рабочей жидкости с последующим использованием этой энергии. Гидроаккумуляторы накапливают энергию во время частичной загрузки источника энергии гидропривода и возвращают ее в систему в период интенсивной работы гидродвигателя. Использование гидроаккумуляторов позволяет понизить мощность насоса, доведя ее до средней мощности потребителей, а в гидроприводах эпизодического действия – обеспечить работу гидропривода в период пауз в работе питающего насоса. Гидроаккумуляторы используются также: для уменьшения пульсаций давления, вызываемых работой насоса, клапанов, распределителей; для защиты системы от возможных гидравлических ударов; для поглощения кинетической энергии при больших инерционных нагрузках гидродвигателей, а также для компенсации изменения объема при изменении температуры.

Накопление энергии гидроаккумуляторов может происходить за счет подъема груза, сжатия или растяжения механических пружин и сжатия газа.

Пружинные аккумуляторы, обладая меньшей инерционностью, чем грузовые, применяются в гидросистемах для компенсации гидравлических ударов, температурных расширений, а также в некоторых системах для компенсации возможных утечек рабочей жидкости. Пружинные аккумуляторы применяются не только в стационарных гидросистемах, но и в гидросистемах мобильных машин. Основным достоинством пружинных гидроаккумуляторов является стабильность характеристик при изменении температуры в сочетании с относительной компактностью и сравнительно хорошим быстродействием.

Конструктивная схема пружинного гидроаккумулятора, применяемого в гидронавесной системе универсально-пропашных тракторов, приведена на рис. 1.5. Гидроаккумулятор предназначен для поддержания давления подпора и восполнения утечек в полости подъема цилиндра механизма задней навески и состоит из крышки 1, корпуса 3, полого штока 5 с поршнем 6, подвижного цилиндра 2 и пружины 4.

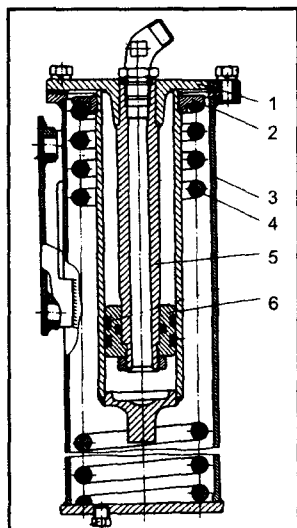


Рис. 1.5.

Пружинный гидроаккумулятор гидронавесной системы универсально-пропашного трактора

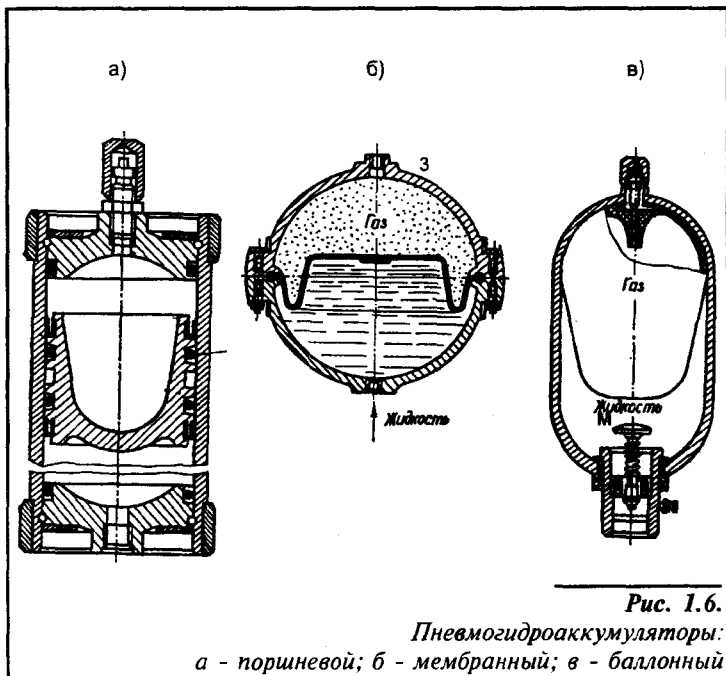


Рис. 1.6.

Пневмогидроаккумуляторы:

а - поршневой; б - мембранный; в - баллонный

В пневмогидравлических аккумуляторах энергия накапливается в результате сжатия газа (азота или воздуха). По конструктивным признакам пневмогидроаккумуляторы могут быть без разделителя, с разделителем в виде поршня (поршневые гидроаккумуляторы) и с эластичным разделителем. Недостатком пневмогидроаккумуляторов без разделителя является контакт рабочей жидкости и газа. Газ под давлением интенсивно растворяется в жидкости. Это приводит к быстрому насыщению жидкости газом и уменьшению объема газа в баллоне.

Разделитель у пневмогидроаккумулятора (рис. 1.6, а) в виде поршня также не гарантирует утечки газа в жидкости. Кроме того износ поршня и поверхности цилиндра, а также инерционность такого гидроаккумулятора, обусловленная массой поршня, ограничивает область применения поршневых гидроаккумуляторов.

Мембранные пневмогидроаккумуляторы (рис. 1.6, б) являются наиболее быстродействующими и компактными. Поэтому они широко применяются не только для уменьшения мощности насоса, но и для сглаживания высокочастотных пульсаций давления в

гидролиниях. У мембранных пневмогидроаккумуляторов при равных полезных объемах габариты меньше, чем у баллонных с эластичным разделителем в виде баллона (рис. 1.6 в), применяющихся из-за низких прочностных характеристик корпуса при давлении до 10 МПа.

1.5. Выбор параметров пневмогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред.

В пневмогидравлических аккумуляторах давление жидкости изменяется по законам изменения давления газа, так как жидкость обладает весьма малой способностью аккумулировать энергию.

Расчет пневмогидроаккумулятора в основном сводится к определению конструктивной его емкости (V_k) и полезного объема (V_n) жидкости. Произведение полезного объема на среднее давление газа определяет внешнюю работу аккумулятора.

Рассмотрим методику выбора параметров пневмогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред. На рис. 1.7 показаны различные положения поршня в аккумуляторе и соответствующие параметры в газовой и жидкостной средах. Максимальное и минимальное давление в аккумуляторе, а также полезная емкость могут быть заданы конструктору, либо их определяют.

Минимальный объем рабочей жидкости в аккумуляторе при минимальном допустимом давлении:

$$V_{\text{м1}} = V_k - V_{r1}, \quad (1.1)$$

где V_k - конструктивный объем аккумулятора; V_{r1} - объем газа, соответствующий разрядке аккумулятора.

Полезный объем газа будет равен:

$$V_n = V_{r1} - V_{r2}, \quad (1.2)$$

где V_{r2} - объем газа, соответствующий зарядке аккумулятора.

Для политропного процесса отношения параметров газа таковы:

$$\frac{V_{r1}}{V_k} = \left(\frac{p_n}{p_{\text{min}}} \right)^{1/n}; \quad \frac{V_{r2}}{V_{r1}} = \left(\frac{p_{\text{min}}}{p_{\text{max}}} \right)^{1/n}, \quad (1.3)$$

где p_n - начальное давление газовой среды перед зарядкой аккумулятора жидкостью; n - показатель политропы; p_{min} - минимальное допустимое давление в конце разрядки; p_{max} давление в конце зарядки.

Подставив значения V_{r1} и V_{r2} в формулу (1.1) и проведя преобразования получим

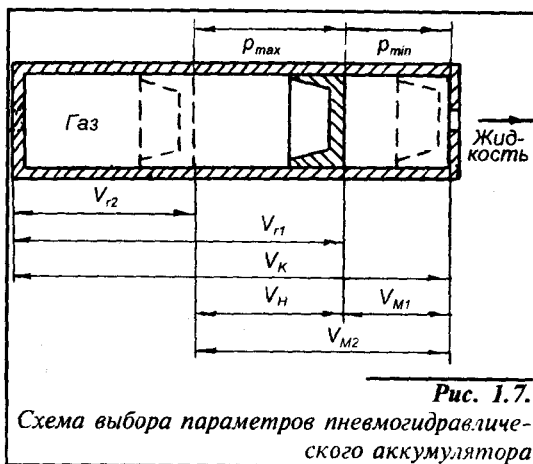


Рис. 1.7.
Схема выбора параметров пневмогидравлического аккумулятора

минимальный объем жидкости в аккумуляторе:

$$V_{.nl} = V_{\kappa} \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_{min}} \right)^{1/n} \right]. \quad (1.4)$$

Подставив значения V_{r1} и V_{r2} в формулу (1.2) найдем полный объем аккумулятора:

$$V_n = V_{\kappa} \left[\left(\frac{p_n}{p_{min}} \right)^{1/n} - \left(\frac{p_n}{p_{max}} \right)^{1/n} \right]. \quad (1.5)$$

Для изотермического процесса (при $n=1$) выражение (1.5) примет вид:

$$\frac{V_n}{V_{\kappa}} = \frac{p_n}{p_{min}} - \frac{p_n}{p_{max}}. \quad (1.6)$$

Из выражения (1.6) следует, что полезная емкость аккумулятора зависит от величины начального давления воздуха p_n .

Одной из основных задач при выборе пневмогидравлического аккумулятора является определение его размеров, если известно допустимое падение давления в момент максимальной разрядки аккумулятора в процессе работы машины. Для этого воспользуемся графиком (рис. 1.8.) зависимости между объемом и давлением газа $pV_n = const$. От нулевой точки вправо отложены значения давления p в аккумуляторе. На этой оси вы-

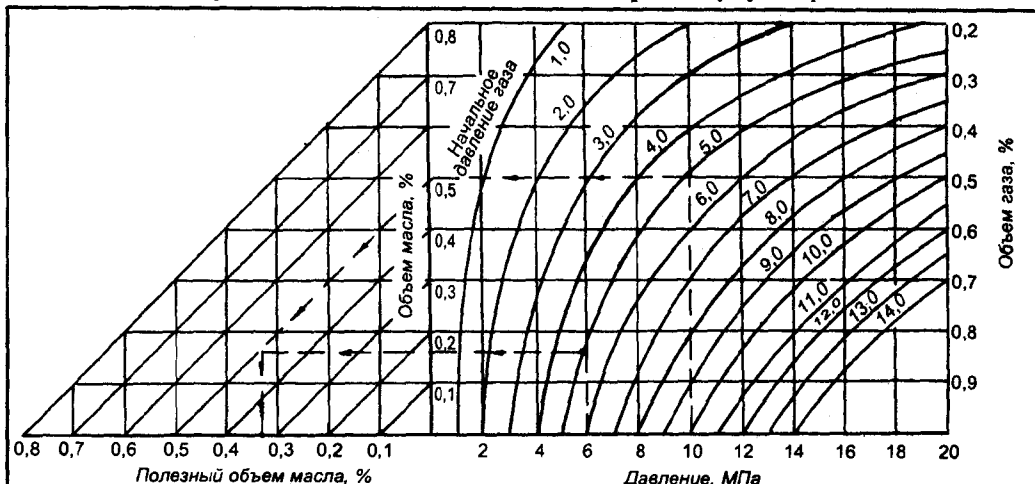


Рис. 1.8.

Кривые сжатия газа в аккумуляторе при изотермическом процессе

бираем точку, соответствующую давлению в аккумуляторе к моменту его полной зарядки. От данной точки проводим вертикальную линию до встречи с кривой, соответствующей начальному давлению p_n газа в аккумуляторе (начальное давление p_n должно быть несколько меньше минимального давления p_{min}). Ордината данной точки показывает заполнение аккумулятора маслом при полной зарядке в долях его полного объема.

Затем на оси давлений выбираем точку, соответствующую минимально допустимому давлению p_{min} .

По пунктирным линиям на графике на основании исходных данных определяют полезный объем аккумулятора (в долях от полного его объема). При помощи этого графика можно определить p_{max} , зная p_{min} и необходимый полезный объем масла в аккумуляторе или другие параметры.

1.6. Требования, предъявляемые к воздуху в системах пневмоавтоматики.

В системах пневмоавтоматики в качестве рабочего тела в основном используется воздух, который является энергоносителем и носителем сигналов информации. В промышленной пневмоавтоматике принято три диапазона давлений питания: низкий (0,0012-0,005), нормальный (0,118-0,175 МПа) невысокий (0,2-1,0 МПа). Низкий диапазон давлений используют для питания струйных устройств, а также мембранных вычислительных приборов низкого давления. Для питания основных управляющих и регулирующих мембранных приборов пневмоавтоматики используют давление нормального диапазона.

Все большее применение для построения пневматических систем управления находят устройства высокого давления, особенно миниатюрные и малогабаритные пневмораспределители. Эти устройства имеют, по сравнению с устройствами низкого (струйной техники) и среднего (мембранной техники) давления, следующие основные преимущества: управление исполнительными механизмами без промежуточного усиления командных сигналов, менее тщательная очистка воздуха, простота наладки и обслуживания. Высокий диапазон давлений также находит широкое применение и для управления агрегатами мобильных машин.

Надежность работы систем пневмоавтоматики в значительной мере зависит от чистоты сжатого воздуха. Так, к примеру, до 80% отказов пневматического тормозного привода автомобилей вызываются его загрязнением. В сжатом воздухе могут содержаться загрязнители в виде аэрозолей, состоящих из твердых или жидких частиц, взвешенных в газовой среде. Аэрозоли делятся на пыли, дымы и туманы. К пылям относятся аэрозоли с твердыми частицами дискретного происхождения при измельчении (дроблении) твердых тел. К дымам относятся аэрозоли с твердыми частицами, образовавшимися в результате объемной конденсации перенасыщенных паров и при химических реакциях некоторых веществ, находящихся в газообразном состоянии. Аэрозоли с жидкими частицами называются туманами.

На сжатый воздух, предназначенный для питания пневматических устройств и систем, работающих при давлении до 2,5 МПа, согласно ГОСТ 17433-80 устанавливается класс загрязненности по составу и содержанию посторонних примесей. Условное обозначение сжатого воздуха 7-го класса загрязненности имеет следующий вид: Воздух кл.7 ГОСТ 17433-80.

Наличие заданных диапазонов питающих давлений определяет собой и различие требования к параметрам питающего воздуха и оборудованию, служащему для его подготовки. Так, при низком диапазоне давлений не требуется осушки воздуха, подаваемого к приборам, поскольку увеличение его влажности при сжатии ничтожно и практически роли не играет. В системах подготовки воздуха для устройств, работающих при нормальных и высоких рабочих давлениях и при температурах ниже нуля, должно быть предусмотрено устройство для осушки воздуха (дегидратор). Согласно ГОСТ 17433-80 загрязненность воздуха, поступающего в фильтры, должна соответствовать классу 3 для фильтров воздуха питания устройств контроля линейных размеров и класса 3 или 5 для фильтров воз-

духа питания приборов и средств автоматизации. Загрязненность воздуха на выходе из фильтров должна соответствовать классу 0 или 1 с точкой росы по 3-му классу.

Для оценки загрязненности сжатого воздуха, предназначенного для питания пневматических устройств и систем, работающих при давлении до 2,5 МПа, служат следующие методы измерения:

- определение содержания твердых частиц;
- измерение максимального размера твердых частиц;
- измерение содержания воды и масел в жидком состоянии;
- измерение содержания водяных паров.

Подробное описание каждого из методов измерения загрязненности сжатого воздуха, используемых при испытаниях установок, изложено в ГОСТ 24484-80.

1.7. Подготовка воздуха для систем пневмоавтоматики.

В зависимости от требований, предъявляемых к воздуху, и диапазонов давлений питания систем пневмоавтоматики используются различные схемы подготовки воздуха. Принципиальная схема его подготовки для систем, работающих в области нормальных и высоких давлений, показана на рис. 1.9. Очищенный от пыли фильтром 1 воздух попадает в компрессор 2, где сжимается. Оттуда он поступает в холодильник 4, вода в который подается по линии 5 и сбрасывается в канализационную систему 6. Водяной холодильник 4 служит для конденсации водяных и масляных паров, содержащихся в воздухе. Его влажность на выходе из холодильника 4 уменьшается на 70-80%. Далее воздух попадает в ресивер 8, служащий для аккумуляции запасов сжатого воздуха и сглаживания пульсаций. При наличии ресивера отпадает необходимость в непрерывной работе компрессора, что значительно удлиняет срок его службы. Отключение компрессора при достижении верхнего установленного давления и включение его в работу при уменьшении давления до нижнего установленного предела осуществляется с помощью электронной системы автоматизации, управляемой электродвигателем 3. В ресивере 8 устанавливается предохранительный клапан 7, ограничивающий максимальную величину давления в ресивере. В ресивере 8 также конденсируется некоторое количество воды, которую периодически необходимо удалить через вентиль 9, управляемый электронной автоматикой. Из ресивера воздух попадает в маслоотделитель 10, в котором он очищается от паров масла, а оттуда — в силикагелевый двухступенчатый дегидратор 11, обеспечивающий глубокую осушку воздуха. Далее воздух проходит через фильтр 12, попадает в ресивер 13, а затем в систему распределения воздуха, состоящую из фильтров 14, предохранительных клапанов 15 и других элементов.

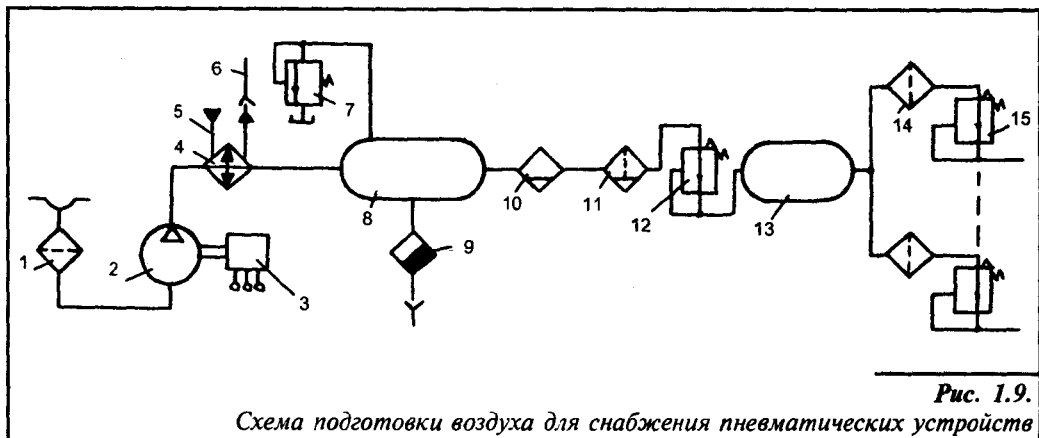


Рис. 1.9.

Схема подготовки воздуха для снабжения пневматических устройств

Давление в воздушной линии поддерживается постоянным с помощью регулятора 12. После регулятора давления при отсутствии дегидрататора 11 воздух обычно направляют в ресивер 13, откуда он поступает к фильтрам 14, редукторам 16, а затем к приборам.

В схемах подготовки воздуха необходимо предусмотреть глушители, предназначенные для борьбы с шумом, возникающим при выходе воздуха с большими скоростями истечения в атмосферу. В связи с этим используются глушители, принцип действия которых основан на максимальном уменьшении в них скорости воздуха.

Для обеспечения нормального функционирования пневмосистемы автомобилей и тракторов решающую роль играет питающая часть, предназначенная для выработки сжатого воздуха, очистки его от влаги и масла и поддержания в системе необходимого рабочего давления.

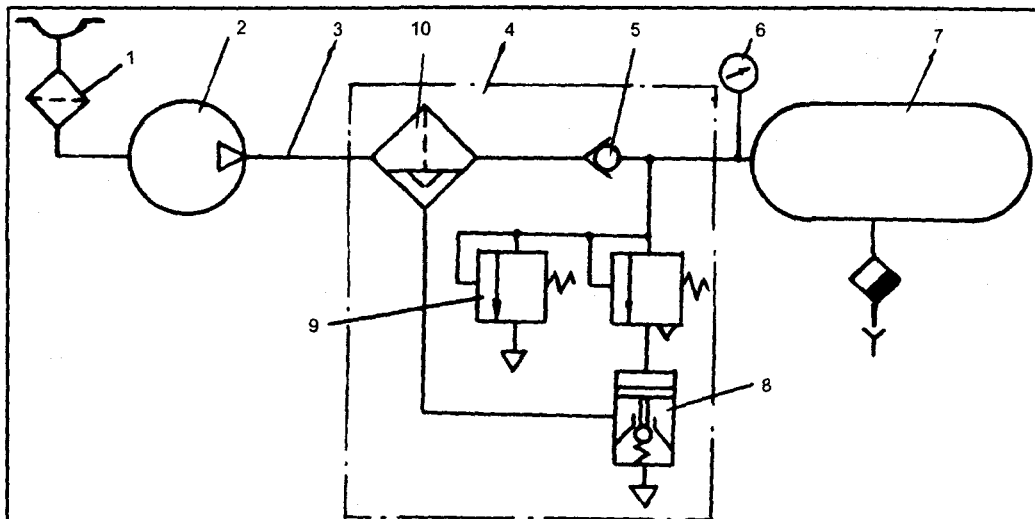


Рис. 1.10.

Схема питающей части пневматического тормозного привода тракторов класса 1,4

На рис. 1.10. приведена принципиальная схема питающей части пневмопривода, используемая на тракторах класса 0,9...2. Компрессор 2 всасывает воздух из атмосферы через фильтр 1 и, сжимая его, подает в нагнетательный трубопровод 3. Длина трубопровода 3 выбирается таким образом, чтобы воздух, проходя по нему, охладился до такой температуры, когда из него начнет конденсироваться влага в виде капель. Поступив во влагоотделитель 10, воздух очищается от капельной влаги и через обратный клапан 5 подается в ресивер 7. При достижении давления в ресивере 7 максимального рабочего значения открывается разгрузочный клапан 8 регулятора 4 и нагнетательный трубопровод 3 и влагоотделитель 10 сообщаются с атмосферой. При этом происходит удаление воды и масла из влагоотделителя 10 и прекращение подачи воздуха в ресивер. Компрессор 2 переводится на холостой ход. Обратный клапан 5 закрывается и предотвращает вытекание сжатого воздуха из ресивера. При снижении давления в ресивере 7 до минимального рабочего значения разгрузочный клапан 8 закрывается, разобщая нагнетательный трубопровод 3 с атмосферой компрессор возобновляет подачу воздуха в ресивер.

В регуляторе 4 установлен предохранительный клапан 9, ограничивающий максимальную величину давления. Для контроля давления в ресивере служит манометр 6.

Питание устройств, построенных на элементах струйной техники, можно осуществлять от сети высокого давления, используя в схеме этектор (рис. 1.11.). Из линии высо-

кого давления воздух через маслоотделитель 1, фильтр 2 проходит в редуктор 3, который понижает давление и поддерживает на своем выходе его постоянную величину в соответствии с настройкой. Выход редуктора 3 подключен к питающему соплу 4 эжектора, содержащего питающее и приемное 6 сопла, корпус 5 и фильтр 10. Проходя через питающее сопло 4 малого диаметра, воздух попадает в приемное сопло большого диаметра, при этом внутри корпуса 5 эжектора струя создает разрежение, вследствие чего через фильтр 10 эжектора подсаывается атмосферный воздух. Таким образом, увеличивается общий расход воздуха. После эжектора воздух подвергают вторичной очистке с помощью фильтра 7. Манометр низкого давления 8 служит для контроля давления, поступающего к струйному устройству 9, а также для настройки редуктора 3.

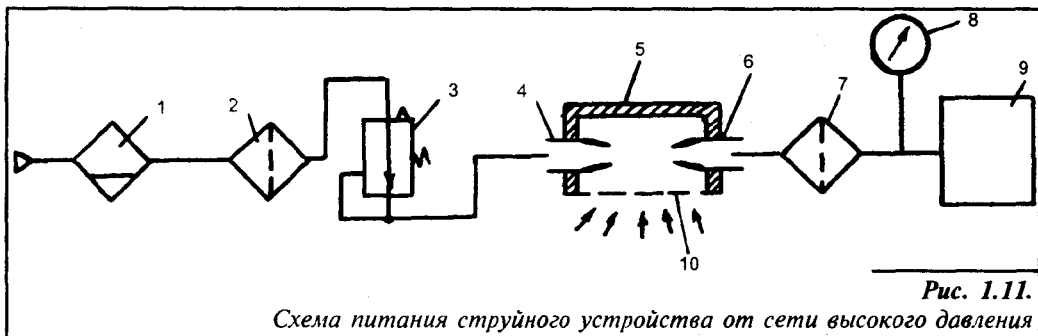


Рис. 1.11.
Схема питания струйного устройства от сети высокого давления

В последнее время для питания приборов и систем, работающих в низком диапазоне давлений и особенно струйных устройств, используются маломощные вентиляторы, представляющие собой электродвигатель, на оси которого установлена крыльчатка.

1.8. Устройства подготовки сжатого воздуха в системах промышленной пневмоавтоматики.

Приборы подготовки сжатого воздуха для систем пневмоавтоматики высокого давления в зависимости от функционального назначения должны обеспечивать очистку сжатого воздуха, регулирование давления, отвод конденсата; контроль давления сжатого воздуха на входе и выходе, впрыскивание в сжатый воздух масла, отключение системы от подачи сжатого воздуха. К этим приборам относятся фильтры-влагоотделители, пневмоклапаны редукционные, пневмоклапаны предельного давления, маслораспылители, комбинированные аппараты — блоки пневматические подготовки воздуха.

Фильтры-влагоотделители предназначены для очистки сжатого воздуха от твердых частиц, воды и минерального масла в пневматических приводах и системах. В настоящее время для очистки сжатого воздуха в пневмоприводе применяют различные фильтры и влагоотделители, у которых используется три принципа осушения: динамический, термодинамический и адсорбционный. Динамический принцип осушения воздуха заключается в выделении частиц воды из сжатого воздуха при резком изменении направления его потока или прохождения через фильтр. Конденсация водяного пара при охлаждении сжатого воздуха в элементах привода является термодинамическим принципом осушения воздуха, а удержание частиц воды поверхностно-активными веществами есть адсорбционный принцип осушения воздуха. В качестве адсорбентов применяют силикагель, алюмогель и вещества типа синтетических цеолитов.

Промышленность выпускает различные по конструктивному исполнению фильтры-влагоотделители с одноступенчатой или двухступенчатой очисткой. Одна из конструкций фильтра-влагоотделителя приведена на рис. 1.12. Сжатый воздух, подведенный к от-

вертию П в корпусе, попадает в крыльчатку 1 и получает нисходящее вращательное движение. Капли воды и масла, а также крупные твердые частицы, находящиеся в сжатом воздухе, под действием центробежных сил отбрасываются на стенки и опускаются вниз в спокойную зону, отделенную заслонкой 3. Прозрачный материал стакана 4 позволяет следить за количеством конденсата и производить своевременный его отвод через клапан 5. В некоторых фильтрах-влагодделителях устанавливаются автоматические конденсатоотводчики, у которых при определенном уровне конденсата в стакане 1 открывается дренажный клапан и конденсат сливается, после чего клапан закрывается. Дальнейшая очистка сжатого воздуха осуществляется фильтрующим элементом 2, после чего он отводится через отверстие О. Работают фильтры-влагодделители на сжатом воздухе не грунее 12-го класса загрязненности по ГОСТ 17433-80.

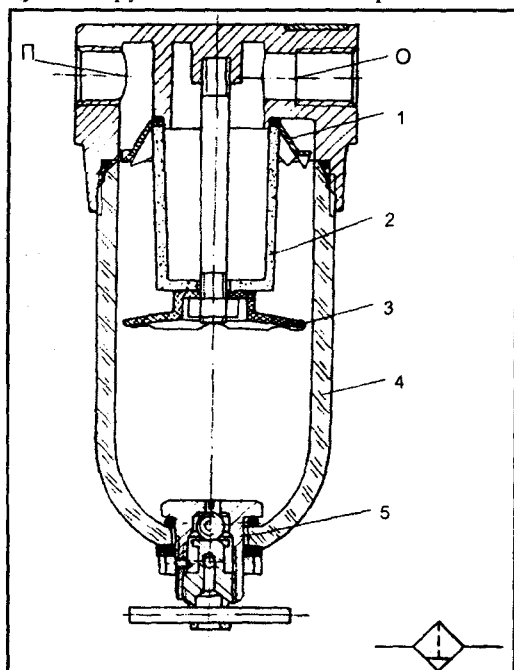


Рис. 1.12.

Фильтр - влагодделитель

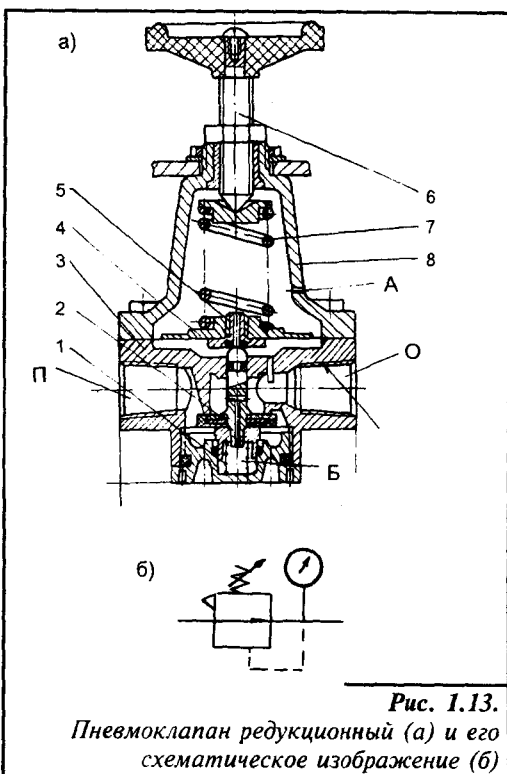


Рис. 1.13.

Пневмоклапан редукционный (а) и его схематическое изображение (б)

Давление воздуха, подводимого к пневматическим приводам, должно быть постоянным или мало изменяться во времени и, кроме того, должна обеспечиваться возможность настройки этого давления. Для этой цели применяются пневмоклапаны редукционные с ручной или пневматической настройкой давления на выходе. Пневмоклапан редукционный с ручной настройкой давления на выходе выполнен по схеме статического регулятора обратного действия с пружинной нагрузкой, мембранным чувствительным элементом и сбалансированным дроссельным клапаном (см. рис. 1.13). В корпусе 3 и стакане 8 размещены дроссельный клапан 2 с пружиной 1, мембранный узел 4 с клапаном сброса 5, воздействующая на мембранный узел нагрузочная пружина с нагрузочным винтом 6. Принцип действия редукционного пневмоклапана основан на автоматическом изменении проходного сечения клапана при изменении давления и расхода на входе (отверстие П) и содержания давления на выходе пневмоклапана (отверстие О).

При понижении выходного давления мембрана под действием нагрузочной пружины прогибается и отжимает дроссельный клапан, увеличивая проход воздуха и тем самым расход его и давление. Дроссельный клапан выполнен разгруженным от действия давления на входе (сбалансированный дроссельный клапан). Подклапанная полость Б изолирована от входного отверстия и соединена через сверление в дроссельном клапане с выходной полостью пневмоклапана редукционного. Наличие сбалансированного дроссельного клапана обеспечивает большую точность поддержания давления на входе.

При повышении давления на выходе выше давления настройки мембранный узел перемещается вверх. В результате сжатый воздух (избыточное давление) через сверление в клапане сброса 5 и через отверстие А сбрасывается в атмосферу, давление на выходе пневмоклапана редукционного снижается до величины, определяемой настройкой нагрузочной пружины. Наличие канала сброса позволяет обеспечить настройку пневмоклапана — переход с высокого давления на низкое при отсутствии расхода воздуха на выходе пневмоклапана редукционного.

У редукционного пневмоклапана с пневматической настройкой давления на выходе настроенное усилие на мембрану осуществляется давлением сжатого воздуха, подаваемого в камеру управления. Работают пневмоклапаны редукционные на сжатом воздухе, очищенном не грубее 10-го класса загрязненности по ГОСТ 17433-80.

Для впрыскивания в сжатый воздух распыленного масла, смазывающего трущиеся поверхности пневматических устройств, применяются маслораспылители. В конструкции маслораспылителя (рис. 1.14.) поток воздуха, подводимый к отверстию П, делится на две части: основную, проходящую через канал к выходному отверстию О, и эжектирующую, проходящую по каналу эжекторного сопла d в зону г, где происходит местное понижение давления вследствие увеличения скоростного напора. Регулирование подачи масла производится при помощи дросселя 9, изменяющего перепад давления между полостями а и в.

При уменьшении сечения дросселирующего отверстия давление в полости в будет меньше, чем в полости а, и масло из резервуара по трубке 3 через обратный клапан 2 и трубку 1 поступает в распыливающее устройство 8. При полном перекрытии дросселирующего отверстия разность давлений в полостях а и в будет наибольшей и, соответственно подача масла — максимальной. Обратный клапан препятствует понижению уровня масла в трубках 1 и 3 при отсутствии расхода воздуха через маслораспылитель. Стабильная подача масла в этой конструкции обеспечивается эластичной диафрагмой, закрепленной на распыливающем устройстве 8. При снижении уровня масла в стакане его подача в зону распыления уменьшается.

Для подготовки сжатого воздуха в пневматических приводах станков, прессов и других машин нашей промышленностью выпускаются различные по конструктивному исполнению пневмоблоки подготовки воздуха. Они обеспечивают: отключение блока от питающей сети; регулирование давления и автоматическое поддержание его на задан-

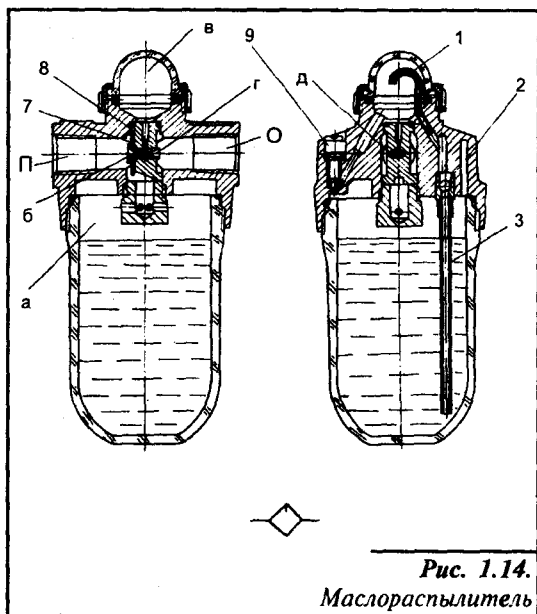


Рис. 1.14.
Маслораспылитель

ном уровне на выходе блока; внесение распыленного масла в поток сжатого воздуха; очистку сжатого воздуха до 10-го класса чистоты по ГОСТ 17433-80 и отвод отделенного конденсата ручной или автоматической): отбор насыщенного маслом воздуха; выпуск сжатого воздуха при его отключении.

Блок подготовки воздуха (рис. 1.15.) представляет собой комбинированный аппарат

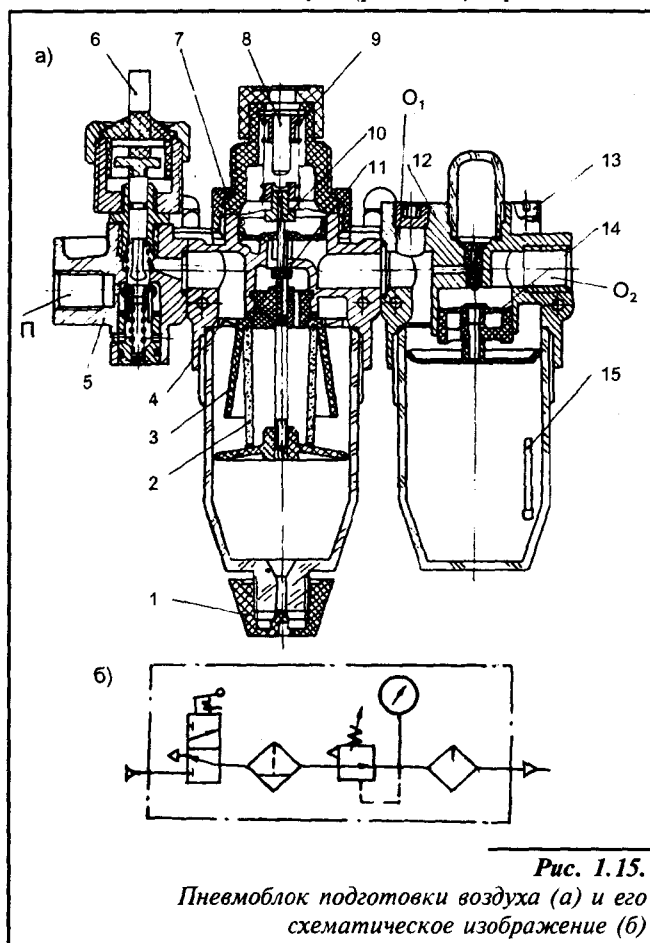


Рис. 1.15.

Пневмоблок подготовки воздуха (а) и его схематическое изображение (б)

фильтр-регулятор, к которому присоединены входной двухпозиционный клапан, заблокированный с выпускным клапаном и маслораспылителем. Из пневмосистемы сжатый воздух поступает в отверстие П входного клапана 5 и, при повернутой от себя ручке тумблера 6, попадает во входное отверстие фильтра-регулятора 7. Проходя через щели крыльчатки 4, сжатый воздух получает вращательное движение, в результате чего происходит отделение капельной влаги и химических примесей, которые по стенкам стакана перемещаются вниз. В дальнейшем при движении воздуха к дефлектору 3 происходит поворот потока воздуха к фильтрующему элементу 2, который осуществляет окончательную фильтрацию воздушного потока. На выходе из фильтрующего элемента находится входное отверстие регулятора давления, проходя через которое воздух стремится закрыть клапан 11, который через жесткий центр 10 и нагрузочный винт 8 связан с задающей пружиной 9. Открытие клапана 11 определяет уровень давления сжатого воздуха на выходе из фильтра регулятора. Проходя входное отверстие маслораспылителя 12, сжатый воздух ускоряется из-за сужения потока и эластичного элемента, создающего сопротивление потоку пропорционально расходу сжатого воздуха. Создающееся в области эластичного элемента 14 падение давления обеспечивает поступление сжатого воздуха с маслом через отверстие малого диаметра в корпусе маслораспылителя. Масло по маслосборной трубе 15 поступает из стакана в прозрачный колпачок, через который происходит визуальный контроль и настройка каплепадения масла при помощи дросселя 13, поступающего в поток сжатого воздуха.

Для отключения пневмоблока от питающей магистрали и выпуска воздуха из системы необходимо тумблер 6 повернуть в положение на себя. Для слива конденсата втулку 1 отворачивают на один оборот.

1.9. Приборы питающей части пневматического тормозного привода автомобилей и тракторов.

В пневматическом тормозном приводе автомобилей и тракторов для подготовки сжатого воздуха используются следующие приборы: влагоотделители, воздухоосушители, регуляторы давления, предохранители против замерзания, обратные перепускные и защитные клапаны, воздушные баллоны (ресиверы), краны слива конденсата или конденсатоотводчики.

Для очистки сжатого воздуха в питающей части пневмопривода тормозов устанавливаются различные по принципу осушения воздуха фильтры и влагоотделители. На рис.

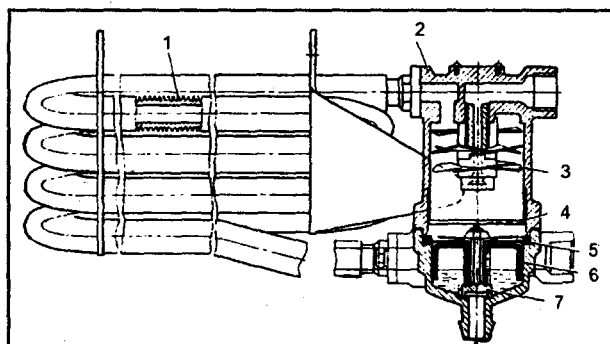


Рис. 1.16.

Влагоотделитель с автоматическим сливом конденсата

1.16. показана конструкция комбинированного динамического и термодинамического влагоотделителя с автоматическим клапаном слива конденсата. Сжатый воздух из компрессора проходит через радиатор 1, где постепенно охлаждается потоком встречного воздуха. Затем воздух проходит по центробежным направляющим дискам 3, расположенным в корпусе 2 отделителя и поступает в пневматический тормозной привод. Выделившаяся влага стекая через сетку 4, скапливается в нижней крышке прибора. При включении регулятора давление во влагомаслоотделителе падает и диафрагма 5 перемещается вверх. Кран 7 слива конденсата открывается и скопившаяся смесь воды и масла удаляется в атмосферу.

Для частичной осушки, очистки и охлаждения сжатого воздуха пневматических тормозных систем может быть использован воздухоосушитель (рис. 1.17), который устанавливается в линии выпуска воздуха из компрессора как можно ближе к ресиверу. При цикле зарядки пневматической тормозной системы воздух от компрессора поступает во впускной патрубок I и затем проходит вниз между стенкой корпуса и внутренним осушающим элементом 4, охлаждаясь в процессе прохождения. Влага в охлажденном воздухе конденсируется и собирается в нижней части установки вместе с маслом. Нагреватель 6 предотвращает замерзание конденсата в холодную погоду. После охлаждения и конденсации воздух идет вверх через масляный фильтр 5, из него удаляется часть грязи, масла и капель воды. Затем воздух проходит в камеру, наполненную осушающим материалом 3, который адсорбирует воду. Осушенный воздух через обратный клапан 2 поступает в продувочную емкость I и давление воздуха растет до тех пор, пока не превысит давление в ресивере. В этом случае обратный клапан 9 открывается и осушенный воздух через канал II поступает в ресивер.

Цикл продувки воздухоосушителя происходит при разгрузке регулятором компрессора, сжатый воздух, поступающий в канал Ш, открывает разгрузочный клапан 7 и конденсат вы-

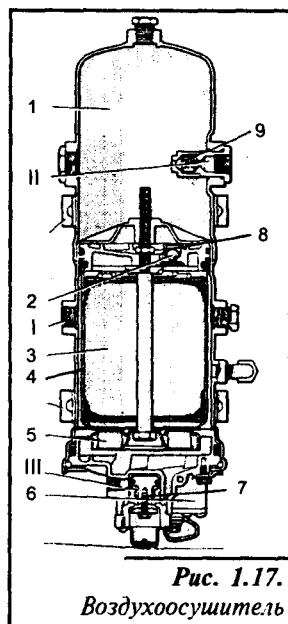
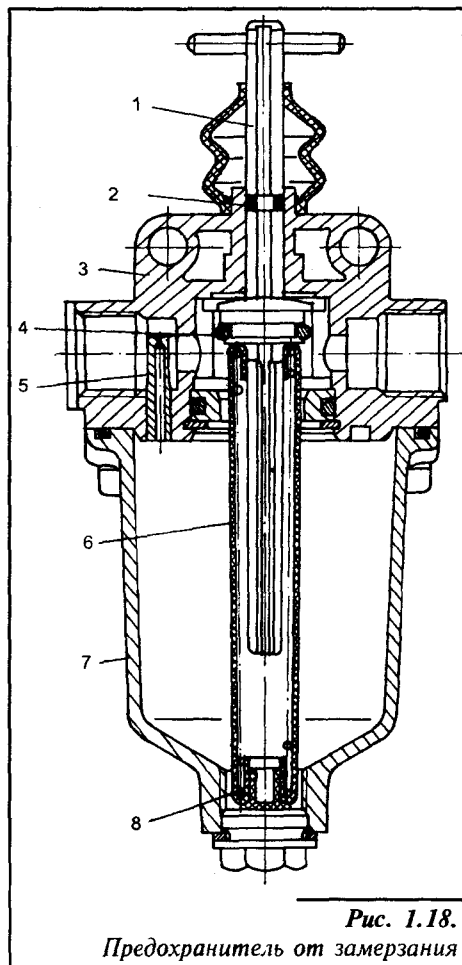


Рис. 1.17.

Воздухоосушитель

брасывается в атмосферу. Давление в осушителе снижается и обратные клапаны 2 и 9 закрываются. Чистый сухой сжатый воздух из продувочной емкости 1 под давлением пропускается через продувочный клапан 8, расширяется в камере с осушивающим материалом 3 и поглощает влагу, находящуюся в нем, т.е. происходит регенерация. Затем влажный воздух через разгрузочный клапан 7 удаляется в атмосферу. Процесс регенерации продолжается до тех пор, пока продувочная камера не станет пустой или падение давления в системе не запустит цикл зарядки повторно.

Для предотвращения замерзания конденсата в трубопроводах и приборах пневматического тормозного привода применяются предохранители против замерзания испарительного и насосного типа. В антизамерзателях испарительного типа имеется фитиль, опущенный в бачок с антифризом, сжатый воздух, обдувая верхний конец фитиля, поглощает пары антифриза.



Предохранитель против замерзания второго типа имеет насос с ручным или автоматическим (действующим при включении регулятора давления) приводом. Насос обеспечивает подачу антифриза в испарительную камеру. В качестве испарителя используются этиловый спирт или специальные жидкости на его основе.

Предохранитель от замерзания испарительного типа, применяемый на автомобилях КАМАЗ, приведен на рис. 1.18. В корпусе 3 смонтировано выключающее устройство, состоящее из тяги 1 с рукояткой, ограничителя тяги 2, и пробки 4 с уплотнительным кольцом.

Между дном нижнего корпуса 7 и пробкой 4 установлен фитиль 6, растягиваемый пружиной 8. В наливном отверстии верхнего корпуса установлена пробка с указателем уровня спирта. В верхнем корпусе установлено сопло 5 для выравнивания давления воздуха в нижнем корпусе при выключенном положении.

Когда рукоятка тяги находится в верхнем положении, воздух, нагнетаемый компрессором в воздушном баллоне, проходит мимо фитиля 6 и уносит с собой спирт, который отбирает из воздуха влагу и превращает ее в незамерзаемый конденсат.

Регулирование давления сжатого воздуха в пневмосистеме автомобилей и тракторов осуществляется регуляторами давления, которые также предохраняют пневмосистему от перегрузки избыточного давления, производят очистку сжатого воздуха от влаги и масла и позволяют производить отбор воздуха для накачки шин.

Комбинированный регулятор давления, применяемый в пневмосистемах тракторов класса 0,9...2, приведен на рис. 1.19. Сжатый воздух от компрессора поступает в полость I регулятора. Проходя через шели направляющего стакана 1, поток воздуха получает вращательное движение. Частицы воды и масла отбрасываются на стенки корпуса и текут

вниз в зону, отделенную от полости I отражателем. Осушенный воздух, пройдя через фильтрующий элемент 2, отжимает обратный клапан 8 и через полость II поступает в ресивер. Сжатый воздух одновременно из полости II поступает под диафрагму 10 регулятора, которая под действием силы давления поднимается вверх, сжимая регулировочные пружины 11. Одновременно поднимается вверх и атмосферный клапан 4 регулятора. При достижении в полости II давления 0,73 МПа клапан регулятора 4 отсоединяет полость III от атмосферы, а клапан 7 открывается и сжатый воздух из баллона поступает в полость III. Под действием давления воздуха разгрузочный клапан 6 опускается вниз и компрессор разгружается. Скопившийся конденсат автоматически выбрасывается в атмосферу, а обратный клапан 8 закрывается. Снижение давления воздуха до 0,67 МПа приводит к тому, что диафрагма 10 и поршень регулятора 9 опускаются вниз, клапан 7 закрывается, а клапан 4 регулятора открывается. Воздух из полости III выходит в атмосферу, пружина 5 прижимает разгрузочный клапан 6 к седлу и компрессор начинает подавать сжатый воздух в ресивер.

При неисправности регулятора при повышении давления в полости I до 0,85 МПа предохранительный клапан 13 открывается. Пределы регулирования давления воздуха в пневматическом приводе устанавливаются путем заворачивания или отворачивания регулировочной крышки 1.

Для разделения контуров привода рабочей тормозной системы, отделения посторонних потребителей, обеспечения заданной последовательности наполне-

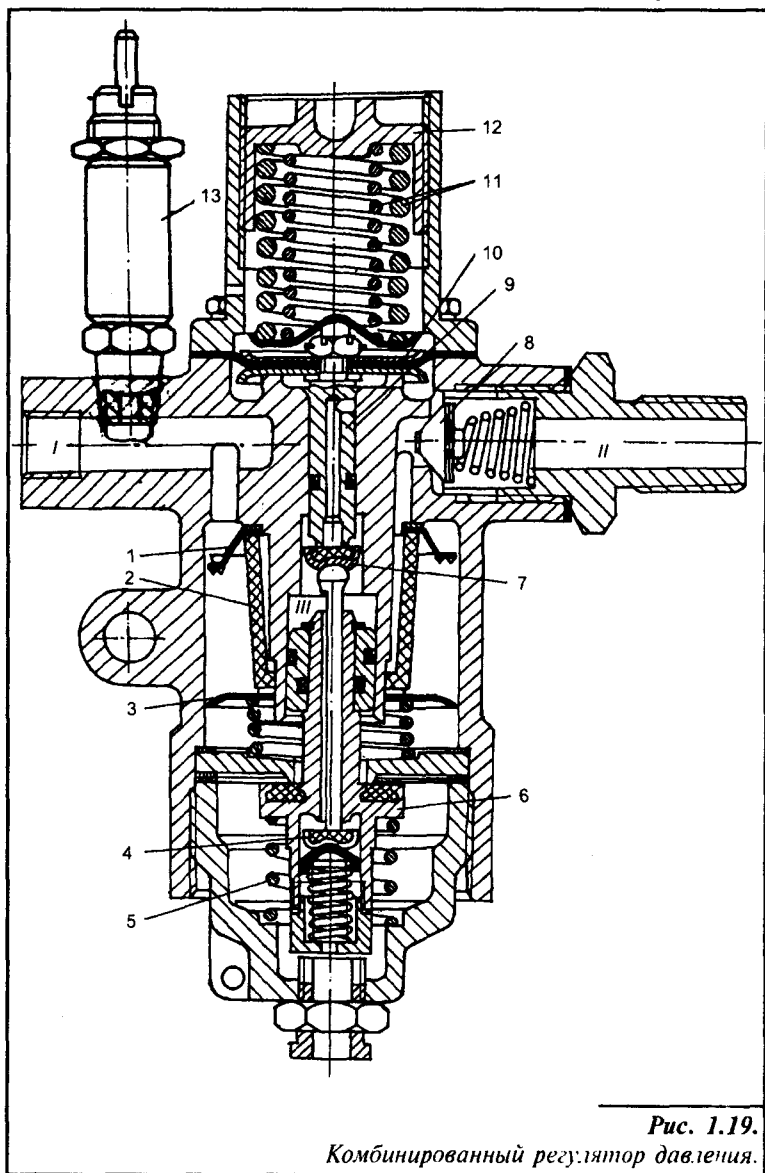


Рис. 1.19.

Комбинированный регулятор давления.

ния и опорожнения ресиверов применяют обратные, перепускные и защитные клапаны. Обратные клапаны предназначены для пропуска сжатого воздуха только в одном направлении, перепускные клапаны пропускают воздух в прямом направлении только при определенном давлении на входе в прибор. При падении давления на входе они могут пропускать или не пропускать воздух в обратном направлении. Защитные клапаны служат для разделения контуров тормозного пневмопривода.

В зависимости от количества выходов различают двойные, тройные и т.п. защитные клапаны. Сжатый воздух, производимый компрессором, накапливается в воздушных баллонах, от которых осуществляется питание приборов тормозного пневмопривода, а также для других пневматических узлов и систем автомобиля. Для слива конденсата из воздушных баллонов используются краны слива конденсата с автоматическим или ручным управлением.

Глава 2

Элементы и устройства гидропневмоавтоматики

2.1. Классификация, схемы, расчеты гидро- и пневмодросселей.

Дроссель — это местное регулируемое или нерегулируемое сопротивление, устанавливаемое на пути движения потока рабочей среды (жидкости или газа). По функциональному назначению дроссели классифицируются на постоянные и переменные. По принципу действия различают дроссели линейные (ламинарные) и дроссели квадратичные (турбулентные).

Постоянные дроссели в общем случае представляют собой отверстие в пластинке. Их условно принято делить на шайбы и втулки. В дросселях типа "шайба" диаметр отвер-

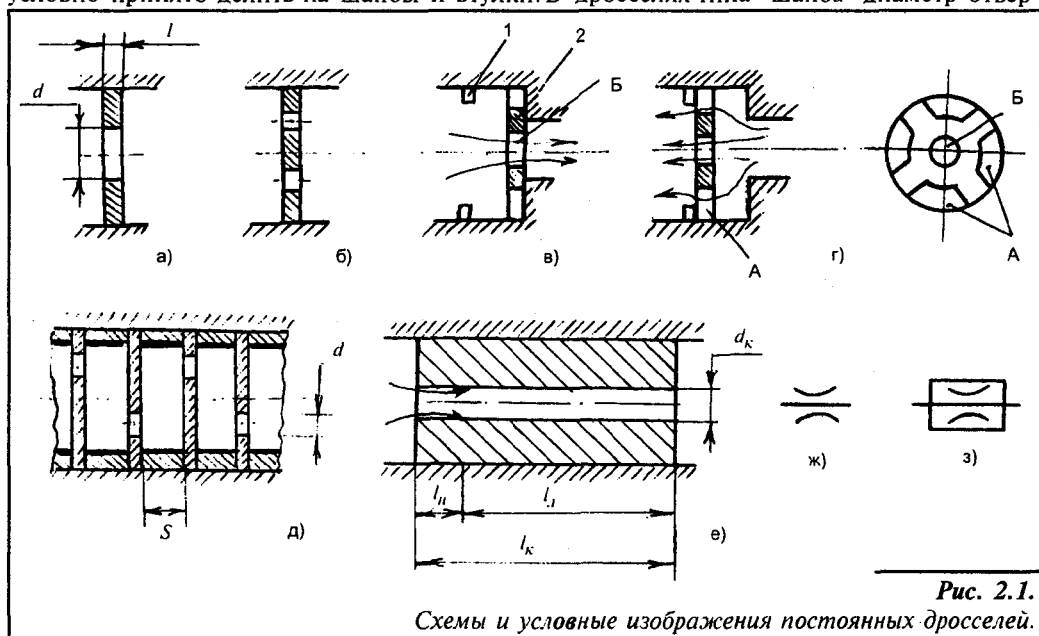


Рис. 2.1.

Схемы и условные изображения постоянных дросселей.

ствия d значительно больше ее толщины l . Шайба может иметь одно или несколько отверстий (рис. 2.1.а,б). Применяются дроссели с "плавающей" шайбой (рис. 2.1, в, г). Расходные, расходно-перепадные характеристики таких дросселей при прямом и обратном потоках рабочей среды не одинаковы. В практике их часто называют клапанами-замедлителями. При движении потока рабочей среды слева-направо (рис. 2.1, в) шайба 2 прижимается потоком к седлу и весь поток проходит (дросселируется) через отверстие Б. При движении потока в обратном направлении, шайба 2 прижимается к фиксаторам 1, поток проходит через отверстия Б и А. Сопротивление дросселя резко снижается.

Дроссели типа "шайба" в основном работают в турбулентном режиме. Расход через дроссель Q_d связан с площадью его сечения A_d и перепадом давления Δp_d квадратичной зависимостью:

$$Q_d = \mu_d A_d \sqrt{\frac{2\Delta p_d}{\rho}} \quad (2.1.)$$

Коэффициент расхода шайбы μ_d зависит от числа Рейнольдса (Re). На практике эти зависимости определяют экспериментально для конкретных гидравлических дросселей [1,2].

При разработке гидросистем часто требуются дроссели с большим сопротивлением. Применение одной шайбы с отверстием не может обеспечить высокий перепад давления. Малое отверстие может быть со временем засорено продуктами износа. Ввиду этого применяются многоступенчатые дроссели, представляющие собой несколько последовательно расположенных шайб. С целью получения стабильности расходных характеристик расстояние S между шайбами должно быть не менее $(3...5)d$. Толщина шайбы выбирается не более $(0,4-0,5)d$ [2]. Минимальный диаметр отверстия в шайбе должен быть не менее $3 \cdot 10^{-3}$ м. При сборке пакета шайб отверстия в них должны быть смещены друг относительно друга, как показано на схеме (см. рис. 2.1. д).

В приближенных расчетах при турбулентном режиме работы расход рабочей жидкости через пакет шайб можно определить по формуле:

$$Q_d = \mu_n A_d \sqrt{\frac{2\Delta p_n}{\rho}} \quad \text{или} \quad \Delta p_n = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_d}{\mu_n A_d} \right)^2 \quad (2.2)$$

где $\mu_n = \mu_d / \sqrt{n}$, n – количество шайб в пакете; ρ – плотность жидкости.

Дроссельные шайбы типа "втулка" (см. рис. 2.1, е) отличаются от плоских дроссельных шайб не только конструктивными параметрами, но и зависимостью характеристик от режима течения и противодавления.

Для определения потери давления можно выделить два характерных участка – начальный l_n – участок неустановившегося движения и участок установившегося движения l_s . На начальном участке дросселя ($l_n \approx 0,03 Red_k$) перепад давления находится с помощью формулы [1]:

$$\Delta p_n = \frac{560\rho l_n}{\pi^2 d_k^5} \cdot \frac{Q_d^2}{Re} \quad (2.3.)$$

На участке установившегося движения перепад давления определяется по формуле Пуазейля:

$$\Delta p_s = \frac{128\rho v l_s Q_d}{\pi d^4} \quad (2.4.)$$

Так как $\Delta p = \Delta p_n + \Delta p_g$, то линейность между расходом и перепадом давления весьма ограничена и существует при ограниченном диапазоне давления и чисел Рейнольдса. Условное изображение постоянных дросселей показано на рис. 2.1, ж, з.

Помимо рассмотренных постоянных дросселей, существует еще широкий класс регулируемых дросселей (щелевых). Конструктивное исполнение их весьма разнообразно, но их объединяет наличие регулируемого зазора (щели) между двумя и более поверхностями или кромками, где и осуществляется дросселирование потока рабочей среды (рис. 2.2).

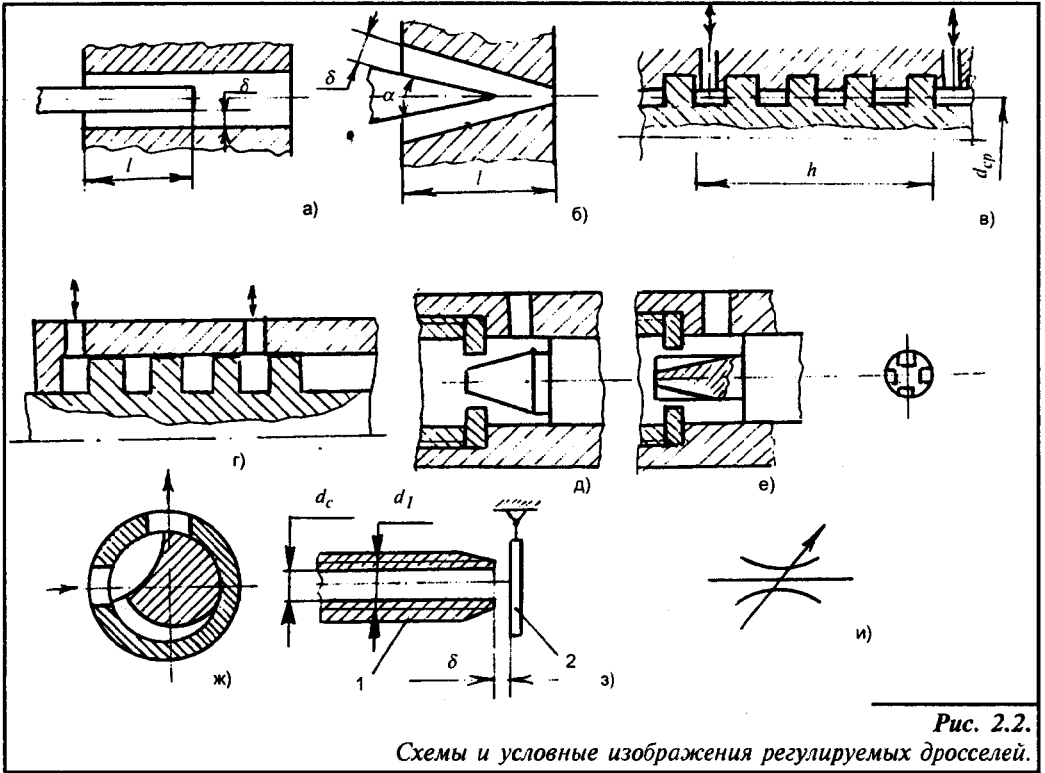


Рис. 2.2. Схемы и условные изображения регулируемых дросселей.

На рис. 2.2, а представлена схема цилиндрического ламинарного дросселя, где дросселирование потока осуществляется в щели между цилиндрическим соосным каналом и стержнем. Управление дросселем осуществляется путем изменения глубины перемещения стержня в канале. Расход через дроссель:

$$Q = \pi d_{cp} \delta^3 \Delta p / 12 \rho \nu \ell, \quad (2.5.)$$

где d_{cp} – средний диаметр щелевого зазора; δ – ширина щели.

В коническом игольчатом дросселе (рис. 2.2, б) дросселирование потока осуществляется между стенками равномерно сужающегося канала и заостренной конической иглой.

Расход через дроссель определяется по зависимости (2.5) с учетом ширины щели и длины дросселя.

Резьбовой дроссель (см. рис. 2.2, в) дросселирует поток рабочей среды в щели между резьбовым каналом и ввинчивающимся в него резьбовым пальцем. Эта щель создается

за счет различного профиля резьбы канала и пальца. В частности, резьба прямоугольной формы (рис. 2.2, в), но разной глубины в канале и пальце создает режим движения, который имеет место между параллельными плоскостями. Возможна конструкция резьбового дросселя (рис. 2.2, г), состоящего из резьбового пальца вставленного в цилиндр. Смещая палец, можно менять длину винтовой канавки, а, следовательно, и сопротивление дросселя. Режим течения в резьбовых дросселях, как правило, ламинарный и их целесообразно применять при стабильных температурах.

Для резьбового дросселя прямоугольной формы, но разной глубины в канале и пальце расход определяется по зависимости [3]:

$$Q = \frac{S_1 \delta^3 \Delta p t}{12 \nu \pi d_{cp} h}, \quad (2.6)$$

где S_1 - толщина нитки резьбы; h - глубина, на которую ввернут палец; t - шаг резьбы.

Все щелевые дроссели в отличие от цилиндрических несколько больше склонны к засорению, но создают большее гидравлическое сопротивление при одинаковых площадях живых сечений. Конструкции их более удобны, так как позволяют менять их параметры в процессе работы. Если в одношабный дроссель вставить иглу (см. рис. 2.2, д), то ее перемещением можно регулировать сопротивление дросселя. Для повышения тонкости настройки используют цилиндрическую иглу с узкими щелями (рис. 2.2, е), выполненными в виде прямоугольных или угловых канавок с постоянным или переменным сечением по ходу иглы. Этот дроссель в отличие от дросселя с обычной конической иглой позволяет получить малые расходы с минимальной вероятностью засорения щелей. Подбором профиля проходного сечения такого дросселя можно создать дроссель с линейной расходной характеристикой.

В гидросистемах низкого давления (до 5 МПа) распространены дроссели типа "поворотный кран" (см. рис. 2.2, ж). Изготовление дросселирующей щели в дросселях подобного типа по архимедовой спирали позволяет получить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через кран.

Недостатком дросселей типа "поворотный кран" является зависимость расхода жидкости проходящей через них от температуры, а также возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

Пневмодроссели конструктивно подобны дросселям гидросистем. Характеристика их существенно зависит от режима течения: ламинарного или турбулентного. Ламинарный режим имеет место при малых значениях числа Рейнольдса, меньших граничного $Re < Re_{cp}$. При турбулентном режиме движения $Re > Re_{cp}$.

Для каналов круглого и прямоугольного сечений $Re_{cp} = 800 \dots 1200$, для щелевых цилиндрических и щелевых конических $Re = 1100$ [4].

Число Re можно определить по формуле [4]

$$Re = 4r_f v_{cp} \rho / \mu \quad (2.7)$$

где r_f - гидравлический радиус сечения канала; v_{cp} - средняя (по сечению) скорость течения сжа-

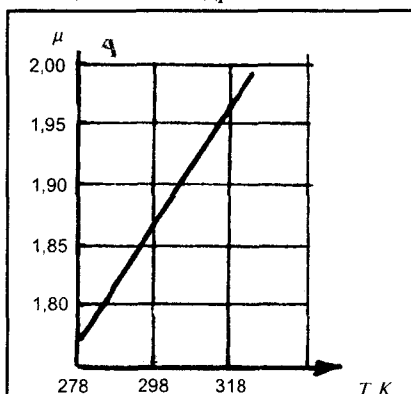


Рис. 2.3.
Зависимость коэффициента динамической вязкости воздуха от температуры.

того воздуха, ρ - плотность воздуха; μ - коэффициент динамической вязкости определяется по графику (рис.2.3) [4].

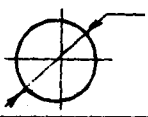

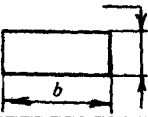
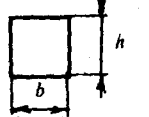
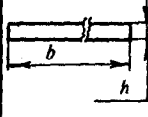
Параметры	Формула поперечного сечения канала дросселя				
	Круг	Кольцо	Прямоугольник	Квадрат	Плоский канал
					
Средняя скорость потока	$\frac{d^2 \Delta p}{32 \mu l}$	$\frac{D \delta^2 \Delta p}{12 \mu l (D + \delta)}$	$\frac{h^2}{64 \mu} f\left(\frac{b}{h}\right)$		
Объемный расход	$\frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l}$	$\frac{\pi D \delta^3}{12 \mu l} \Delta p$	$\frac{b h^3}{64 \mu l} f\left(\frac{b}{h}\right)$		
Коэффициент трения	$\frac{64}{Re}$	—	$\frac{128}{Re \left(1 + \frac{h}{b}\right)^2} f\left(\frac{b}{h}\right)$	$\frac{14,225}{Re}$	$\frac{24}{Re}$
Гидравлический радиус	$\frac{d}{4}$	$\frac{\delta}{2}$	$\frac{b h}{2(b + h)}$	$\frac{h}{4}$	$\frac{h}{2}$

Таблица 2.1.
Зависимости для определения основных параметров дросселей при ламинарном режиме течения

Расчетные зависимости для определения основных параметров дросселей при ламинарном режиме течения приведены в табл. 2.1. Расход воздуха через щелевой конический дроссель можно определить по формуле щелевого цилиндрического дросселя (см. табл.2.1.), если вместо D использовать среднее по длине значение среднего диаметра щели. Массовый расход воздуха через пневматические дроссели можно определить по формуле:

$$m = \mu A v_{кр} \frac{P_{вх.}}{P_{вых.}} \Phi \left(\frac{P_{вых.}}{P_{вх.}} \right), \tag{2.8}$$

где μ - коэффициент расхода дросселя; A - площадь сечения дросселя, м²; $v_{кр}$ - критическая скорость воздуха, м/с; $P_{вх}$ и $P_{вых}$ - абсолютные давления на входе и выходе дросселя, Па; R - газовая постоянная; T - абсолютная температура.

Функция расхода:

$$\Phi \left(\frac{P_{вых.}}{P_{вх.}} \right) = 0,654 \frac{P_{вх.} - P_{вых.}}{1,13 P_{вх.} - P_{вых.}}. \tag{2.9}$$

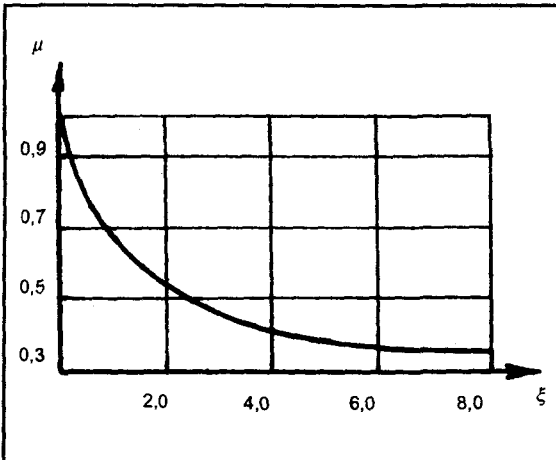


Рис. 2.4.

Зависимость коэффициента расхода воздуха от местных потерь.

При большом значении $l/d \geq 10$ и малом Re можно считать $\xi = \lambda$. К таким типам дросселей относятся щелевые цилиндрические, конические, капилляры, дроссели с винтовыми каналами и др.

Потери давления в общем случае пропорциональны квадрату скорости:

$$\Delta p = \lambda \frac{\ell}{4r_r} \cdot \frac{\rho V_{cp}^2}{2}, \quad (2.11)$$

где $V_{cp} = Q/A$ - средняя по сечению скорость потока сжатого воздуха.

Коэффициент расхода воздуха μ_1 определяется по графику (рис.2.4.) или по формуле:

$$\mu_1 = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}. \quad (2.10)$$

где $\xi = \xi_{ex} + \lambda l/d$ - коэффициент сопротивления дросселя; l и d - длина и диаметр канала дросселя соответственно; ξ_{ex} - коэффициент местных потерь на входе в дроссель (определяется по графику (рис. 2.5.); λ - коэффициент сопротивления, характеризующий потери на трение при движении газа.

При $Re_{cp} < Re < 10^5$ $\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$;

При $10^5 < Re < 10^8$, формула Никурадзе:

$$\lambda = 0,00332 + 0,221 Re^{-0,237};$$

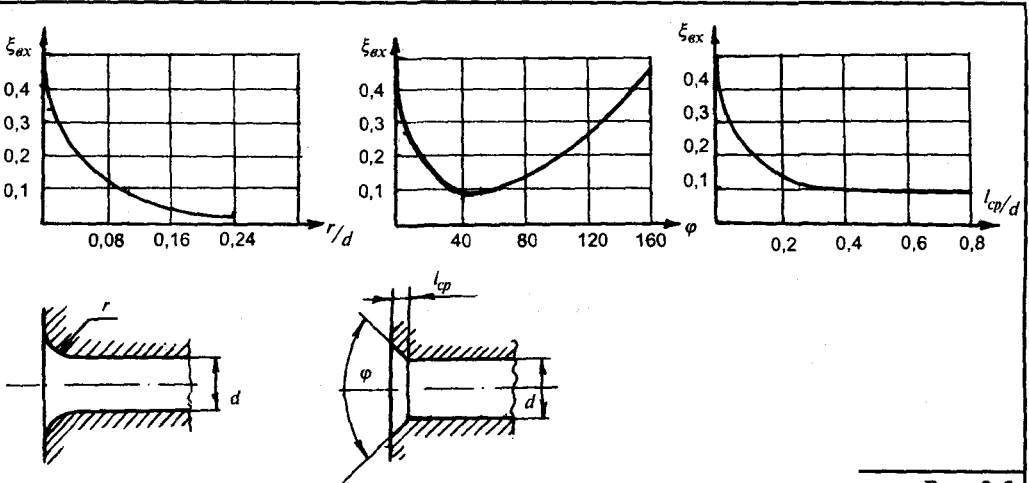


Рис. 2.5.

Зависимость коэффициента местных потерь на входе в дроссель от различных форм входной кромки дросселя.

2.2. Дроссели типа "сопло-заслонка".

Регулируемые дроссели типа "сопло-заслонка" получили широкое применение в автоматике, они состоят из сопла 1 и плоской заслонки 2 (см. рис. 2.2, к), которая перемещается вдоль оси сопла и изменяет площадь кольцевой щели между соплом и заслонкой.

Дроссели типа "сопло-заслонка" могут работать на слабо очищенных рабочих жидкостях. Характеристики таких дросселей стабильны в большом диапазоне температур. Расход рабочей жидкости через дроссель при малых числах Рейнольдса определяется по зависимости:

$$Q = \frac{\pi \delta^3 \Delta p}{6\nu \rho \ln \frac{d_1}{d_c}}, \quad (2.11)$$

где δ - ширина щели; d_c и d_1 - внутренний и наружный диаметры сопла.

В случае острых кромок $d_1 = d_c = d$

$$Q = \pi \delta d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.12)$$

Недостатком дросселей типа "сопло-заслонка" является значительное усилие, оказываемое струей жидкости на заслонку, что затрудняет работу сравнительно маломощных устройств, управляемых дросселем.

2.3. Золотниковые регулируемые гидро- и пневмодроссели.

Золотниковые регулируемые дроссели предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем изменения величины потока рабочей среды. Они являются основными элементами золотниковых дросселирующих распределителей.

Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рис. 2.6, а. Эта схема применяется в дросселирующих и направляющих распределителях предназначенных для управления большими расходами.

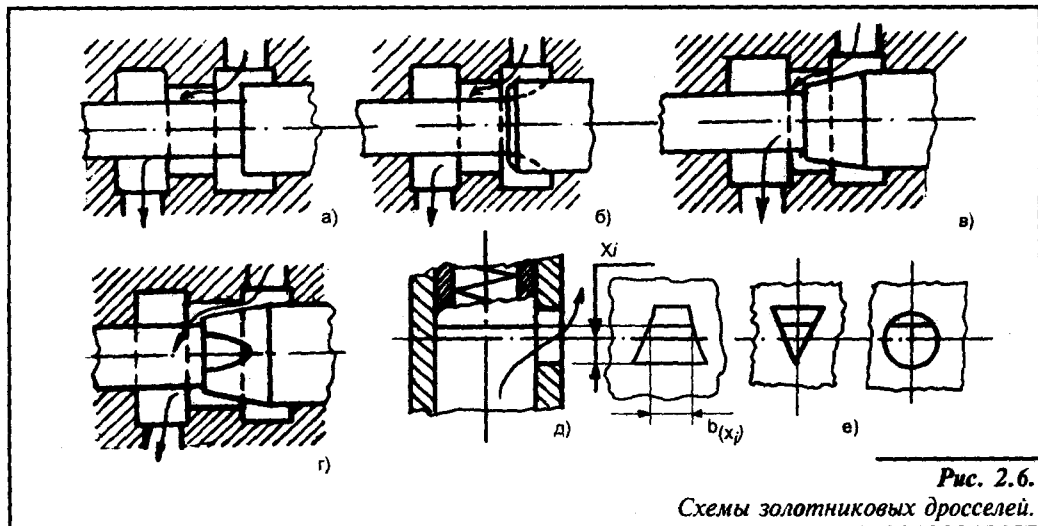


Рис. 2.6.

Схемы золотниковых дросселей.

С целью уменьшения коэффициента усиления дросселя буртик золотника выполняют коническим (рис. 2.6, в), коническим с лысками (рис. 2.6, г) с фаской и продольными канавками (рис. 2.6, б) прямоугольной или треугольной формы. Применяют золотники и более сложной конфигурации, если необходимо получить линейные статические характеристики.

К недостаткам конструкций рассмотренных золотниковых дросселей следует отнести: сложность изготовления разгрузочных канавок и выемок; сложность обработки и получения кольцевых рабочих кромок гильзы.

Наиболее перспективными являются золотниковые дроссели с отверстиями различной конфигурации в гильзе (рис. 2.6, д, е). Изготовление таких отверстий стало возможным благодаря развитию электроэрозионных методов обработки металлов. Различная конфигурация отверстий необходима с целью получения различных законов изменения расхода дросселя от перемещения золотника, в первую очередь обеспечения линейной зависимости между расходом и перепадом давления.

Рабочая жидкость с расходом Q преодолевая силу сопротивления пружины с жесткостью $C_{пр}$ и создавая перепад давления Δp перемещает золотник и открывает рабочее окно дросселя.

Чтобы определить форму рабочего окна, обеспечивающую линейную зависимость между расходом и перепадом давления, необходимо составить три уравнения [1]:

уравнение расхода:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}; \quad (2.13)$$

уравнение перепада давления:

$$\Delta p = c_{пр} \cdot \frac{x_i}{A}; \quad (2.14)$$

уравнение площади рабочего окна:

$$A = \int_0^x b(x_i) dx_i. \quad (2.15)$$

Совместное решение этих уравнений с дифференцированием по $b(x_i)$ дает зависимость, связывающую ширину рабочего окна с остальными параметрами

$$b(x_i) = \frac{Q}{2\mu\Delta p} \sqrt{\frac{\rho c_{пр.}}{2Ax_i}}. \quad (2.16)$$

Таким образом, ширина рабочего окна $b(x_i)$ с увеличением хода золотника должна уменьшаться по квадратичной параболе.

2.4. Упругие элементы гидропневмоавтоматики. Расчет мембран и сильфонов.

В гидро- и пневмосистемах и, в особенности, в пневмоавтоматике с небольшими ходами исполнительных механизмов и давлениями менее 0,15 МПа широко распространены аппараты, основанные на использовании мембран и сильфонов. Эти аппараты применяются как в качестве исполнительных механизмов, так и в качестве чувствительных элементов, воспринимающих измеряемую величину в сравнивающих устройствах автоматики.

Достоинства мембранных аппаратов: малая трудоемкость при изготовлении, высокая герметичность, низкие эксплуатационные расходы, отсутствие необходимости в подаче распыленного масла. Недостатки: малая величина хода, непостоянство усилия по ходу, низкая долговечность мембран. На рис. 2.7 изображены схемы различных мембранных аппаратов. Аппарат с гибкой мембраной (см. рис. 2.7, а) представляет собой круглую пластину 1, выполненную из упругого материала (стали, резины). Под действием давления p рабочей среды (рабочей жидкости или газа) мембрана 1 прогибается и перемещает шток 2 на величину, пропорциональную приложенному давлению.

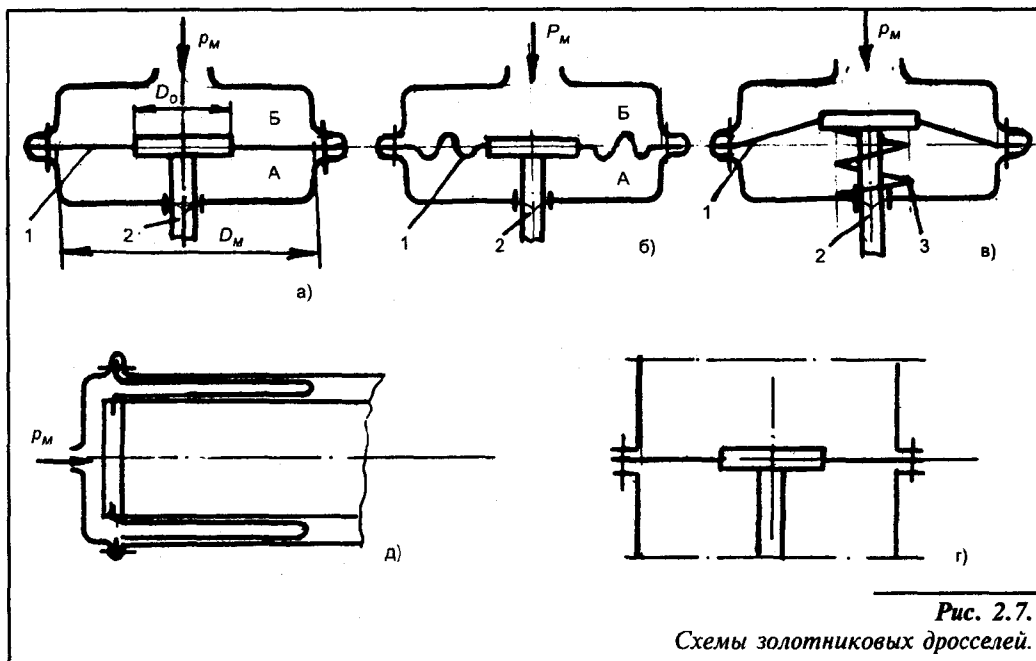


Рис. 2.7.
Схемы золотниковых дросселей.

В аппаратах с гофрированной мембраной (см. рис. 2.7, б) увеличивается чувствительность и ход штока 2. На рис. 2.7, в изображен релейный вариант мембранного преобразователя, содержащего так называемую хлопающую мембрану 1, выполненную в виде купола из материала с высоким пределом упругости. Под действием приложенного давления, вплоть до некоторого предельного значения p_{max} мембрана практически не прогибается. Когда же это предельное значение давления будет превзойдено мембрана достаточно быстро (хлопком) меняет свой прогиб на противоположный. При уменьшении давления ниже p_{max} под воздействием пружины 3 мембрана также скачкообразно восстанавливает свое исходное положение и форму.

В пневматических устройствах, где требуются большие перемещения и постоянство характеристик, применяют манжетные (чулочные) мембраны (см. рис. 2.7, д). Мембрана изготавливается из специальной кордовой ткани, нити которой расположены под некоторым углом к образующей цилиндра.

В универсальной системе элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА) при рабочих давлениях до 0,14 МПа (см. рис. 2.7, г) мембраны изготавливают из специального полотна. Они могут быть плоскими или с одним гофром.

Расчет диаметра мембраны (в месте заделки) производится по следующим формулам:

при толкающем усилии (воздух подается в полость Б, см. рис. 2.7, а):

$$D_{.v} = 1,95 \sqrt{\frac{P}{(1 + \beta_1 + \beta_1^2) p_{.m}}} ; \quad (2.17)$$

при тянущем усилии (воздух подается в полость А):

$$D_{.v} = 1,95 \sqrt{\frac{P + 0,785 p_{.v} \cdot D_{ш}^2}{(1 + \beta_1 + \beta_1^2) p_{.m}}} ; \quad (2.18)$$

где P — сила сопротивления на штоке; $p_{.m}$ — избыточное магистральное давление (давление питания); $D_{ш}$ — диаметр штока; $\beta_1 = D_0/D_{.m}$ — коэффициент; D_0 — диаметр опорного диска. Обычно $\beta_1 = 0,6 \dots 0,8$. При $\beta_1 < 0,6$ площадь мембраны и развиваемое усилие на штоке уменьшаются. При $\beta_1 > 0,8$ ход штока уменьшается, нелинейность статической характеристики возрастает.

Ход штока определяется в зависимости от допустимого прогиба плоской мембраны. Некоторые рекомендуемые значения максимального хода штока мембранных аппаратов приведены ниже в таблице 2.2. Для плоских мембран с гофром максимальное значение прогиба рекомендуется принимать не более $(0,20 \dots 0,25) D_{.m}$.

Мембранный аппарат	Ход штока при магистральном давлении, МПа			
	0,4	0,5	0,6	0,8
Одностороннего действия	0,08 $D_{.m}$	0,10 $D_{.m}$	0,12 $D_{.m}$	0,15 $D_{.m}$
Двухстороннего действия	0,06 $D_{.m}$	0,08 $D_{.m}$	0,10 $D_{.m}$	0,12 $D_{.m}$

Таблица 2.2.
Значения максимального хода штока мембранных аппаратов

Для мембранных аппаратов с манжетными мембранами (см. рис. 2.7, д), имеющими значительный рабочий ход, диаметр мембраны определяется по формуле

$$D_{.v} = D_k + 2(\delta + r) \quad (2.19)$$

где D_k — активный диаметр мембраны, определяемый по формуле для диаметра поршневого цилиндра; δ — толщина мембраны; r — внутренний радиус перегиба фигурной мембраны. Обычно для мембран с тканевой прослойкой из нейлона при $p_{max} = 1,0$ МПа, $r = 1$ мм., $\delta = 0,5 \dots 1$ мм.

Диаметр опорного диска:

$$D = D_k - 2(\delta + r) \quad (2.20)$$

Максимальный ход штока:

$$h = H - h_3 - \pi r, \quad (2.21)$$

где H — общая высота мембраны; h_3 — высота ее заделки.

Толщина плоских резиновых мембран без гофра определяется по зависимости [4]:

$$\delta = 0,175 \frac{p_{.v} D_{.v} (-\beta_1^2)}{[\epsilon_{cp}]}, \quad (2.22)$$

где $[\tau_{ср}]$ - допускаемое напряжение на срез. Для листовой резины с прочностью на разрыв 5 МПа при использовании ее с одной тканевой прокладкой можно принимать значения $[\tau_{ср}]$ в зависимости от толщины резиновых мембран δ :

$\delta, \text{мм}$	2,7	5,0	7,0
$[\tau_{ср}], \text{МПа}$	3,0	2,4	2,1

Уточненные методы расчета мембранных аппаратов приведены в работах [7, 8].

Сильфонные упругие аппараты или сильфоны применяют для получения небольших перемещений при высокой герметичности. Однако некоторые сильфоны позволяют получить перемещения, достигающие нескольких сантиметров. Сильфоны представляют собой гофрированные трубки с внешним (рис. 2.8, а, б) или внутренним нагружением (см. рис. 2.8, в).

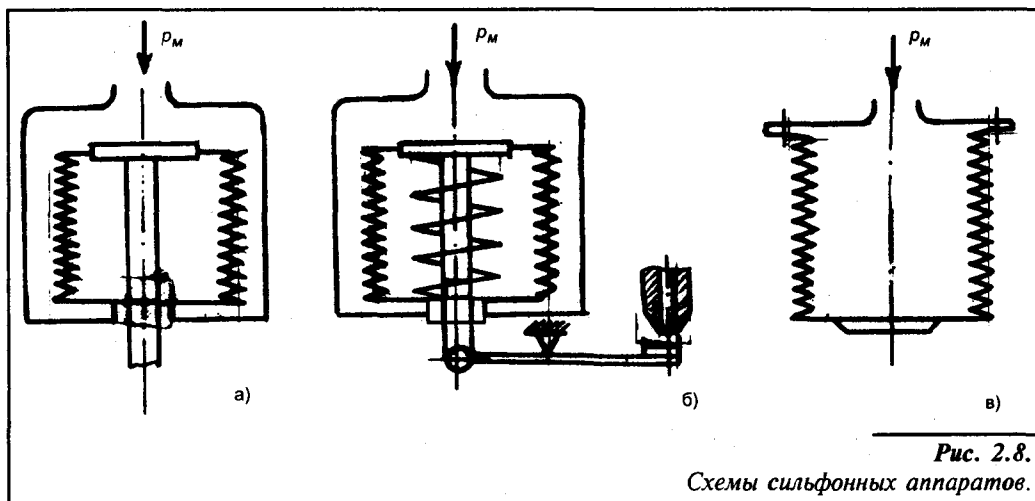


Рис. 2.8.

Схемы сильфонных аппаратов.

Под действием давления или сил, приложенной вдоль оси изменяется длина сильфона. Рекомендуемая величина максимального перемещения сильфона в одну сторону для металлических сильфонов 5...15 % его свободной длины, а резиновых до 50%.

Для расчета эффективной площади сильфона A_3 с достаточно высокой степенью точности можно пользоваться формулой [5]:

$$A_3 = \frac{\pi(R_g + R_n)^2}{4}, \tag{2.23}$$

где R_g и R_n - соответственно внутренний и наружный радиусы сильфона.

Вобщем случае (см. рис. 2.8, б) осевая сосредоточенная сила N_1 , развиваемая сильфоном от внешнего давления p_m , затрачивается на деформацию сильфона N_2 , деформацию пружины N_3 и на преодоление внешнего сопротивления N (например, управление заслонкой).

$$N = N_1 - N_2 - N_3 = p_m A_3 - C_1 h - C_2 h, \tag{2.24}$$

где h - деформация пружины и сильфона. В зависимости от конструкции величины C_1 и C_2 (соответственно жесткость сильфона и пружины) могут быть различными.

2.5. Трубопроводы жесткие и эластичные.

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

Жесткие трубопроводы для пневмо- и гидроприводов станков и мобильных машин в основном изготавливают из бесшовных труб выполненных из сталей 10 и 20. Для систем низкого давления могут быть применены и сварные трубы, а для линий управления и подключения контрольных приборов в стесненных условиях монтажа — медные, алюминиевые, латунные трубы.

Эластичные трубопроводы применяют для соединения подвижных элементов привода с целью компенсации неточностей при сборке агрегатов, а также для облегчения сборки и получения быстро-разборных соединений. В качестве эластичных трубопроводов используют резиноканевые рукава, изготовленные по ГОСТ 10362-76 и ГОСТ 18698-79 на давление 1,6 МПа.

Для трубопроводов более высокого давления (до 16 МПа) применяют рукава, изготовленные по ТУ 22-4756-80. На рис. 2.9, а показана конструкция такого трубопровода. Рукав состоит из внутреннего, промежуточных и наружного резиновых слоев, между которыми находятся хлопчатобумажные и металлические оплетки из высокопрочной проволоки. Наконечник трубопровода состоит из муфты 3 с левой резьбой специального профиля, одеваемой на рукав 4 и ниппеля 2 с метрической резьбой. При сборке ниппель ввертывается одновременно в муфту и внутрь рукава, зажимая его в муфте, вследствие чего создается прочное и герметичное соединение.

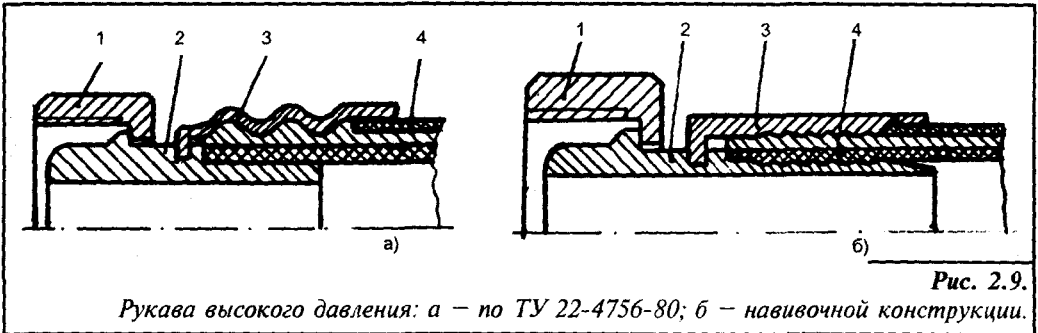


Рис. 2.9.

Рукава высокого давления: а — по ТУ 22-4756-80; б — навивочной конструкции.

Для приводов с рабочим давлением 16...25 МПа используют гибкие трубопроводы навивочной конструкции. На рис. 2.9, б показана конструкция такого трубопровода. Рукав состоит из внутреннего резинового слоя, двух пар спиральных обмоток из высокопрочной проволоки, промежуточных и наружного резиновых слоев.

Последовательность расчета трубопровода: по заданному расходу определяется ориентировочная величина внутреннего размера трубопровода; определяются суммарные потери давления в трубопроводе; суммарные потери давления сравниваются с допустимыми, при значительном расхождении необходимо изменить диаметр трубопровода и сделать перерасчет (выбранный диаметр трубопровода корректируют по сортаменту); производится проверочный расчет трубопровода на прочность.

Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле [4]:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v} \cdot \frac{\rho_0}{\rho}}, \quad (2.25)$$

где Q — расход рабочей среды; v — скорость рабочей среды; ρ_0 и ρ — плотность воз-

духа соответственно при нормальном атмосферном давлении и при давлении в трубопроводе [4]. Для гидравлических трубопроводов это соотношение можно принять равным единице ($\rho_0/\rho=1$). Ориентировочные значения максимальных скоростей рабочей жидкости приведены в таблице 2.3.

Трубопроводы							
Скорость, м/с	Всасывающий	Сливной	Напорный, рассчитанный на МПа				
			6,3	10	16	25	32
v (интервал)	0,85... ...1,4	1,4... ...2,25	2,25... ...3,5	2,7... ...4,25	3,5... ...5,35	4,25... ...6,8	5,35... ...8,5

Таблица 2.3.
Ориентировочные значения скорости течения рабочей жидкости в трубопроводах.

Для магистральных пневмопроводов с протяженностью до 300 м и при давлении до 0,6...0,7 МПа скорость воздуха допускается принимать 10...15 м/с. Для подводящих трубопроводов, соединяющих элементы пневмопривода максимальные рекомендуемые скорости воздуха составляют 16...40 м/с. Меньшее значение скорости принимают при более высоких рабочих давлениях.

Величина суммарных потерь давления в трубопроводе, без учета инерции среды, определяется по формуле [4]:

$$\Delta p = \sum \Delta p_T + \sum \Delta p_{\text{м}}, \quad (2.26)$$

где $\sum \Delta p_T$ – потери давления на трение по длине трубопровода; $\sum \Delta p_{\text{м}}$ – потери давления на местных сопротивлениях. Для пневматических трубопроводов эти значения могут быть определены по номограммам [4]. Суммарные потери давления на местных сопротивлениях и по длине трубопровода обычно не превышают 5-10% от давления, развиваемого насосом.

Потери по длине трубопровода при $l \gg d$:

$$\Delta p_T = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{A^2}, \quad (2.27)$$

где l и d длина и внутренний диаметр трубопровода; ρ – плотность рабочей жидкости; A – площадь живого сечения потока рабочей жидкости, λ – коэффициент потерь давления на трение; при турбулентном режиме $Re \geq 2200, \lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$; при ламинарном режиме – $Re < 2200, \lambda = 64 Re^{-1}$, для гибких трубопроводов $\lambda = 80 Re^{-1,1}$. Число Рейнольдса (Re) для трубопроводов круглого сечения $Re = vd/\nu$, где ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости.

Местные потери давления в трубопроводе определяются по зависимости:

$$\Delta p_{\text{м}} = \xi \frac{\rho}{2} \frac{Q^2}{A^2}, \quad (2.28)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления рассматриваемого участка (см. табл. 2.4.).

Проверочный расчет трубопровода на прочность производится по рабочему давлению

№ п/п	Виды местного сопротивления	ξ
1.	Отверстие в тонкой стенке	1,7 - 1,9
2.	Золотник с плунжером, имеющим кромки с углом заточки 90°	1,6
3.	Золотник с конечным плунжером малой конусности	1,0-1,6
4.	Гидрозамки, клапаны с коническим запорным элементом	2 - 3
5.	Самозапирающиеся соединительные муфты	1 - 1,5
6.	Вход жидкости из трубы в гидробак: для турбулентного режима течения для ламинарного режима течения	1,0 2,0
7.	Вход в гидроцилиндры, гидроаккумуляторы, фильтры и т.п.	0,8 - 0,9
8.	Выход из гидробака в трубу с острыми кромками: при трубе, выполненной заподлицо со стенками гидробака при трубе, вкинутой в гидробак	0,05 1,0
9.	Штуцеры, присоединяющие трубы к переходникам, и переходники, соединяющие участки труб	0,1-0,15
10.	Плавные колена трубопроводов под углом 90° при минимальном радиусе изгиба	0,12-0,15
11.	Поворотные соединения с одним поворотом потока на 90°	2,0
12.	Сверленные или штампованные угольники	2,0
13.	Тройники с одинаковым диаметром всех каналов а) поток складывается б) поток расходится	 I 0,5-0,7 II 1,5-2,0 I 0,9-1,2 II 1,0-1,5

Таблица 2.4.
Коэффициенты местного сопротивления.

нию $p_{\text{раб}}$, сравниваемому с предельным [4]:

$$p_{\text{раб}} = \frac{\sigma_s \left(\frac{d}{\delta} + 1 \right)}{\left[\frac{1}{2} \left(\frac{d}{\delta} \right)^2 + \frac{d}{\delta} + 1 \right] n_n}, \quad (2.29)$$

где δ – толщина стенки трубопровода; σ_s – временное сопротивление разрыву материала трубопровода; n_n – коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от назначения трубопровода (обычно в пределах 3...6) [4].

Для тонкостенных труб ($D/\delta \geq 16$) максимальное рабочее давление

$$p_{\text{раб}} = \frac{2\delta\sigma_s}{dn_n}. \quad (2.30)$$

Основные данные по трубопроводам приводятся в справочной литературе [4,10].

2.6. Классификация, схемы и расчет клапанов.

Надежность гидро- и пневмосистем в значительной степени определяется работой аппаратуры защиты и предохранения. К ней относятся: предохранительные и переливные клапаны, аварийные и обратные клапаны, переключатели, реле давления и ограничители мощности.

Предохранительные и переливные клапаны предназначены для предохранения гидросистемы от перегрузок, для регулирования и поддержания постоянным заданного давления, а также для периодической дистанционной разгрузки гидросистемы. Их классифицируют на однокаскадные клапаны прямого действия и двухкаскадные клапаны непрямого действия.

Однокаскадный клапан прямого действия состоит из корпуса 1 (рис. 2.10) с каналами отвода-подвода (а и б соответственно) рабочей жидкости, запорного органа 2, нагруженного пружиной 3 и регулирующего органа 4. Рабочая жидкость под давлением p по каналу а воздействует на запорный орган, заставляя его открываться и образовывать щель для слива в момент превышения усилия давления жидкости в системе над усилием напряжения пружины.

Однокаскадные клапаны классифицируются: по форме и конструкции запорного органа (шариковые, конические, тарельчатые, золотниковые и т.д.); по способу воздействия жидкости на рабочий орган (с прямым и обратным потоком жидкости); устройством, предназначенным для его демпфирования, и другим конструктивным особенностям, влияющим на характеристику и работоспособность клапана.

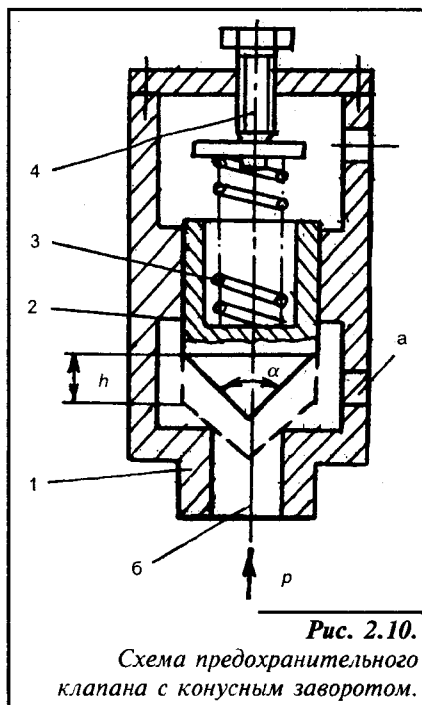
Схемы простейших однокаскадных клапанов представлены на рис. 2.11. а, б, в. Эти клапаны отличаются только формой рабочего (запорного) органа. При больших расходах и давлениях такие клапаны имеют большие габариты. Они работают с большими вибрациями и высоким уровнем шума. Вибрации вызывают смещение запорного органа и его быстрый износ. Такие клапаны применяют обычно при условных проходах 2...8 мм.

Несколько лучше работают клапаны со сцентрированным рабочим органом (см. рис. 2.11. г, д, е). Седло и клапан в этих конструкциях изнашиваются меньше. Это обусловлено демпфирующим действием сил трения запорного органа и седла клапана (направляющих). Эти клапаны имеют более высокую динамическую устойчивость.

Клапаны однократного действия (см. рис. 2.11. ж, з) с разрушающей диафрагмой и трубкой растяжения применяются как аварийные и в тех случаях, когда затруднено использование другой конструкции.

Для повышения динамической устойчивости работы однокаскадных клапанов наряду с направлением движения рабочего органа применяют гидравлическое или фрикционное демпфирование движения клапана в сливной или напорной полости клапана (см. рис. 2.11. и, к, л, м). Однако с повышением устойчивости работы этих типов клапанов снижается их чувствительность.

Расчет однокаскадных клапанов прямого действия основывается на решении диф-



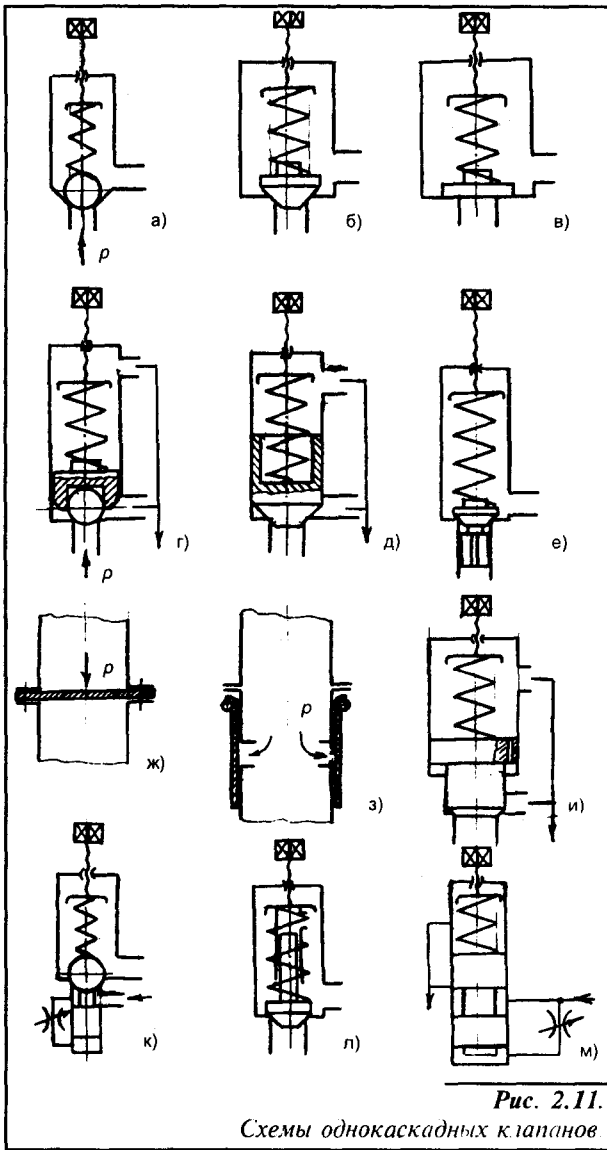


Рис. 2.11.
Схемы однокаскадных клапанов

ференциального уравнения срабатывания клапана и подробно изложен в работе [9]. Однако с учетом ряда допущений существуют и приближенные методы расчета, которые сводятся к определению площади рабочего окна, необходимого для прохода через него требуемого расхода Q жидкости при заданном перепаде давления Δp и жесткости пружин.

Расчет клапана для работы в статическом режиме производится по формуле (2.1), в которую входит переменная площадь (A) рабочего окна (зависящая от высоты подъема клапана) и переменный коэффициент расхода μ . В справочнике [10] представлены значения μ для различных типов клапанов. В расчетах можно пользоваться данными, приведенными на рис. 2.12. для клапанов с углом конусности при вершине 90° [10] для других типов клапанов можно принимать ориентировочно $\mu=0.5...0.7$.

При $Re \geq 40$ ряд исследователей рекомендуют принимать $\mu=0,8=const$.

С учетом выражения (2.1) расход через клапан равен [4]:

$$Q = kh\sqrt{\Delta p}. \quad (2.31)$$

где $k = \mu \pi d \sin \alpha / 2 \sqrt{2/b}$ — проводимость клапана; d — диаметр проходного отверстия в седле клапана; h — высота подъема клапана (рис. 2.19).

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d \sin \frac{\alpha}{2}} \sqrt{\frac{\rho}{2 \Delta p}}. \quad (2.32)$$

Высота подъема обычно выбирается равной $h=(0,2...0,3)d$. Во избежание заклинивания, угол α должен быть $\alpha \geq 60^\circ$; для конусного клапана максимальная высота подъема $h_{max} = d / 4 \sin(\alpha/2)$; для плоского клапана $h_{max} = 0,25d$; для шарикового клапана $h_{max} = 0,3d$.

При работе клапана на него действуют силы гидростатического давления, трения ги-

родинамического воздействия, боковые усилия.

На первом этапе расчета можно учитывать лишь силы гидростатического давления. Из условия статического равновесия усилие, действующее на затвор клапана (усилие предварительного сжатия пружины):

$$F_{cm} = \Delta p A_1 = C \cdot h_0, \quad (2.33)$$

где $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$ — перепад давления на затворе клапана; $A_1 = \pi d_1^2 / 4$ — проекция поверхности затвора клапана, омываемой жидкостью под давлением, на плоскость, перпендикулярную к его оси; d_1 — диаметр круга этой проекции (для клапанов с острой кромкой седла $d_1 = d$); C — коэффициент жесткости пружины; h_0 — предварительный натяг пружины.

Определив усилие F_{cm} , приняв предварительный натяг с учетом компоновки клапана по методике, изложенной в справочной литературе [3], определяются основные параметры пружины.

Схемы двухкаскадных клапанов представлены на рис. 2.13. Принципиальной особенностью этих типов клапанов является распределение перепада давления на две ступени таким образом, что каждая ступень работает при давлении равном половине рабочего давления. Это повышает динамическую устойчивость и долговечность клапанов и позволяет применять их при давлениях до 63 МПа.

Схемы а, б распространенных двухкаскадных клапанов с постоянным дросселем (см. рис. 2.13) применяются в клапанах типа БГ52-10, Г52-10 и др. Эти клапаны включают в себя клапан второго (2) и клапан первого (1) каскадов. Схемы а и б отличаются только способом подвода жидкости. Клапаны, выполненные по таким схемам, не позволяют получить оптимальные режимы срабатывания при открытии и закрытии клапана при оптимальных условиях торможения. Из-за этого в клапанах подобного типа значительно труднее устранить перегрузку системы в момент срабатывания и понижение давления ("завал") ниже давления настройки, в этих конструкциях на клапан первого каскада дей-

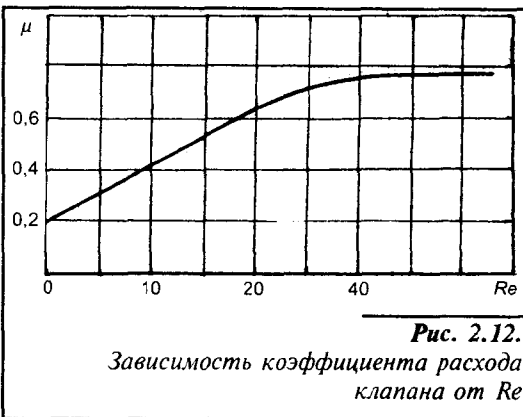


Рис. 2.12. Зависимость коэффициента расхода клапана от Re

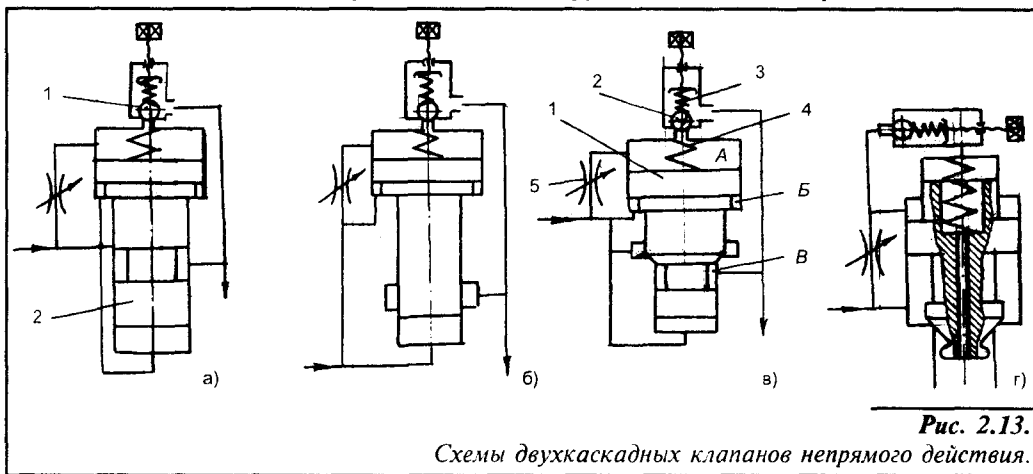


Рис. 2.13. Схемы двухкаскадных клапанов непрямого действия.

ствует пониженное давление на величину перепада давления на дросселе, а уменьшить перепад давления нельзя, так как снижается чувствительность. Клапан, выполненный по схеме В (Г52-20 и др.), обладает лучшими динамическими характеристиками, более высокой чувствительностью. Это обусловлено наличием конической притертой фаски, что повышает герметичность клапана. Работает клапан следующим образом. При превышении давления в системе и в полостях А и Б величины, соответствующей настройке пружины 3, шариковый клапан 2 открывается, образуя слив рабочей жидкости из полости А. При этом на дросселе 5 образуется перепад давления жидкости за счет которого нарушается равновесие клапана второго каскада 1 и он, преодолевая усилие вспомогательной пружины 4 поднимается вверх, соединяет напорную Б и сливную В полости, открывая основной слив жидкости в бак. Клапаны этого типа допускают малую разницу давлений при открытии и закрытии и сравнительно небольшое пиковое давление в системе при срабатывании.

На рис. 2.13, г, д показаны схемы клапанов, имеющих преимущество по сравнению с клапанами схемы а. У них отсутствует золотниковое перекрытие, запираение происходит по конической фаске достаточных размеров, что создает меньший путь открытия. Однако они менее технологичны и им присущи те же недостатки схем с постоянным сечением дросселя.

Существует множество типов двухкаскадных клапанов: с постоянным сечением дросселя и с обратной связью по положению, с индикаторным стержнем, с автоматическим дросселем и т.д. Их преимущества и недостатки, особенности конструкций, расчет подробно изложены в литературе [1,4,9,11].

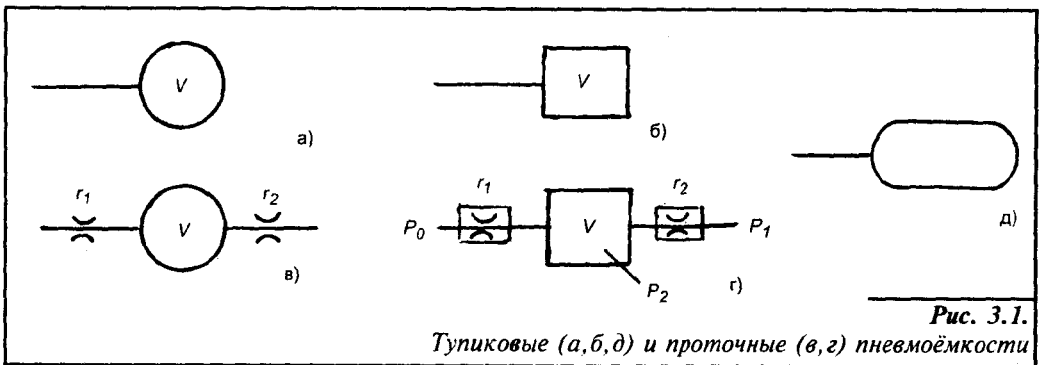
Глава 3. Пневмо- и гидроёмкости

3.1. Пневмоёмкости и пневмоконденсаторы

Пневмоёмкость представляет собой баллон или камеру, в которой может накапливаться сжатый воздух (газ). Воздух под давлением может накапливаться в трубопроводах, в полостях различных аппаратов и приборов, в каналах струйных элементов. Значит, эти устройства включают в себя ёмкости.

Ёмкости обозначаются на схемах в виде окружности (рис.3.1,а,в) или прямоугольника (рис.3.1,б,г), в которых часто проставляется объём V камеры. Камеры бывают тупиковые (рис.3.1 а,б) или проточные (рис.3.1,в,г). Сопротивление каналов (дресселей), подключенных к камере, обозначено r_1 и r_2 . Тупиковые камеры во многих источниках называются также глухими камерами.

Пневматический аккумулятор (баллон для сжатого воздуха, ресивер) на схемах показывается в виде рис.3.1,д.



Скорость накопления газа в ёмкости представляется формулой:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_c = \frac{p}{RT} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{V}{nRT} \frac{dp}{dt}; \tag{3.1}$$

где m – масса газа в ёмкости, кг; p – давление в ёмкости, Па; R – газовая постоянная, для воздуха $R=287,14 \text{ М}^2/(\text{с}^2\text{К})$; T – абсолютная температура газа в ёмкости, К; n –

показатель политроны; V - объем емкости (камеры), м^3 .

Если постоянный объем камеры ($V=\text{const}$), то уравнение (3.1) приобретает вид

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_c = \frac{V}{nRT} \frac{dp}{dt}. \quad (3.2)$$

Выражение V/nRT обозначается C и представляет собой пневматическую ёмкость, аналогичную гидравлической и электрической ёмкости, т.е.

$$C = \frac{V}{nRT} = \frac{V\rho}{np};$$

где ρ - плотность газа в камере, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величина показателя политропы n зависит от природы газа и находится в пределах $n=1-1,4$. Если изменение состояния газа в камере совершается быстро и стенки камеры плохо проводят и рассеивают тепло (адиабатический процесс), то $n=k=1,4$; если же изменение состояния газа осуществляется медленно и тепло достаточно хорошо отводится через стенки камеры (изотермический процесс), то $n=1$.

Изменение массы газа в камере объемом V при постоянной температуре ($n=1$) может быть записано в приращениях:

$$\Delta m = \frac{V}{RT} \Delta p,$$

где Δp - изменение давления в камере за время наполнения (опорожнения) камеры. Массовый расход воздуха через дроссель, как известно, записывается в виде:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_r = \mu A v_{кр} \frac{p_{вх}}{RT} \varphi\left(\frac{p_{вых}}{p_{вх}}\right), \quad (3.3)$$

где μ - коэффициент расхода пневмосопротивления (дросселя), учитывающий потери на трение и на изменение формы и направления струи воздуха, принимается $0,5 < \mu < 0,8$; A - площадь проходного сечения дросселя, м^2 ; $v_{кр}$ - критическая скорость воздуха, равная \sqrt{kRT} , $\text{м}/\text{с}$; $p_{вх}$ и $p_{вых}$ - абсолютные давления воздуха перед дросселем ($p_{вх}$) и на выходе из дросселя ($p_{вых}$) Па; $\varphi(p_{вых}/p_{вх})$ - функция расхода дросселя, представляющая собой закон изменения массового расхода воздуха через дроссель.

Для проточной камеры (рис. 3.1, г), используя выражения (3.2) и (3.3), можно составить уравнение:

$$(\mu A)_1 v_{кр} \frac{p_o}{RT} \varphi\left(\frac{p_1}{p_o}\right) - \frac{V}{nRT} \frac{dp_1}{dt} - (\mu A)_2 v_{кр} \frac{p_1}{RT} \varphi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 0.$$

При установившемся режиме течения воздуха, когда давления p_o , p_1 и p_2 не изменяются и когда температура воздуха в камере и в каналах дросселей одинакова, последнее выражение преобразуется в следующее:

$$(\mu A)_1 p_o \varphi\left(\frac{p_1}{p_o}\right) = (\mu A)_2 p_1 \varphi\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \quad (3.4)$$

где $(\mu A)_1$ и $(\mu A)_2$ характеристики первого и второго дросселей.

Из выражения (3.4) легко находится давление p_1 в камере при заданных значениях

p_0 , p_1 и p_2 и известных характеристиках дросселей. В расчетах могут использоваться различные функции расхода $\varphi(\sigma)$, где $\sigma = p_{вых}/p_{вх}$.

Для первого дросселя $\sigma_1 = p_1/p_0$ для второго $\sigma_2 = p_2/p_1$.

В практических расчетах используются следующие функции расхода: при высоких давлениях $p > 0,2$ МПа (для нелинейных дросселей):

$$\varphi_1(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

– формула Сен-Венана и Ванцеля для докритического режима течения (при $\sigma > 0,528$);

$$\varphi_2(\sigma) = \sqrt{\frac{2}{k} \sigma(1-\sigma)}$$

– для докритического истечения при $\sigma > 0,5$;

$$\varphi_3(\sigma) = 0,654 \frac{1-\sigma}{1,13-\sigma}$$

– гиперболическая функция расхода Метлюка-Автушко, используется для всего переходного процесса (при всех значениях σ);

при низких давлениях $p < 0,15$ МПа:

$$\varphi_4(\sigma) = 1 - \sigma$$

– для линейных дросселей (линейная функция расхода).

Например, подставляя в (3.4) гиперболическую функцию расхода $\varphi_3(\sigma)$ получим

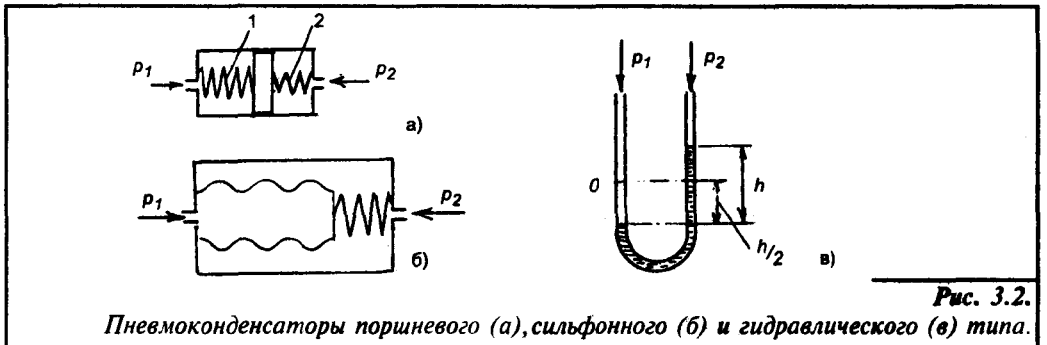
$$(\mu A)_1 p_0 \frac{p_0 - p_1}{1,13 p_0 - p_1} = (\mu A)_2 p_1 \frac{p_1 - p_2}{1,13 p_1 - p_2};$$

или в безразмерном виде:

$$\frac{1 - \sigma_1}{1,13 - \sigma_1} = \frac{(\mu A)_1}{(\mu A)_2} \sigma_1 \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{1,3 \sigma_1 - \sigma_2} \quad (3.5)$$

Для облегчения расчетов установившегося давления в проточной камере полезно построить на основании уравнения (3.5) вспомогательную диаграмму, показывающую количественные соотношения σ_1 , σ_2 и $(\mu A)_1/(\mu A)_2$.

Камеры, в которых сжатый воздух накапливается главным образом за счет изменения объема происходящего пропорционально разности подводимых давлений, принято называть пневмоконденсаторами. В пневмоконденсаторе имеется две полости, разделенные подвижным герметическим элементом, например, поршнем (рис. 3.2, а), сифоном (рис. 3.2, б), столбом жидкости (рис. 3.2, в), или мембраной.



Из уравнения равновесия столба жидкости (рис. 3.2,в) находим:

$$p_1 - p_2 = \rho_{ж} h g, \quad (3.6)$$

где $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с².
 Масса газа, поступившая в левую трубку, равна

$$m_1 = \rho_1 V - \rho_o V_o = \rho_1 A \left(\frac{h}{2} + h_o \right) - \rho_o A h_o, \quad (3.7)$$

где ρ_1 — плотность газа при давлении p_1 ; ρ_o — плотность газа при начальном давлении p_o (до зарядки конденсатора); A — площадь проходного сечения левой и правой трубки, м²; V и V_o — текущий и начальный объемы газовой части левой трубки; h_o — начальная высота газовой части левой трубки при начальном давлении p_o .

Подставляя выражение h из уравнения (3.6) в формулу (3.7), находим:

$$m_1 = A \left[\frac{\rho_1 (p_1 - p_2)}{2 g \rho_{ж}} + h_o (\rho_1 - \rho_o) \right].$$

Если учесть в последнем выражении, что $\rho = p/RT$, то получим:

$$m_1 = \frac{A}{RT} \left[\frac{p_1 (p_1 - p_2)}{2 g \rho_{ж}} + h_o (p_1 - p_o) \right].$$

Полученное уравнение в частном случае, когда $p_2 = p_o$, приобретает вид:

$$m_1 = \frac{A (p_1 - p_o)}{RT} \left(\frac{p_1}{2 g \rho_{ж}} + h_o \right).$$

Масса газа, вытесненная из правой трубки, будет:

$$m_2 = (\rho_o - \rho_2) A h_o + \rho_2 \frac{h}{2} A;$$

а при $p_2 = p_o$

$$m_2 = \frac{p_o A h}{2 RT}.$$

Пневмоконденсаторы поршневого типа (рис. 3.2,а), как правило, выполняются с одинаковыми пружинами 1 и 2; причём при исходном положении поршня, когда $p_1 = p_2$ преднатяг пружин равен нулю. В таком случае уравнение равновесия поршня записывается в виде:

$$(p_1 - p_2) A = c h, \quad (3.8)$$

где A — площадь поршня, м²; C — жесткость пружины, н/м; h — перемещение поршня, м.

Масса газа, накопленная в конденсаторе, будет:

$$m = \rho_1 (V_o + A h) - \rho_o V_o = \frac{p_1}{RT} (V_o + A h) - \frac{p_o}{RT} V_o.$$

Подставляя значение h из (3.8) в последнее выражение, получаем:

$$m = \frac{V_0}{RT} (p_1 - p_0) + \frac{A^2 p_1}{cRT} (p_1 - p_2); \quad (3.9)$$

где V_0 – начальный объем наполняемой полости конденсатора, м³; p_0 – начальное давление в полостях конденсатора, Па.

В частном случае, когда $p_2 = p_0$, уравнение (3.9) преобразуется в вид:

$$m = \frac{cV_0 + A^2 p_1}{cRT} (p_1 - p_0)$$

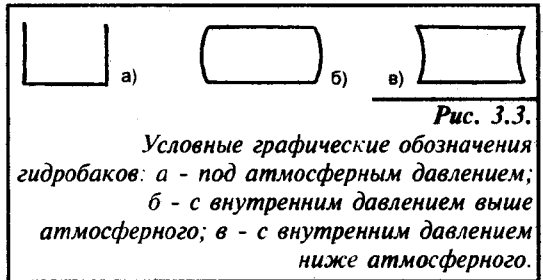
Уравнение (3.9) действительно также для конденсатора с мембраной и для конденсатора с сильфоном (рис. 3.2, б), в которых за эффективную площадь A принимается рабочая площадь мембраны или торцевой поверхности сильфона.

Пневмоконденсаторы применяются в различных приборах пневмоавтоматики и измерительной техники. В частном случае исполнительный орган с подвижным поршнем или мембраной со штоком можно рассматривать как односторонний пневмоконденсатор, у которого роль упругого элемента выполняет внешняя нагрузка.

3.2. Гидравлические ёмкости

К гидравлическим ёмкостям относятся различного вида резервуары: гидроаккумуляторы, гидроцилиндры, гидробаки, предназначенные для хранения рабочей жидкости, масла, топлива. На схемах гидробаки обозначаются согласно рис. 3.3. Конструкция гидробака показана на рис. 1.3.

В гидробаках открытого типа полость над свободной поверхностью жидкости сообщается с окружающим воздухом через фильтр – сапун. При изменениях уровня жидкости в баке воздух через сапун поступает в бак или выходит из него. При нагреве и последующем охлаждении воздуха, находящегося в баке, возможно оседание на стенках конденсата воды. Эта вода, попадая в рабочую жидкость, ухудшает её свойства и приводит к снижению долговечности рабочей жидкости. Кроме того, возможно попадание в бак мелких частиц пыли. Присутствие воздуха может приводить к окислению минерального масла.



Гидробаки закрытого типа отличаются от гидробаков открытого типа тем, что в них внутренняя полость изолирована от окружающей среды. В пространстве над поверхностью жидкости имеется постоянное избыточное давление подводимого инертного газа или воздуха. Некоторые гидробаки заправляются инертным газом под давлением и плотно закрываются. При необходимости воздушное пространство в баке изолируется от жидкости подвижным элементом, например, эластичной мембраной или уплотненной подвижной стенкой (поршнем). Предусматривается установка специального штуцера для удаления воздуха из полости, в которую заливается рабочая жидкость. Благодаря отсутствию контакта рабочей жидкости с воздухом или другим газом увеличивается срок службы как самой жидкости, так и гидросистемы.

При проектировании гидробака руководствуются требованиями и рекомендациями ГОСТ 16770-71 "Баки для гидравлических и смазочных систем. Общие технические условия". Для обеспечения отстоя рабочей жидкости внутри бака выполняются перфори-

рованные перегородки, всасывающие и сливные насадки располагают в разных отсеках бака и ниже уровня жидкости. Для улавливания металлических частиц, образующихся в результате износа деталей гидросистемы, в баке применяется магнитная пробка.

Подача жидкости в бак (заполнение) не должна вызывать вспенивания и завихрения её, для этого сливной (входной) насадок часто выполняется в виде полого цилиндра с глухим дном и с отверстиями в цилиндрической части насадок. Иногда на насадке устанавливается сетчатое устройство или перфорированный колпак для дробления струи жидкости. Всасывающий насадок проектируется таким образом, чтобы потери энергии при входе жидкости в насадок были минимальными. С этой целью всасывающий насадок может выполняться в виде плавного расширения к его концу, либо в виде трубы со скошенным под углом торцом.

Гидроцилиндр с подпружиненным поршнем согласно рис. 3.4 является гидравлической проточной ёмкостью. Гидравлическая цепь, состоящая из двух дросселей с сопротивлением r_1 и r_2 и проточной ёмкости (рис. 3.4), описывается уравнением:

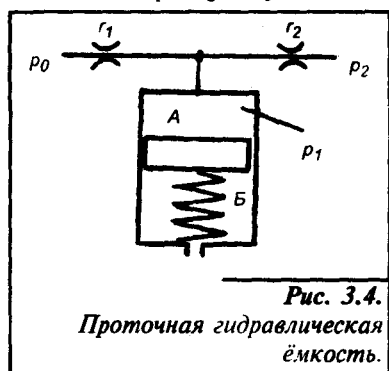


Рис. 3.4.

Проточная гидравлическая ёмкость.

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Д1} - \left(\frac{dm}{dt}\right)_C - \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Д2} = 0,$$

где члены уравнения представляют собой мгновенный массовый расход жидкости соответственно через первый дроссель, в ёмкость и через второй дроссель; причем:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_C = \frac{A_n^2 \rho}{c_{np}} \frac{d p_1}{dt}.$$

где A_n — площадь поршня, C_{np} — жесткость пружины. В установившемся режиме течения жидкости будет:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{Д1} = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{Д2}, \text{ то есть } (\mu A)_1 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_1)} = (\mu A)_2 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}$$

Из последнего уравнения находим давление в ёмкости при постоянных значениях давлений p_0 и p_2 :

$$p_1 = \frac{\left[\frac{(\mu A)_1}{(\mu A)_2}\right]^2 p_0 + p_2}{1 + \left[\frac{(\mu A)_1}{(\mu A)_2}\right]^2},$$

где μ — коэффициент расхода дросселя, зависящий от конструкции дросселя, вязкости и скорости движения жидкости, чаще всего $\mu=0,6...0,8$; A — площадь проходного сечения дросселя.

Например, при $(\mu A)_1 = (\mu A)_2$ получаем $p_1 = \frac{p_0 + p_2}{2}$.

Проточная гидравлическая ёмкость (рис. 3.4) может выполнять различные функции, в частности, может служить гидрогазовым аккумулятором, если полость Б заполнить газом под давлением, а в полость А подавать рабочую жидкость или топливо; может осуществлять роль исполнительного органа, если на выходе установить шток и соединить

его с поршнем. Часто в магистралях подачи жидкого топлива тяжелых ракет устанавливаются в качестве гидравлических демпферов пружинные или газовые гидроаккумуляторы с целью снижения частоты собственных колебаний жидкости в топливных магистралях.

3.3. Расчет резервуара цилиндрической формы

Под резервуаром понимается накопитель жидкости или газа – ёмкость. Резервуары могут выполняться в виде бака разной формы, баллона, камеры и т.д. Баллоны сжатого воздуха, гидроаккумуляторы, баки с внутренним избыточным давлением часто выполняются в виде цилиндров с плоским или сферическим дном (рис. 3.5). Расчет таких резервуаров проводится, главным образом, с целью определения толщины стенок, необходимого объема и оптимального соотношения длины h и диаметра d .

Расчет толщины стенки резервуара. Изготавливаемые резервуары относятся согласно "Сопротивлению материалов" к тонкостенным ёмкостям, поскольку в них чаще всего толщина стенки δ меньше $0,1r_{cp}$ (r_{cp} – средний радиус), то есть $\delta < (d + \delta)/20$.

Цилиндрическая часть тонкостенного резервуара внутренним давлением подвергается двухосному растяжению – вдоль образующей цилиндра (напряжение σ_2) и тангенциальное растяжение (напряжение σ_1). Эти напряжения записываются в виде:

$$\sigma_1 = \frac{pd}{2\delta}; \quad \sigma_2 = \frac{pd}{4\delta};$$

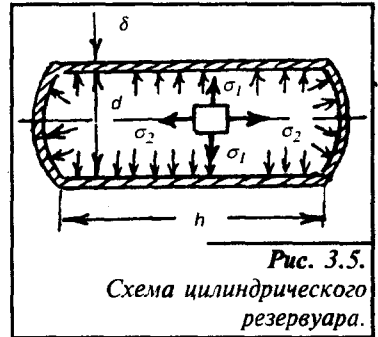
Ведя расчет по максимальному нормальному напряжению, получаем уравнение:

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} + \epsilon,$$

где δ – толщина стенки; p – давление внутри резервуара; d – внутренний диаметр резервуара; ϵ – прибавка для компенсации коррозии, обычно $\epsilon = 1...3$ мм; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение растяжения, например, для углеродистых и низколегированных сталей принимается $[\sigma] = 140-160$ Н/мм². Толщина стенки днаща по расчетам получается несколько меньше δ , однако принимается при проектировании равной δ .

Расчет объема пневматического баллона (ресивера). Используемые в технике пневмосистемы по режиму расходования сжатого воздуха можно разделить на два основных типа: 1) с циклическим потреблением сжатого воздуха; 2) с постоянным потреблением сжатого воздуха. К первым относятся, главным образом, пневмосистемы мобильных машин (автомобилей, тракторов, строительно-дорожных машин и т.д.), ко вторым – пневмосистемы технологического оборудования со стационарными компрессорными установками. Например, при работе пневмовибраторных устройств, пневмомашин вращательного действия и др., можно при расчетах принимать массовый расход воздуха потребителем постоянным. В пневмосистемах мобильных машин, например, в тормозных системах, в автоматических системах управления механизмами и агрегатами машины, чаще всего имеет место циклический режим потребления сжатого воздуха.

В пневмосистемах как мобильных машин, так и технологических объектов применяются баллоны сжатого воздуха (ресиверы) с целью периодической разгрузки компрессора, сглаживания (демпфирования) возможных значительных колебаний давления воздуха в системе и накопления объема сжатого воздуха, достаточного для повторяющего-



ся пикового его расходования, например, при торможениях машины.

Потребление сжатого воздуха \dot{m}_n исполнительными органами обеспечивается подачей \dot{m}_k компрессора 1 и расходом воздуха \dot{m}_p из ресивера 2 (рис. 3.6), то есть $\dot{m}_n = \dot{m}_k + \dot{m}_p$.

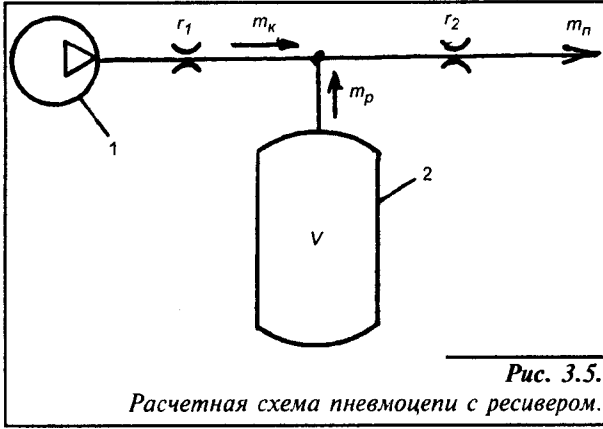


Рис. 3.5.

Расчетная схема пневмоцепи с ресивером.

В частном случае, когда отсутствует подача компрессора, потребление воздуха происходит только за счет ресивера. Методика расчета необходимого объема ресивера V_p для пневмосистем первого и второго типа различна.

При циклическом потреблении воздуха расчет ведется для условия: за счет ресивера при неработающем компрессоре должно обеспечиваться n рабочих циклов, при этом давление в ресивере должно измениться от p_{max} до p_{min} . За каждый рабочий цикл давление в ресивере уменьшается на величину Δp . Используя условие $pV = const$, можно записать для всех циклов:

$$p_{max} V_p = p_1 (V_p + V_n)$$

.....

$$p_{n-1} V_p = p_n (V_p + V_n) \quad (3.10)$$

где $p_n = p_{min}$; V_n – суммарный объем исполнительных органов и внутренних каналов трубопроводов.

Из первого и последнего уравнений системы (3.10) находим:

$$V_{p1} = \frac{p_1 V_n}{p_{max} - p_1} = \left(\frac{p_{max}}{\Delta p} - 1 \right) V_n; \quad (3.11)$$

$$V_{pn} = \frac{p_{min} \cdot V_n}{p_{n-1} - p_{min}} = \frac{p_{min}}{\Delta p} V_n;$$

где Δp – усредненный перепад давления в ресивере за один рабочий цикл, равный:

$$\Delta p = \frac{1}{n} (p_{max} - p_{min})$$

При известном V_n и заданных значениях n , p_{max} и p_{min} определяются по уравнениям (3.11) V_{p1} и V_{pn} и принимается их среднее значение:

$$V_p = \frac{1}{2} (V_{p1} + V_{pn})$$

Если используются стандартные ресиверы, то выбирается ресивер, ближайший по объему к расчетному, но больший расчетного.

При равномерном потреблении сжатого воздуха ($m = const$) расчет объема ресивера V_p производится исходя из условия: работа исполнительного органа осуществляется в тече-

ние времени t_p только за счет запаса сжатого воздуха в ресивере при неработающем компрессоре, причем давление в ресивере за это время снижается с p_{max} до p_{min} . Изменение состояния воздуха в ресивере при изотермическом процессе представляется в виде:

$$\frac{V_p}{RT} (p_{max} - p_{min}) = p_{cp} \cdot \frac{V_{расх.}}{RT} t_p.$$

где $p_{cp} = 0,5(p_{max} + p_{min})$; $V_{расх.}$ – объемный расход воздуха из ресивера м³/с; t_p – рабочее время – время потребления (расхода) сжатого воздуха из ресивера при неработающем компрессоре, с.

Из последнего уравнения получаем формулу для расчета объема ресивера:

$$V_p = \frac{p_{cp} \cdot V_{расх.} \cdot t_p}{p_{max} - p_{min}}. \tag{3.12}$$

Пример. Дано: $p_{max} = 8 \cdot 10^5$ Па; $p_{min} = 5 \cdot 10^5$ Па; $V_{расх.} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м³/с; $t_p = 90$ с.

Требуется определить объем резервуара. По формуле (3.12) находим $V_p = 97,5 \cdot 10^{-3}$ м³.

Расчет оптимальных размеров цилиндрического резервуара (ресивера). Будем рассматривать два варианта задачи:

- 1) Ресивер должен иметь наименьшую поверхность S при заданном объёме V_p ;
- 2) Ресивер должен иметь наименьшую длину l сварных швов. Первый вариант задачи обуславливается минимальной затратой материала на изготовление резервуара и, следовательно, минимальным его весом. Второй вариант – минимальной затратой труда на сварку.

Предполагая днище плоским, запишем формулы для объема, площади поверхности и длины швов резервуара:

$$V_p = \pi r^2 h ; S = 2\pi r^2 + 2\pi r h ; \ell = 4\pi r + h, \tag{3.13}$$

где r – радиус резервуара, $r = d/2$.

Выразим длину h через r из первой формулы (3.13) и подставим во вторую и третью. В результате получим:

$$S(r) = 2\pi r^2 + \frac{2V_p}{r} ; \ell(r) = 4\pi r + \frac{V_p}{\pi r^2} \tag{3.14}$$

Задача сводится к определению такого значения r , при котором будет в первом варианте минимальной функция $S(r)$, а во втором варианте – функция $\ell(r)$.

Рассмотрим первый вариант задачи. Вычислим производную функции $S(r)$:

$$S'(r) = 4\pi r - \frac{2V_p}{r^2} = \frac{2}{r^2} (2\pi r^3 - V_p) \tag{3.15}$$

и исследуем её знак. При $0 < r < r_1 = \sqrt[3]{V_p / (2\pi)}$ производная отрицательна и функция $S(r)$ убывает, а при $r_1 < r < \infty$ производная положительна и функция $S(r)$ возрастает. Следовательно, своего наименьшего значения эта функция достигает в точке $r = r_1$, в которой её производная (3.15) обращается в нуль.

Итак, радиус и высота резервуара, наилучшие с точки зрения условия минимальности $S(r)$, будут:

$$r_1 = \sqrt[3]{V_p / (2\pi)} ; h_1 = 2r_1.$$

Площадь поверхности при этом получится:

$$S(r_1) = 3\sqrt[3]{2\pi V_p^2} \leq S(r)$$

Для решения второго варианта задачи продифференцируем функцию $l(r)$:

$$l'(r) = 4\pi - \frac{2V_p}{\pi r^3} = \frac{2}{\pi r^3} (2\pi^2 r^3 - V_p) \quad (3.16)$$

Производная (3.16) отрицательна и функция $l(r)$ убывает при:

$$0 < r < r_2 = \sqrt[3]{V_p / (2\pi^2)}$$

а при $r_2 < r < \infty$ производная положительна и функция $l(r)$ возрастает. Значит, своего наименьшего значения эта функция достигает в точке $r=r_2$ в которой её производная (3.16) обращается в нуль.

Следовательно, радиус и высоту резервуара, наилучшие с точки зрения условия минимальности $l(r)$, можно получить, приравняв правую часть (3.16) нулю:

$$r_2 = \sqrt[3]{V_p / (2\pi^2)}; \quad h_2 = 2\pi r_2.$$

Окончательный выбор радиуса и высоты проектируемого резервуара будет определяться тем, что более важно для конструктора: вес металла, из которого должен изготовиться ресивер, либо длина сварочного шва. Эти или другие условия сводятся к отысканию наименьшего (или наибольшего) значения той или иной функции, называемой целевой функцией или критерием качества.

Глава 4.

Распределительные элементы для управления гидравлическими и пневматическими исполнительными механизмами

Гидравлическим (пневматическим) распределителем называется устройство, которое в зависимости от внешнего управляющего воздействия изменяет направление и распределяет между участками гидросистемы (пневмосистемы) поток рабочей жидкости (воздуха). Распределители различаются по следующим функциональным и конструктивным признакам:

- а) по числу подведенных внешних линий:
 - двухлинейные,
 - трехлинейные,
 - четырехлинейные и т.д.;
- б) по количеству фиксированных или характерных позиций:
 - двухпозиционные.
 - трехпозиционные.
 - многопозиционные;
- в) по конструктивному выполнению рабочего органа:
 - золотниковые распределители, в которых распределение жидкости (воздуха) осуществляется с помощью осевого смещения цилиндрического или плоского золотника,
 - клапанные распределители, в которых распределение осуществляется путем последовательного открытия и закрытия расходных окон с помощью клапанов,
 - крановые, в которых распределение осуществляется путем поворота пробки крана;
- г) по принципу управления:
 - распределители прямого действия, у которых внешнее управляющее воздействие приложено непосредственно к рабочему органу;
 - распределители прямого действия, у которых внешнее управляющее воздействие передается на рабочий орган через дополнительное специальное устройство (сервоустройство);
- д) по виду управления:
 - распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневма-

тическим и комбинированным управлением;

е) по способу открытия рабочего проходного сечения:

- направляющие распределители, у которых рабочий орган занимает фиксированные положения (позиции) при дискретном внешнем управляющем воздействии,
- дросселирующие распределители, у которых рабочий орган может занимать бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Внешнее управляющее воздействие при этом непрерывное (аналоговое).

При разработке принципиальных гидравлических и пневматических схем приняты условные графические обозначения, являющиеся едиными для любых конструкций распределителей (золотниковых, клапанных, крановых). Общие правила схематичного изображения распределителей регламентированы ГОСТ 2781-68, согласно которому в обозначении указываются следующие элементы: позиции рабочего органа, внешние линии связи, подведенные к распределителю, каналы и элементы управления. Кроме этого ГОСТ 2781-68 устанавливает сокращенное цифровое обозначение распределителя в виде дроби, в числителе которой указывают число линий (ходов), а в знаменателе число характерных позиций, например, распределитель четырехходовой трехпозиционный обозначается "4/3". Число позиций на схематическом изображении указывает соответствующим числом квадратов. Проходы в распределителе изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками. Перекрытый проход изображают тупиковой линией с поперечным отрезком. Внешние линии связи всегда подводят к исходной позиции. При этом трубопроводы основных гидравлических и пневматических коммуникаций изображаются сплошными линиями, а трубопроводы управления — штриховыми.

Чтобы представить принцип работы распределителя в другой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении.

Примеры условных графических обозначений распределителей приведены в табл. 1.

В гидроприводах и системах гидро- пневмоавтоматики наиболее широко применяются золотниковые распределители. С их помощью легко осуществить многопозиционность, они уравновешены статическими силами давления, обладают малым трением, сравнительно просты по конструкции и наиболее пригодны для систем с автоматическим и дистанционным управлением.

4.1. Золотниковые дросселирующие гидрораспределители

В отличие от направляющих распределителей дросселирующие гидрораспределители не только изменяют направление потока рабочей жидкости, но и регулируют расход и давление рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздействия. Чем больше внешний управляющий сигнал, тем больше рабочее проходное сечение (щель).

Дросселирующие гидрораспределители золотникового типа применяются в качестве регулирующих устройств для изменения скорости гидродвигателей. При этом в золотниковых дросселирующих гидроустройствах можно достичь минимальных утечек при отсутствии управляющего сигнала, что важно для силового гидропривода с точки зрения общего баланса потребляемой мощности. Кроме того, благодаря конструктивным особенностям золотниковых распределителей, силы, действующие на золотники от давления жидкости, незначительны. В тех случаях, когда эти силы достигают нежелательных величин, их можно простыми средствами уменьшить.

Золотниковые распределители в зависимости от конструкции рабочего органа делятся на распределители с цилиндрическим и с плоским золотником. Распределители с цилиндрическим золотником удобно применять при электромагнитном и гидравлическом управлении с передачей управляющего воздействия на торец золотника.

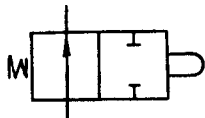
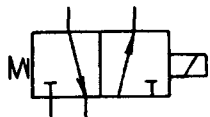
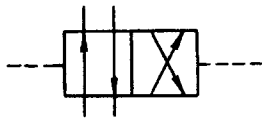
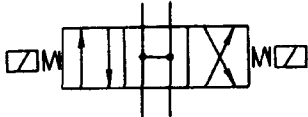
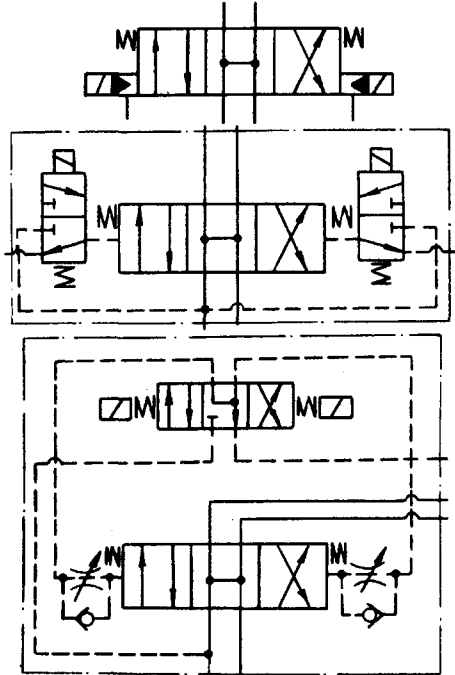
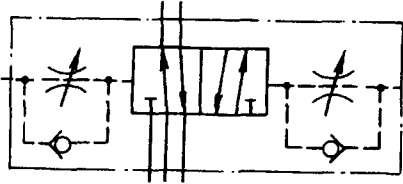
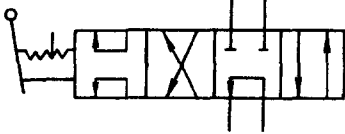
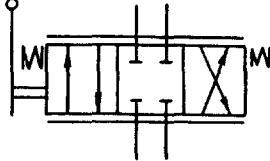
Наименование	Обозначение по ГОСТ 2781-68
1. Направляющий распределитель 2/2 с управлением от кулачка и пружинным возвратом	
2. Направляющий распределитель 3/2 с управлением от электромагнита и пружинным возвратом	
3. Направляющий распределитель 4/2 с управлением от давления воздуха (жидкости)	
4. Направляющий распределитель 4/3 с соединением нагнетательной линии и обоих отводов на слив при среднем положении золотника с управлением от двух электромагнитов	
<p>5. Направляющий распределитель 4/3 с электрогидравлическим управлением:</p> <p>а) упрощенное комбинированное обозначение;</p> <p>б) от двух вспомогательных распределителей, от основного потока, без регулирования времени срабатывания;</p> <p>в) от одного вспомогательного распределителя, управляемого основным потоком с регулированием времени срабатывания</p>	 <p style="text-align: right;">а)</p> <p style="text-align: right;">б)</p> <p style="text-align: right;">в)</p>

Таблица 4.1.
Условные графические обозначения распределителей

Наименование	Обозначение по ГОСТ 2781-68
6. Направляющий распределитель 5/2 с раздельным сливом. Управление гидравлическое с дроссельным регулированием времени срабатывания	
7. Направляющий распределитель 4/4 с управлением от рукоятки с фиксатором	
8. Дросселирующий распределитель с запертыми отводами, нагнетательной линией и сливом при среднем положении золотника с управлением от рукоятки с автоматической фиксацией среднего положения	
<p>Таблица 4.1. (окончание) Условные графические обозначения распределителей</p>	

При выборе дросселирующего гидрораспределителя необходимо учитывать, что наибольшее влияние на его регулировочные характеристики оказывает число рабочих окон в золотнике. По этому признаку золотниковые дросселирующие гидрораспределители принято делить на одно-, двух- и многоселевые.

На рис. 4.1 приведена конструктивная схема односелевого дросселирующего гидрораспределителя с подсоединенным к нему гидродвигателем. В цилиндрическую расточку корпуса 1 вставлен цилиндрический золотник 2, имеющий два пояса с острыми кромками. Корпус имеет одну проточку с острыми кромками. Рабочие проходные сечения в распределителе возникают между кромками проточки корпуса и пояса золотника. Внешнее управляющее воздействие прикладывается к хвостовику 6 золотника с уплотнением 7. К распределителю подключен гидродвигатель 4. Подача рабочей жидкости к гидрораспределителю и гидродвигателю осуществляется через постоянный дроссель 3, обеспечивающий работу гидродвигателя 4 в обе стороны. Проточка в корпусе 1 гидрораспределителя сообщена с гидробаком 5 (сливом), сюда же отводятся утечки из глухих полостей "А" и "Б". Описанная схема регулирования скорости гидродвигателя находит применение только в гидроприводах малой мощности из-за больших перетечек рабочей жидкости в бак и низкого КПД.

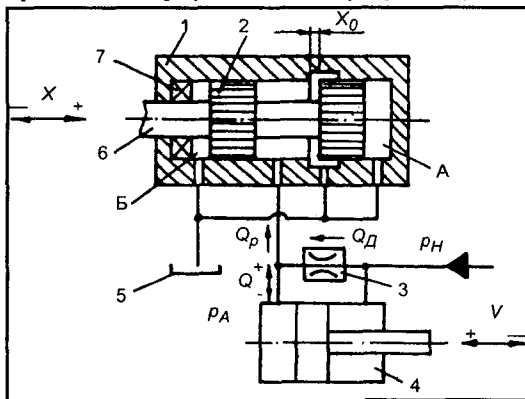


Рис. 4.1.

Схема односелевого дросселирующего золотникового гидрораспределителя с подключенным гидродвигателем.

Более предпочтительным в этом отношении является двухщелевой дросселирующий гидрораспределитель (рис.4.2). Корпус 1 такого гидрораспределителя имеет две проточки, которые перекрываются поясками золотника 2. К одной расточке подведена рабочая жидкость из питающей магистрали, а другая соединена с гидробаком 6. Перемещением золотника вправо регулируется подача жидкости в полость гидродвигателя 5 (гидроцилиндра), а перемещением влево — регулируется слив жидкости из полости гидроцилиндра в бак 6.

Двухщелевой дросселирующий гидрораспределитель может управлять только гидроцилиндром с односторонним штоком или гидроцилиндром с двухсторонним штоком, но с разными эффективными площадями поршня. По сравнению с однощелевым гидрораспределителем утечки из двухщелевого гидрораспределителя меньше, однако они также имеют ограниченное применение в маломощных приводах из-за неуравновешенности золотника от осевых гидродинамических сил.

Наиболее широкое применение в силовых гидравлических приводах нашли четырехщелевые золотниковые дросселирующие гидрораспределители. Основными их достоинствами являются:

- симметрия сил, действующих на золотник;
- малые утечки;
- высокий КПД;
- возможность обеспечения симметрии скоростных характеристик при совместной работе с гидроцилиндром, имеющим неодинаковые эффективные площади поршня, за счет обеспечения разной ширины рабочих окон;
- возможность простыми средствами уменьшить или свести к нулю действие вредных сил, действующих на золотник.

Конструктивная схема четырехщелевого дросселирующего золотникового распределителя приведена на рис.4.3. В корпусе 1 выполнены три проточки, которые перекрываются тремя поясками золотника 2. При смещении золотника в ту или иную сторону одновременно регулируется подача рабочей жидкости в одну полость гидроцилиндра 5 и расход жидкости, вытесняемой на слив из противоположной полости. Такой гидрораспределитель позволяет эффективно управлять гидроцилиндрами различных конструкций.

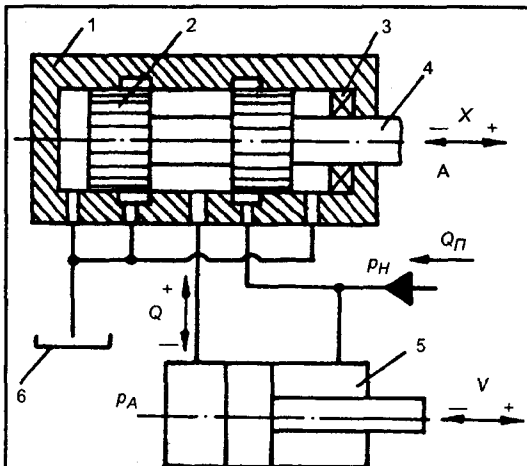


Рис. 4.2.

Схема двухщелевого дросселирующего золотникового гидрораспределителя с подключенным гидродвигателем.

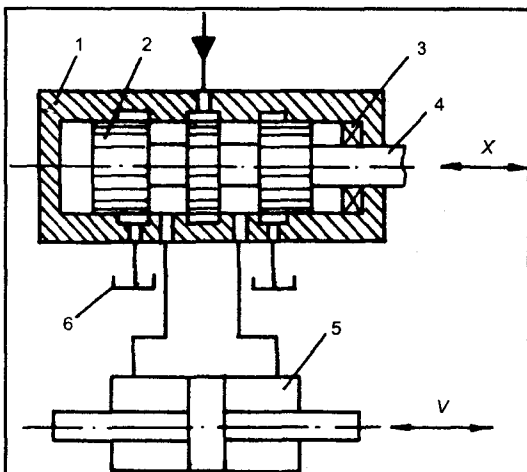


Рис. 4.3.

Схема четырехщелевого дросселирующего золотникового гидрораспределителя с подключенным гидродвигателем.

Примером использования одношелевого дросселирующего золотникового гидрораспределителя может служить система автоматической блокировки дифференциала универсально-пропашного трактора "Беларусь" МТЗ-80/82 (рис.4.4). Система включает датчик блокировки 1, содержащий кран 2 и золотник 3 с толкателем 7, гидронасос 4, редукционный клапан 5, блокировочную муфту 9 и гидроцилиндр 10. Внешнее управляющее воздействие на золотник 3 передается через рейку 8 гидроусилителя рулевого управления. При движении трактора по прямой рейка 8 гидроусилителя находится в таком положении, что толкатель 7 входит в выемку в рейке и золотник 3 перекрывает сливной канал. Рабочая жидкость под давлением 0,7-1,0 МПа, поддерживаемым редукционным клапаном 5, направляется в гидроцилиндр 10, и муфта 9 блокирует дифференциал. При повороте направляющих колес трактора на угол более 13° от прямолинейного движения рейка 8 перемещается так, что толкатель 7 выходит из выемки и смещает золотник 3 вправо, в результате чего полость гидроцилиндра 10 сообщается со сливом и дифференциал разблокируется.

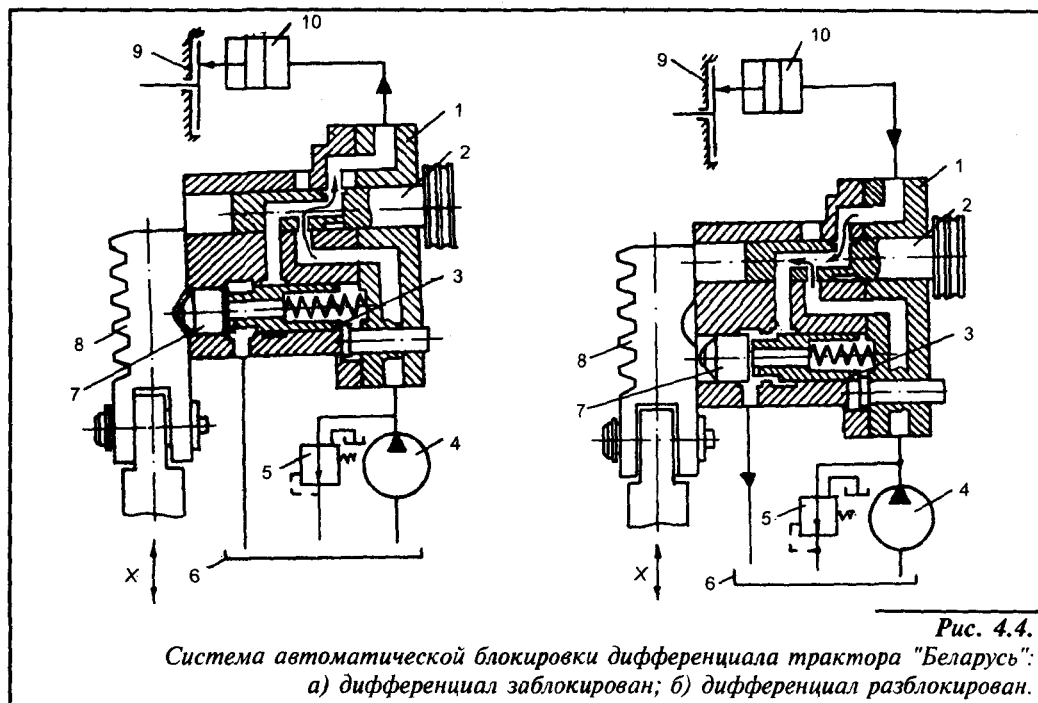


Рис. 4.4.

Система автоматической блокировки дифференциала трактора "Беларусь":
а) дифференциал заблокирован; б) дифференциал разблокирован.

Четырехшелевой дросселирующий золотниковый гидрораспределитель Р 80-2/4-333 используется в гидросистеме управления навеской тракторов МТЗ-80/82 и МТЗ-100/102. Принципиальная схема и конструкция такого распределителя приведены на рис.4.5 и 4.6.

Гидрораспределитель 1 (рис.4.5) включает три золотника 2, каждый из которых имеет четыре позиции: "Нейтраль", "Подъем", "Опускание" и "Плавающая". В позиции "Нейтраль" гидронасос 8 через перепускной клапан 9 сообщен со сливом (гидробаком 7) и работает под минимальным давлением 0,5 МПа. Гидролинии, сообщенные с полостями гидроцилиндра 4 или с выводами 3 заперты. В позициях "Подъем" и "Опускание" гидронасос 8 сообщается с полостями гидроцилиндра 4, соответствующими подъему и опусканию навесного устройства трактора, а противоположная полость гидроцилиндра со-

ответственно сообщается со сливом. При установке золотника 2 в позицию "Плавающая" обе полости гидроцилиндра 4 сообщаются со сливом и между собой, что позволяет поршню перемещаться внутри цилиндра под действием внешних сил. Гидронасос 8 при этом перекачивает рабочую жидкость в бак 7 под минимальным давлением.

Все золотники распределителя управляются вручную от рукояток 5. Позиции "Подъем" и "Плавающая" в описываемом распределителе являются фиксированными, а позиция "Опускание" не имеет фиксации и обеспечивает регулирование дросселирующей щели. Это позволяет управлять скоростью опускания навесного устройства трактора. Гидрораспределитель снабжен устройством 6 для автоматического возврата золотников в "Нейтраль" из позиции "Подъем". Из позиции "Опускание" золотники возвращаются под действием пружин при снятии усилия с рукоятки управления 5, а из позиции "Плавающая" золотник возвращается вручную при помощи рукоятки 5.

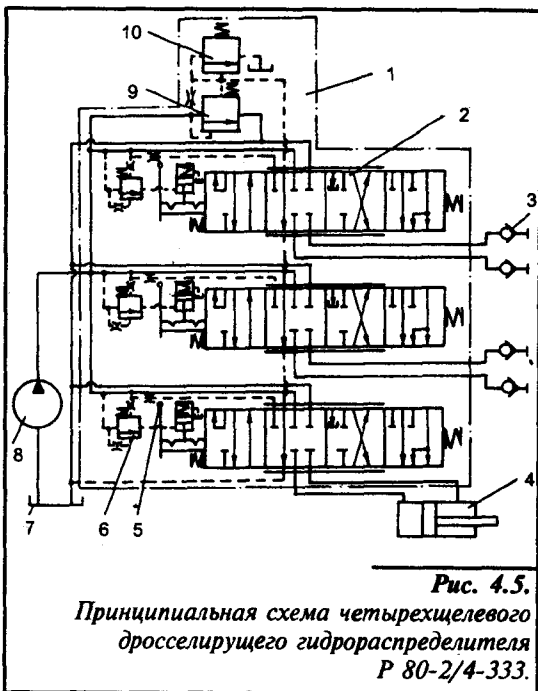


Рис. 4.5.
Принципиальная схема четырехсекционного дросселирующего гидрораспределителя Р 80-2/4-333.

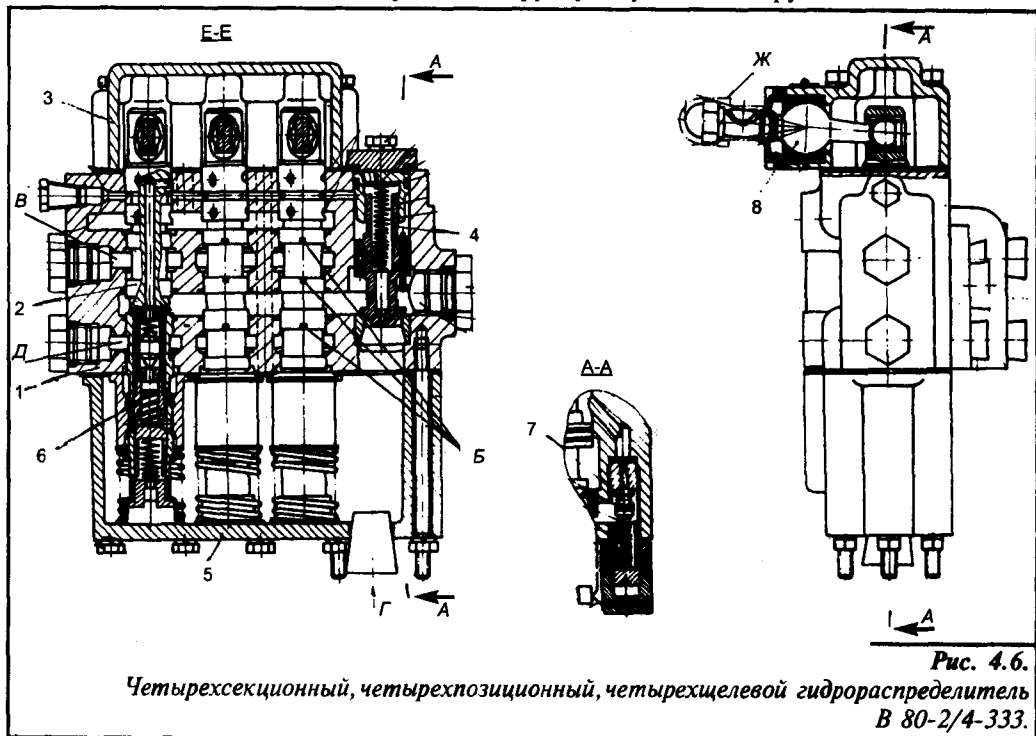


Рис. 4.6.
Четырехсекционный, четырехпозиционный, четырехщелевой гидрораспределитель В 80-2/4-333.

Для ограничения максимальной величины давления в гидросистеме и исключения перегрузок гидроусилитель снабжен предохранительным клапаном 10.

Все описанные устройства гидрораспределителя выполнены в одном корпусе 1 (рис.4.6), закрытом крышками 3 и 5. В расточках корпуса установлены три золотника 2 и перепускной клапан 4. В крышке 3 смонтированы рычаги 8 переключения золотников. В специальном приливе корпуса установлен предохранительный клапан 7. В центральной расточке каждого из золотников 2 установлено устройство 6 для автоматического возврата в нейтральное положение.

К полости Е в корпусе гидрораспределителя подводится рабочая жидкость от гидронасоса, а из полостей В и Д жидкость подается к гидроцилиндру. Полости крышек 3 и 5 сообщены со сливом.

На кромках поясков золотников 2, открывающих проход рабочей жидкости в полость гидроцилиндра, соответствующую опусканию навески трактора, профрезерованы пазики Б для более плавного регулирования скорости опускания навески.

В современных следящих гидросистемах применяются гидрораспределители, у которых рабочий ход золотника сочетает как осевое перемещение, так и вращение вокруг оси. Такие устройства обладают особенностями золотниковых и крановых гидрораспределителей и позволяют осуществить двойное распределение потока рабочей жидкости. Примером может служить распределитель насоса-дозатора НД-80 гидрообъемного рулевого управления трактора "Беларусь" МТЗ-100 (рис.4.7).

Насос-дозатор состоит из двух основных частей: дозирующего устройства (мотора-насоса) аксиально-шарикового типа и поворотно-осевого золотникового распределителя.

Дозирующее устройство содержит два неподвижных блока цилиндров 10, между которыми установлен кулачковый диск 6, имеющий с двух сторон профилированную поверхность. Кулачковый диск установлен подвижно на приводном валу 9 и имеет возможность вращения относительно блоков цилиндров, в которых установлены подпружиненные шарики-поршни 11.

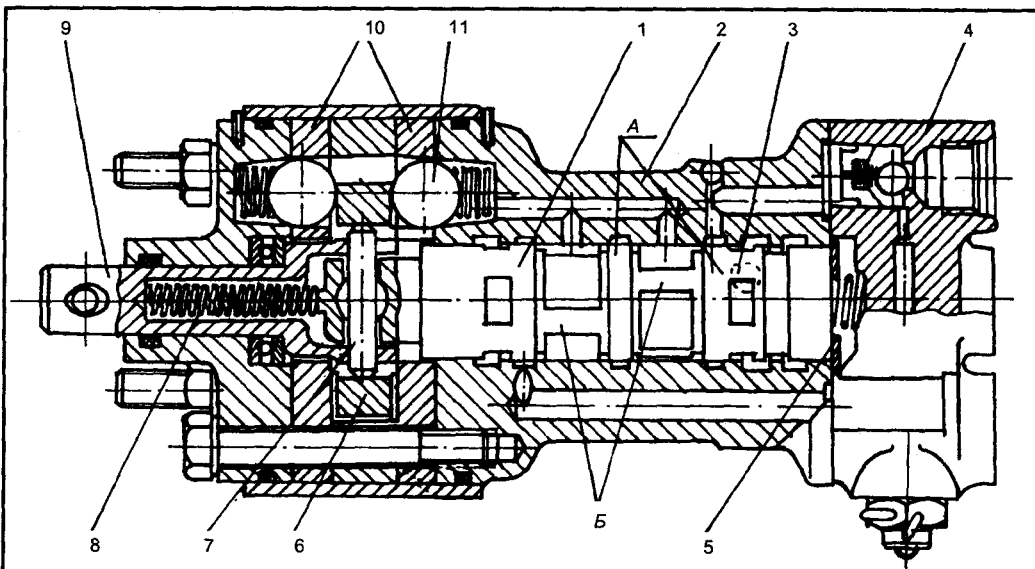


Рис. 4.7.

Насос-дозатор гидрообъемного рулевого управления трактора МТЗ-100.

Распределительное устройство содержит корпус 2 и золотник 1 с цилиндрическими А и продольными Б поясками. Концевик золотника расположен во внутренней расточке приводного вала 9 и связан с кулачковым диском 6 с помощью пальца 7, проходящего с определенным зазором через винтовые пазы в приводном валу 9. Соединение золотника 1 с кулачковым диском 9 обеспечивает его осевое перемещение при неподвижном кулачковом диске и их совместное вращение. С торцов золотник 1 нагружен центрирующими пружинами 5 и 8.

Рабочая жидкость к золотнику подводится по каналам в корпусе 2 через подводящую крышку 4.

При отсутствии внешнего управляющего воздействия на приводном валу 9 золотник под воздействием центрирующих пружин 5 и 8 устанавливается в нейтральное положение. При этом обеспечивается свободный перепуск рабочей жидкости на слив и запираание полостей цилиндра рулевого механизма, поворачивающего направляющие колеса трактора, а также камер дозирующего мотор-насоса. Если вращать приводной вал 9, связанный с рулевым колесом, золотник 1, благодаря винтовой передаче, переместится в осевом направлении, открывая проход рабочей жидкости через мотор-насос в одну из полостей гидроцилиндра рулевого механизма; противоположная полость гидроцилиндра при этом соединяется со сливом. Рабочая жидкость, проходя через мотор-насос, вызывает перемещение поршней 11 и вращение кулачкового диска 6 и связанного с ним золотника 1. При вращении золотника осуществляется распределение рабочей жидкости в камерах мотор-насоса. Одновременно с этим вращение золотника с помощью той же винтовой передачи, вызывает перемещение его в обратную сторону и уменьшение подачи рабочей жидкости. Таким образом, благодаря указанному взаимодействию приводного вала, кулачкового диска и золотника, обеспечивается синхронное вращение их и подача рабочей жидкости в гидроцилиндр рулевого механизма пропорционально скорости вращения рулевого колеса.

По сравнению с цилиндрическими золотниками плоские золотники с точки зрения эксплуатационной надежности имеют определенные преимущества. Цилиндрические золотники из-за возможности попадания механических загрязнений в радиальные зазоры склонны к заклиниванию. В плоских золотниках в зависимости от конструкции возможно или свести зазор к нулю, что исключает попадание между сопрягающимися поверхностями механических загрязнений, или обеспечить отжим одной из поверхностей при попадании в зазор твердых механических частиц. Схема четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя с плоским золотником показана на рис.4.8.

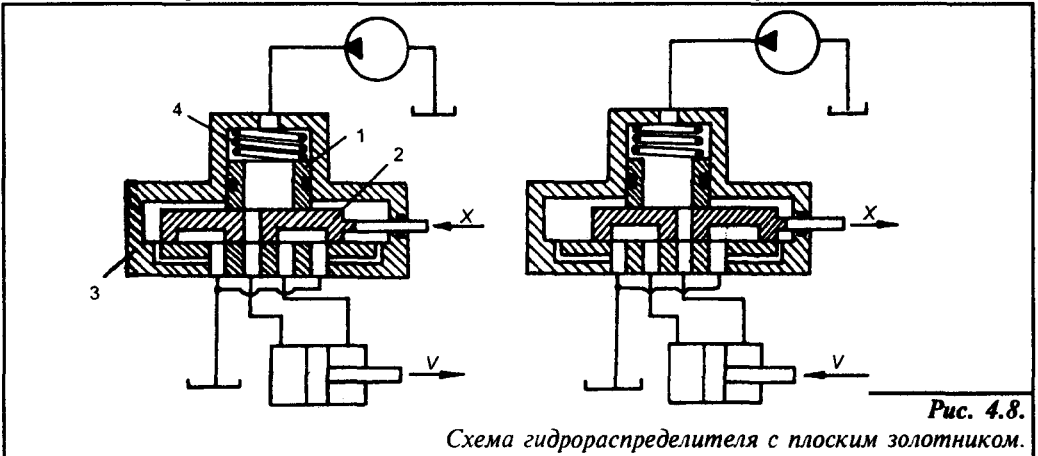


Рис. 4.8.

Схема гидрораспределителя с плоским золотником.

Плоский золотник 2 скользит по плоскому основанию корпуса 3, прижатый через втулку 1 пружиной 4. Кроме этого, он прижимается к основанию давлением жидкости, подводимой к гидрораспределителю. Рабочая жидкость подводится к гидрораспределителю через центральное отверстие в корпусе, а отводится через четыре отверстия в основании, два из которых соединены с гидродвигателем, а два - со сливом.

Плоские распределители отличаются небольшой массой и высоким быстродействием. Они рассчитаны для работы на давлениях до 30 МПа при температурах от 70 до -60°С.

4.2. Характеристики идеальных и реальных золотниковых гидрораспределителей

Для упрощения анализа рабочих процессов, происходящих в золотниковых распределителях, введено понятие идеального распределителя. Под идеальным золотниковым распределителем подразумевается такой распределитель, конструкция и условия работы которого имеют следующие особенности:

- отсутствует радиальный зазор между золотником и корпусом;
- рабочие кромки в золотниковой паре (золотник-корпус) идеально острые;
- при нейтральном положении золотника его рабочие кромки и кромки поясков в корпусе совпадают (перекрытие равно нулю), причем зазор между кромками отсутствует;
- расходные окна в корпусе золотника прямоугольные для обеспечения линейной зависимости расхода от смещения золотника;
- рабочая жидкость невязкая;
- коэффициент расхода через рабочие щели не зависит от смещения золотника;
- потери давления в соединительных гидролиниях и на нерегулируемых участках гидрораспределителя отсутствуют;
- давление напора жидкости постоянно, а давление ее на сливе равно нулю. Под характеристиками золотниковых гидрораспределителей понимают зависимости между смещением золотника, полезным расходом и перепадом давления на наполнительном устройстве, вызванным действием нагрузки.

Рассмотрим статические характеристики идеального однощелевого дросселирующего распределителя (рис.4.1). Давление p_n , постоянное по величине, подводится к постоянному дросселю 3, после которого гидролиния разветвляется - одна ветвь подведена к гидрораспределителю 1, а другая - к гидродвигателю 4. Особенностью гидродвигателя является то, что при неподвижном состоянии поршня в его рабочей полости всегда имеется начальное давление p_0 , которое создается обычно или весом груза, или силой возвратной пружины, или, как в нашем случае, опорным давлением p_n , подведенным ко второй рабочей полости гидродвигателя. Начальным давлением в полости гидродвигателя p_0 будем называть давление p_A при расходе жидкости $Q=0$ и нейтральном положении золотника 2, когда зазор между рабочими кромками золотника и корпуса равен начальному зазору x_0 . При этом смещение золотника из нейтрального положения вправо и расход Q , направленный к гидрораспределителю, будем считать положительным.

При смещении золотника вправо ширина щели увеличивается, разность давлений $p_H - p_A$ возрастает и поршень гидродвигателя начнет перемещаться влево. Уравнение расходов в этом случае запишется в виде:

$$Q = Q_p - Q_d; \quad (4.1)$$

$$Q_d = \mu_d A_d \sqrt{\frac{2(p_n - p_A)}{\rho}}; \quad (4.2)$$

$$Q_p = \mu_p \pi d_s (x_o + x) \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}} \quad (4.3)$$

где μ_p – коэффициент расхода золотникового распределителя, $\mu_p = 0,61 \dots 0,65$; d_s – диаметр золотника, м; x – смещение золотника относительно нейтрала, м; μ_d – коэффициент расхода дросселя; A_d – проводное сечение дросселя, м².

На основании уравнений (4.1) - (4.3) запишем уравнение обобщенной статической характеристики одношелевого гидрораспределителя:

$$Q = \mu_p \pi d_s (x_o + x) \sqrt{\frac{2p_A}{\rho}} - \mu_d A_d \sqrt{\frac{2(p_H - p_A)}{\rho}} \quad (4.4)$$

Для сравнения характеристик разных гидрораспределителей их статические характеристики удобно представить в безразмерном виде. При этом в качестве базовой безразмерной величины для проточных гидрораспределителей принято брать безразмерную величину расхода \bar{Q} , являющуюся отношением текущего расхода Q в исполнительной гидролинии к расходу утечки $Q_{ут}$, т.е. к расходу через распределитель при нейтральном положении золотника и $Q=0$ (заторможенном гидродвигателе). При этих условиях уравнение (4.4) преобразуется к виду:

$$\mu_p \pi d_s x_o \sqrt{\frac{2p_o}{\rho}} = \mu_d A_d \sqrt{\frac{2(p_H - p_o)}{\rho}},$$

или

$$\frac{\mu_d A_d}{\mu_p \pi d_s x_o} = \sqrt{\frac{p_o}{p_H - p_o}} \quad (4.5)$$

Расход утечки жидкости будет равен:

$$Q_{ym} = \mu_p \pi d_s x_o \sqrt{\frac{2p_o}{\rho}} \quad (4.6)$$

Разделив уравнение (4.4) на уравнение (4.6) и подставив в полученное отношение уравнение (4.5), а также поделив числители и знаменатели подкоренных выражений на p_H , получим безразмерное уравнение обобщенной статической характеристики одношелевого золотникового гидрораспределителя:

$$\bar{Q} = (1 + \bar{x}) \sqrt{\frac{\bar{p}_A}{\bar{p}_o}} - k \sqrt{\frac{1 - \bar{p}_A}{1 - \bar{p}_o}} \quad (4.7)$$

Поскольку уравнение (4.7) связывает три зависимые переменные, то его графическую интерпретацию удобно представить в виде трех отдельных графиков $\bar{Q} = f(\bar{x})_{\bar{p}_A = const}$, $\bar{p}_A = f(\bar{x})_{\bar{Q} = const}$, $\bar{Q} = f(\bar{p}_A)_{\bar{x} = const}$

На рис. 4.13, а, б, в приведены обобщенные характеристики для случая $p_o = 0,5$ [1]. Частные случаи полученных графиков при $p_A = p_o$, $Q = 0$ и $x = 0$ (изображены утолщенными линиями) называются: $\bar{Q} = f(\bar{x})_{p_A = p_o}$ – расходная характеристика; $\bar{p}_A = f(\bar{x})_{\bar{Q} = 0}$ – перепадная характеристика; $\bar{Q} = f(\bar{p}_A)_{\bar{x} = 0}$ – расходно-перепадная характеристика.

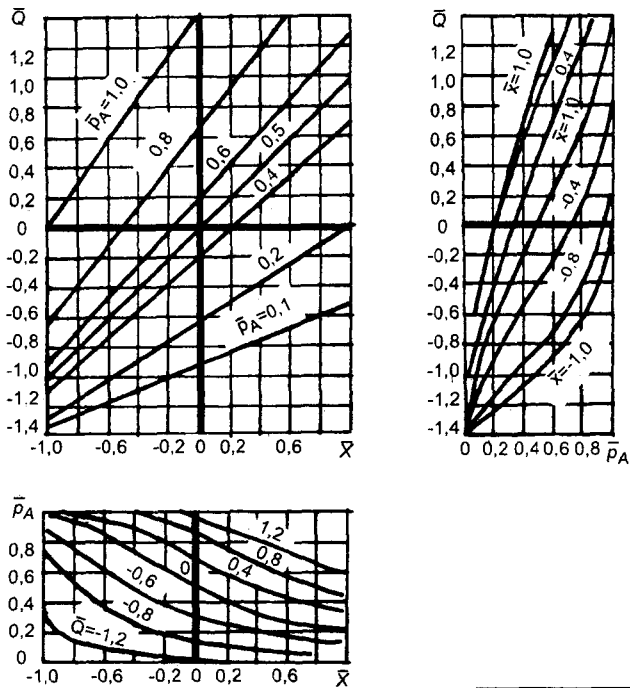


Рис. 4.9. Статические характеристики однощелевого дроселирующего золотникового гидрораспределителя.

Однощелевые дроселирующие гидрораспределители имеют ряд недостатков, ограничивающих область их применения: несимметрия перепадной характеристики, вызывающая нестабильность параметров исполнительного механизма, непостоянство величины начального давления p_0 при изменении температуры (вязкости) рабочей жидкости из-за разного изменения коэффициентов расхода постоянного дросселя и регулируемого дросселя золотник-корпус. Это приводит к искажению перепадной и расходно-перепадной характеристик.

Четырехщелевой золотниковый гидрораспределитель можно представить (по аналогии с электрическими цепями) как полный гидравлический мост с четырьмя регулируемы дросселями. У идеального гидрораспределителя дроссели также будут идеальными. Рассмотрим схему работы идеального четырехщелевого гидрораспределителя (рис.4.12, а).

На рис.4.12,а, золотник гидрораспределителя находится в нейтральном положении. Рабочие окна закрыты кромками поясков золотника, и рабочая жидкость заперта в полостях гидроцилиндра и поршень под действием внешних сил остается неподвижным. Жидкость также не попадает в гидроцилиндр.

При смещении золотника, например, вправо, как показано на рис.4.12,б, рабочее окно 2 сообщается с полостью гидроцилиндра, а окно 4 – со сливом. В полостях гидроцилиндра возникает перепад давления, и поршень начнет перемещаться.

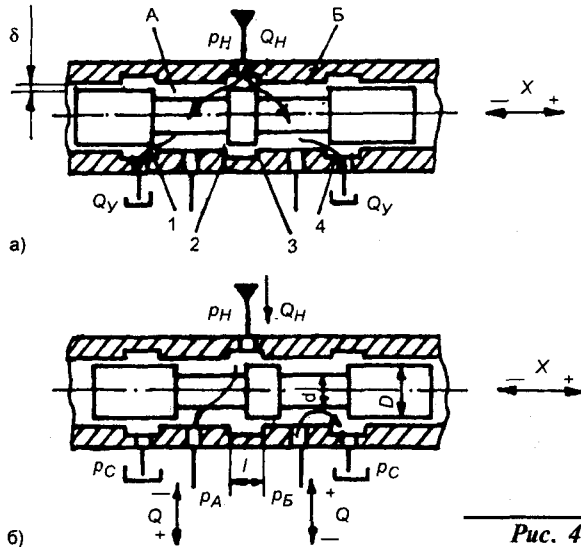


Рис. 4.10. Схема работы реального четырехщелевого золотникового дроселирующего гидрораспределителя.

При этом знак перепада давлений в полостях гидроцилиндра определяется знаком смещения золотника, что можно записать математически:

$$p_A - p_B = \frac{x}{|x|} p. \tag{4.8}$$

Расходы через окна 2 и 4 зависят от перепада давления на дросселирующих щелях и смещения золотника из нейтральной [1]:

$$Q_2 = \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2(p_n - p_A)}{\rho}}; \tag{4.9}$$

$$Q_4 = \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{2p_B}{\rho}} \tag{4.10}$$

Решив уравнения (4.9) и (4.10) относительно давлений p_A и p_B и подставив их в уравнение (4.8), после соответствующих преобразований получим уравнение обобщенной статической характеристики четырехщелевого идеального дросселирующего гидрораспределителя:

$$Q = \mu \pi d_3 x \sqrt{\frac{p_n - (x/|x|)p}{\rho}}. \tag{4.11}$$

Такое же уравнение можно получить при смещении золотника влево, когда в работе будут участвовать окна 1 и 3.

В безразмерном виде уравнение (4.11) можно получить делением его на максимальный расход при $p=0$:

$$Q_{max} = \mu \pi d_3 x_{max} \sqrt{\frac{p_n}{\rho}}. \tag{4.12}$$

В результате получим:

$$\bar{Q} = \bar{x} \sqrt{1 - \frac{\bar{x}}{|\bar{x}|} \bar{p}}. \tag{4.13}$$

Графики обобщенных статических характеристик, построенных по уравнению (4.13) приведены на рис. 4.13.

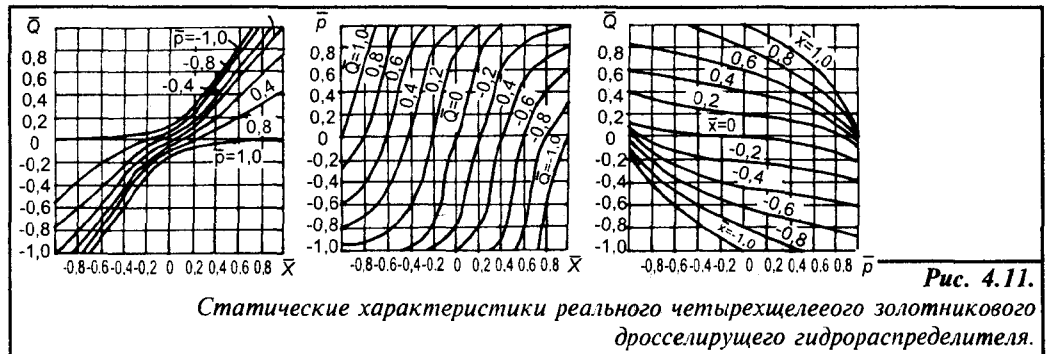


Рис. 4.11.

Статические характеристики реального четырехщелевого золотникового дросселирующего гидрораспределителя.

Из анализа уравнений обобщенной статической характеристики и ее геометрической интерпретации, четырехщелевой идеальный дросселирующий гидрораспределитель обладает существенной нелинейностью, выражающейся в скачке функции в области нейтрального положения золотника. Особенно наглядны это выражается релейностью перепадной характеристики.

Мощность, подводимая к распределителю, прямо пропорциональна давлению напора и расходу через распределитель:

$$P_{\text{н}} = Q_{\text{н}} p_{\text{н}} = Q p_{\text{н}}$$

Полезная мощность, потребляемая гидродвигателем, определяется расходом через исполнительные гидролинии и давлением нагрузки:

$$P = Q(p_A - p_B) = QP$$

Тогда коэффициент полезного действия:

$$\eta = \frac{P}{P_{\text{н}}} = \bar{P}$$

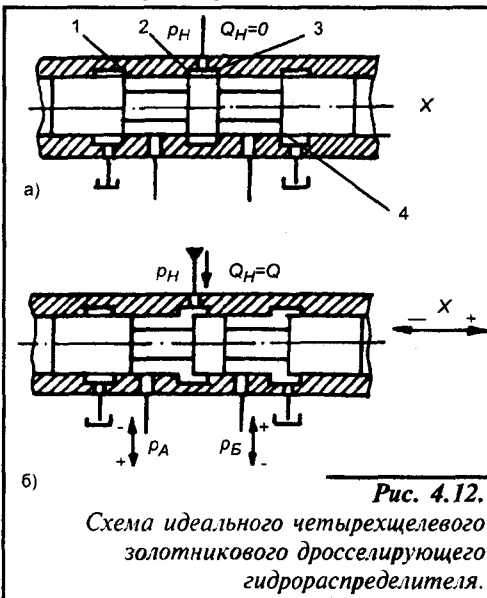
КПД идеального четырехщелевого золотникового дросселирующего гидрораспределителя при давлении нагрузки, соответствующем максимальной полезной мощности, равен 0,668 [1].

Реальные золотниковые гидрораспределители в отличие от идеальных имеют радиальные зазоры δ (рис. 4.10). Благодаря наличию радиальных зазоров при работе реального четырехщелевого гидрораспределителя в дросселировании жидкости участвуют все четыре рабочих окна, тогда как в идеальном четырехщелевом золотниковом гидрораспределителе только два.

В нейтральном положении золотника (рис. 4.10, а) при $x = 0$, жидкость под давлением от насоса поступает через щели, образованные кромками средней проточки в корпусе и кромками среднего пояса золотника в полости А и Б в одинаковых количествах и далее поступает на слив.

Равенство расходов, а следовательно, и перепадов давления во всех щелях обеспечивает одинаковые давления в полостях и отсутствие расхода через исполнительный механизм.

При смещении золотника от нейтральной, например, вправо уменьшается щель 3, что приводит к увеличению ее гидравлического сопротивления и увеличивается щель 2 (гидравлическое сопротивление ее уменьшается). Кроме этого, уменьшается щель 1 в левом сливном окне и увеличивается щель 4 в правом, что вызывает соответствующее увеличение и уменьшение гидравлических сопротивлений. При этом давление p_A в полости А увеличивается, а давление p_B в полости Б уменьшается. Перепад давлений между полостями А и Б прикладывается к исполнительному механизму (гидроцилиндру). Из гидроцилиндра в полость Б устремляется дополнительный расход, который перепускается на слив.



При построении статических характеристик реальных гидрораспределителей необходимо учитывать влияние радиальных зазоров δ , гидравлическое сопротивление подводящих и отводящих каналов, зависимость коэффициентов расхода от числа Рейнольдса и т.п. Поскольку аналитически все эти факторы учесть затруднительно, статические характеристики реальных гидрораспределителей строятся графическим методом на основе экспериментальных данных.

Благодаря наличию радиальных зазоров характеристики реальных четырехщелевых золотниковых гидрораспределителей в области малых смещений золотника становятся плавными, у них пропадает существенная нелинейность (рис.4.11,а,в) и появляется возможность их линейризации. Кроме этого, расходная характеристика реального гидрораспределителя на начальном участке имеет меньшую крутизну, чем на среднем участке.

Крутизна статических характеристик определяется коэффициентами крутизны или коэффициентами усиления гидрораспределителя:

$$K_{Qx} = \frac{\Delta Q}{\Delta x} \quad \text{— коэффициент усиления по расходу;}$$

$$K_{px} = \frac{\Delta p}{\Delta x} \quad \text{— коэффициент усиления по давлению.}$$

Таким образом, коэффициент усиления характеризует степень увеличения выходного параметра распределителя по отношению к приращению управляющего сигнала.

Учитывая изложенное, линейризованное уравнение четырехщелевого реального золотникового дросселирующего гидрораспределителя можно записать в виде [1]:

$$Q = K_{Qx}x - K_{Qp}P,$$

или

$$p = K_{px}x - K_{pQ}Q.$$

Линейризованные уравнения справедливы для описания работы распределителя в области малых смещений золотника относительно нейтрал.

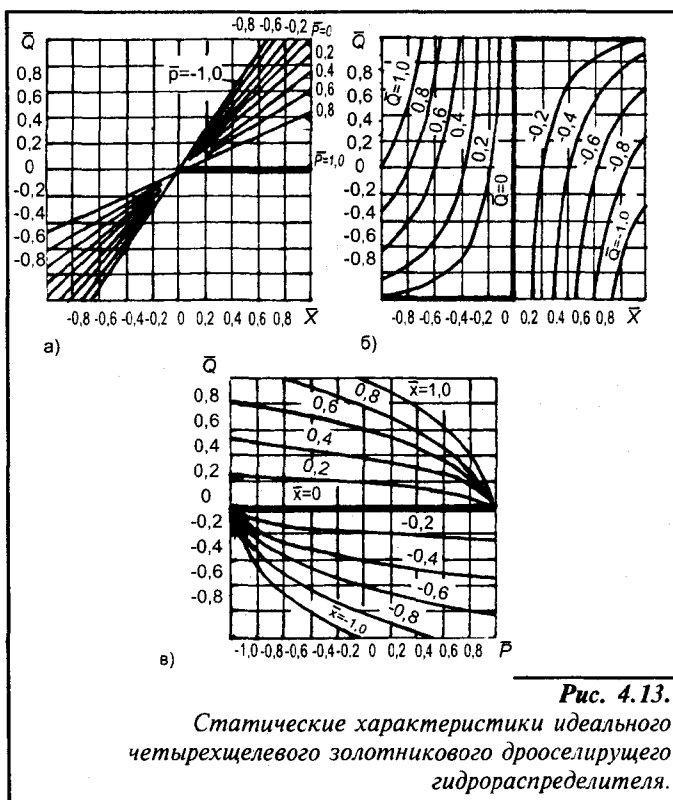


Рис. 4.13.
 Статические характеристики идеального четырехщелевого золотникового дросселирующего гидрораспределителя.

Коэффициенты этих уравнений связаны между собой зависимостями:

$$\frac{K_{Qx}}{K_{px}} = K_{Qp} = \frac{1}{K_{pQ}}; \quad \frac{K_{px}}{K_{Qx}} = K_{pQ} = \frac{1}{K_{Qp}}$$

Коэффициент усиления по расходу можно получить из уравнения (4.12), приравняв давление нагрузки к нулю:

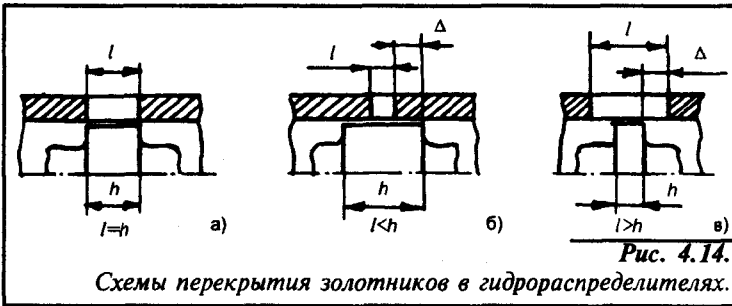
$$K_{Qx} = \frac{Q_{max}}{X_{max}} = \mu \pi d_s \sqrt{\frac{p_H}{\rho}}$$

Коэффициент усиления по давлению в реальных распределителях определяется величиной радиального зазора δ и давления питания $p_H = p_H + p_{сЛ}$. Он может быть приближенно определен по формуле:

$$K_{px} \approx K_{\delta} p_H$$

Значение коэффициента K_{δ} , зависящее от абсолютной величины радиального зазора δ , определяется по графику [1].

В золотниковых распределителях трудно выполнить длину пояска золотника в точности равной длине проточки в корпусе, т.е. обеспечить нулевое перекрытие (рис.4.14,а).



В реальных гидрораспределителях пояска золотника и проточки в корпусе выполняются с перекрытием Δ . Различают золотники с положительным и отрицательным перекрытием (рис.4.14,б,в). При положительном перекрытии ширина рабочего пояска золотника превышает ширину проточки в корпусе гидрораспределителя, т.е. $h > l$. При отрицательном перекрытии $h < l$. Величина перекрытия при нейтральном положении золотника:

$$\Delta = \frac{h - l}{2}$$

Наличие положительного перекрытия Δ вызывает появление зоны нечувствительности на расходной характеристике гидрораспределителя (рис.4.15,а). Величина зоны нечувствительности зависит от величины перекрытия и существенно начинает проявляться при $\Delta > (2-3)\delta$.

Несмотря на то, что гидрораспределители с положительным перекрытием золотника (отсечным золотником) обладают нелинейной характеристикой, они обладают меньшими утечками рабочей жидкости, менее чувствительны к нагрузкам

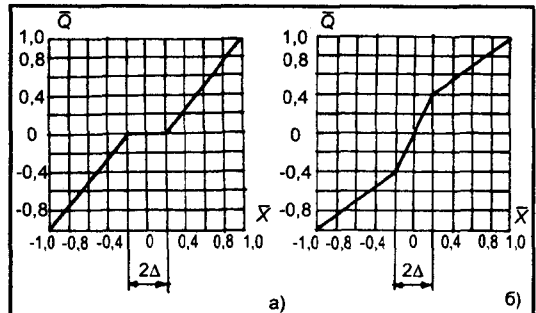


Рис. 4.15. Расходные характеристики гидрораспределителей с положительным (а) и отрицательным (б) перекрытиями золотников

на гидродвигателе и позволяют получить более жесткие характеристики системы.

Гидрораспределители с отрицательным перекрытием золотника (проточным золотником) обладают линейными характеристиками (рис.4.15,б) повышенной чувствительностью, однако имеют большие утечки рабочей жидкости.

В следящих гидравлических приводах, как правило, используется золотники с положительным перекрытием, равным величине радиального зазора. Благодаря малой величине перекрытия удается уменьшить непроизводительные утечки, сохранить достаточную жесткость системы и линейность характеристик гидрораспределителя.

4.3. Особенности проектирования золотниковых дросселирующих гидрораспределителей

Расчет гидрораспределителей сводится к определению площади дросселирующей щели золотника, обеспечивающей заданную максимальную установившуюся скорость поршня исполнительного механизма при заданных максимальной нагрузке на поршне и давлении питания распределителя. Другими словами, необходимо рассчитать диаметр пояска золотника и размеры рабочих окон в корпусе.

Сцелью получения минимального хода золотника подвод жидкости в рабочие камеры гидрораспределителя обычно производится через кольцевые проточки (рис.4.12). Благодаря этому достигается максимальное значение площади проходного окна по окружности, равное:

$$A = \pi D(x - \Delta) \quad (4.14)$$

где D – диаметр пояска золотника; Δ – перекрытие (рис.4.14,б).

Диаметр пояска золотника определяется из условия обеспечения требуемого номинального расхода через распределитель при наибольшем смещении золотника относительно нейтрали:

$$Q = v A_{max} = \pi D(x_{max} - \Delta)v$$

где v – скорость течения жидкости через рабочие камеры и проходные окна гидрораспределителя. В целях уменьшения габаритов золотников величину v выбирают в 2-2,5 раза больше скорости жидкости в подводящих трубах, однако при этом потеря напора в гидрораспределителе не должна превышать 2% рабочего давления. Практически скорость выбирают 10-15 м/с. Тогда:

$$D = \frac{Q}{(31,4 \div 47,1)(x_{max} - \Delta)}$$

Максимальный ход золотника x_{max} в общем случае выбирается из условия, чтобы площадь A_{max} открытого рабочего окна была равна площади сечения подводящего канала. Однако для повышения быстродействия системы ход золотника нужно выбирать по возможности меньшим. Особенно важно учитывать этот фактор при проектировании следящих систем – гидроусилителей рулевых управлений, систем автоматического регулирования и т.п. Например, в гидроусилителе рулевого управления трактора МТЗ-80 максимальный рабочий ход золотника относительно нейтрали не превышает 1,2 мм; в системе автоматического регулирования глубины хода сельхозорудия – 0,9 мм.

Диаметр d шейки золотника должен быть таким, чтобы было обеспечено требуемое проходное сечение, образованное этой шейкой и внутренней поверхностью расточки в корпусе гидрораспределителя:

$$A_{max} \leq (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4}$$

Одновременно с этим должна быть сохранена требуемая жесткость золотника, поэтому применяют $d=0,7D$, а длину золотника $l_z = (5-6)D$.

Величину радиального зазора между золотником и расточкой в корпусе выбирают из двух взаимно противоречивых требований: обеспечения минимальной величины силы трения при смещении золотника и обеспечения линейности характеристик, малых утечек и высокого КПД. Его величина обычно составляет 2-8 мкм и зависит от выбранных фильтрующих устройств в цепи питания гидросистемы. Для надежной работы золотниковых гидрораспределителей радиальный зазор между золотником и корпусом должен быть больше размеров твердых частиц, пропускаемых фильтром.

При выборе зазоров в золотниковой паре необходимо также учитывать температурное расширение материалов, из которых изготовлены золотник и корпус (гильза). В тех случаях, когда золотник и корпус изготовлены из материалов с различными температурными коэффициентами расширения, величина минимального зазора подсчитывается по формуле [2]:

$$\delta = \delta_0 + \frac{D}{2} (\beta - \alpha) (t - t_0)$$

где t_0 и δ_0 — начальная температура гидрораспределителя и зазор при этой температуре; t и δ — текущая температура распределителя и зазор при этой температуре; α, β — коэффициенты температурного расширения корпуса (гильзы) и золотника.

При соответствующем подборе материалов для изготовления корпуса и золотника можно получить золотниковую пару с незначительной зависимостью утечек от температуры.

Величина положительного перекрытия золотниковой пары определяется, исходя из двух факторов: получение минимальных утечек и уменьшение зоны нечувствительности. Для направляющих гидрораспределителей более важно получить минимальные утечки через золотниковую пару в нейтральном положении золотника, что обеспечивает надежную фиксацию исполнительного органа в заданном положении. Величину перекрытия Δ в этом случае можно подсчитать по формуле [3]:

$$Q_y = \frac{\pi d_c \delta^3}{12 \nu r \Delta}$$

где d_c — средний диаметр кольцевого зазора при концентричном положении золотника относительно корпуса; Δp — перепад давлений по обе стороны кольцевого зазора; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости; Q_y — утечка жидкости.

Для распределителей тракторных гидросистем допустимы утечки по зазорам в нейтральном положении золотника не более $64 \cdot 10^{-6}$ м³/с при $\Delta p = 10 \dots 11$ МПа и $v = 60 \dots 70$ сСт.

При проектировании дросселирующих гидрораспределителей, используемых в следящих системах, важно обеспечить минимальную нечувствительность, поэтому перекрытия в таких золотниковых парах наполняются возможно малыми и доводятся до 5 мкм и менее.

Существенное влияние на статические и динамические характеристики систем управления с дросселирующими гидрораспределителями оказывают силы, действующие на золотники. Эти силы принято делить на силы контактного и вязкого трения, облитерации и гидродинамические силы.

В идеальной золотниковой паре с абсолютной цилиндричностью и высоким качеством обработки поверхности силы давления жидкости взаимно уравновешиваются как в аксиальном, так и в радиальном направлениях. Трение в такой идеальной паре зависит лишь от скорости перемещения золотника и вязкости жидкости, поскольку поверхности скольжения разделены граничным слоем жидкости.

Однако в реальной золотниковой паре, как показывает опыт, трение зависит от дав-

ления рабочей жидкости и от правильности геометрических форм золотника и гильзы. Трение золотника возникает в основном в результате неравномерного распределения давления жидкости в радиальном кольцевом зазоре, ввиду чего возникает сила, поджимающая золотник к одной стороне. Это обусловлено в основном перекосами оси золотника относительно расточки в корпусе или гильзы, а также неправильной геометрией (конусностью) поясков золотника или расточки.

Усилие, необходимое для перемещения золотника, можно подсчитать по выражению [3]:

$$F = kDl p_{max} f_{mp},$$

где k — коэффициент, характеризующий точность изготовления деталей золотника; $k=0,15-0,3$; D — номинальный диаметр золотника; l — максимальная длина, на которую может действовать одностороннее давление жидкости; p_{max} — максимальное давление; f_{mp} — коэффициент трения; $f_{mp}=0,05$.

На величину усилия перемещения золотника существенное влияние оказывает также попадание в зазор между золотником и гильзой твердых микрочастиц, чистота обработки сопрягающихся поверхностей, деформации корпуса или гильзы силами давления жидкости, а также облитерационные явления. Облитерация — это явление зарастивания щели адсорбированными на поверхностях деталей молекулами. При полном зарастивании щели произойдет сращивание поверхностей золотника и гильзы фиксированными слоями этих молекул. В этом случае, чтобы стронуть золотник с места, необходимо приложить усилие, способное разрушить прослойку из этих молекул, причем усилие страгивания увеличивается с увеличением времени пребывания золотника в покое. В результате облитерации развиваются значительные силы трения покоя золотника, которые могут в десятки и сотни раз превышать силы, действующие после страгивания золотника с места.

Силы трения в золотниковых гидрораспределителях не всегда являются вредными, иногда они способствуют улучшению динамических свойств системы. В тех случаях, когда силы трения необходимо уменьшить, прибегают к следующим мерам:

- нанесение на поверхности золотника и гильзы окисных, сульфидных, фосфатных и других покрытий, препятствующих схватыванию металлов золотника и гильзы;
- создание в сливной магистрали небольшого противодавления (0,5..0,6 МПа), снижающего величину радиальных сил, действующих на золотник;

Обеспечение эффективной очистки рабочей жидкости от загрязнений, исключаяющей попадание твердых частиц в зазоры плунжерной пары;

- выполнение на поверхности поясков золотника или гильзы разгрузочных канавок (рис.4.16,а). Поскольку гидравлическое сопротивление канавки при соответствующем ее сечении ничтожно мало по сравнению с сопротивлением радиальной щели, в каждой из них будет действовать одинаковое для любой точки по окружности давление, причем $p > p_1 > p_2 > p_3$...

в результате чего на золотник будет действовать неуравновешенное давление лишь на длине l перемычки между канавками;

- выполнение поясков золотника в виде конуса (конусность

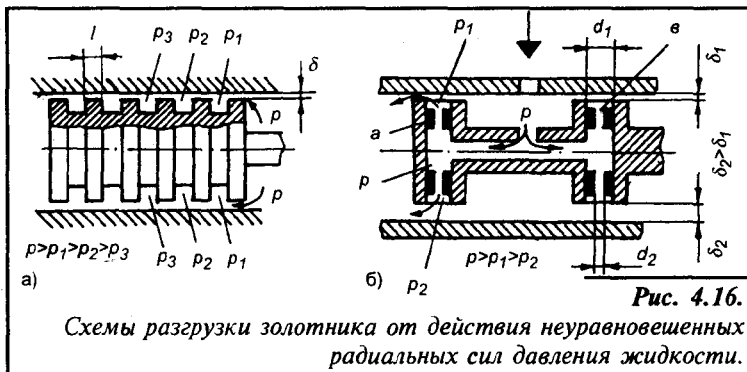


Рис. 4.16. Схемы разгрузки золотника от действия неуравновешенных радиальных сил давления жидкости.

1:5000-1:10000), вершина которого направлена в сторону высокого давления. Это способствует более равномерному распределению давления по длине зазора;

Гидростатическое центрирование золотника путем выполнения на его поясках диаметрально противоположных отверстий, которые через жиклерные отверстия диаметром 0,2-0,3 мм соединяются с полостью рабочего давления (рис.4.16). Если зазор вследствие радиального смещения золотника на одной стороне увеличится ($\delta_1 > \delta_2$) то давление в зазоре на этой стороне упадет, давление же на противоположной стороне возрастет; в результате возникает сила, стремящаяся сместить золотник к центру;

- уменьшение диаметра средних поясков золотников гидрораспределителей следящих систем. Крайние пояски являются опорными и обеспечивают центрирование золотника относительно гильзы,

- придание золотнику или гильзе относительного знакопеременного осевого или поворотного движения с малой амплитудой и относительно высокой частотой, которое называется осцилляцией. Амплитуду осцилляции выбирают в пределах 3-10% величины максимального смещения золотника, а частоту 300-1800 1/с.

На золотники гидрораспределителей действуют также осевые силы, вызванные гидродинамическим действием потока жидкости. Осевая гидродинамическая сила возникает вследствие дросселирования жидкости в расходном окне гидрораспределителя и направлена в сторону, противоположную направлению скорости дросселирующего потока жидкости, т.е. гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нейтральному положению. Величина гидродинамической силы определяется по выражению [4]:

$$F_{гд} = 2\mu^2 b n x \cos \varphi \Delta p$$

где μ — коэффициент расхода; $\mu=0,61...0,65$; b — ширина окна распределителя; n — число окон распределителя; φ — угол наклона вектора гидродинамической силы к оси золотника, $\varphi=69^\circ$; Δp — перепад давления в щели распределителя.

Наиболее эффективным способом уменьшения гидродинамической силы является способ струйной компенсации. Он заключается в профилировании шеек золотника, расположенных в камере слива. Поток, втекающий в сливную камеру, создает на профилированной поверхности шейки силу, уравновешивающую осевую гидродинамическую силу.

В дросселирующих гидрораспределителях существенное значение имеет закон, по которому происходит изменение сечения расходного окна при рабочем

ходе золотника. Это во многом определяет точность и чувствительность гидравлической следящей системы. В общем случае золотники выполняются с цилиндрическими поясками и острыми кромками как поясков, так и проточек в корпусе или гильзе (рис.4.10,4.12). Проходное сечение расходного окна в этом случае определяется по формуле (4.14).

При необходимости обеспечить более плавное изменение сечения окон пояска золотника выполняют с небольшой ($6-10^\circ$) конусностью (рис.4.17,а) или с несколькими щелевидными прорезями (рис.4.6 и рис.4.17,б-в). Площадь A сечения

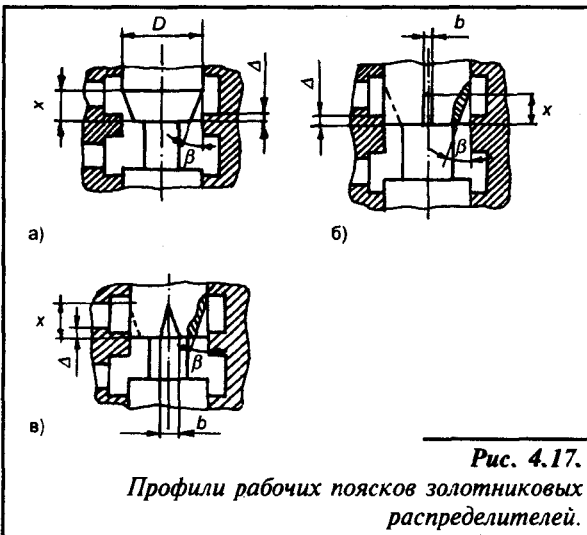


Рис. 4.17.

Профили рабочих поясков золотниковых распределителей.

расходных окон у гидрораспределителей при условии, что максимальный ход золотника не превышает длины профилированного участка, определится по соотношениям (индексы при А соответствуют буквам вариантов на рис.4.17) [2]:

$$A_e = \pi(x - \Delta)[D - (x - \Delta)\sin\beta \cos\beta]\sin\beta;$$

$$A_o = nb(x - \Delta)\sin\beta;$$

$$A_a = \frac{nb}{x}(x - \Delta)^2 \sin\beta;$$

где n – число прорезей.

В зависимости от формы профилированной поверхности пояска золотника можно получить как линейный закон изменения А (рис.4.10, 4.17,б), так и нелинейный (рис.4.17,а,в,г).

Важное значение для надежной и длительной работы золотников гидрораспределителей имеет правильный выбор материалов золотника и гильзы. Для предотвращения заклинивания золотников с изменением температуры золотники и корпуса (гильзы) должны быть изготовлены из однородного материала. В автотракторостроении для изготовления золотников используются стали 15ХНЗА, 18Х2Н4ВА, 25ХГТ, ШХ15.

Золотники из стали 15Х, 12НЗА и 18Х2Н4ВА подвергаются цементации на глубину 0,7...1,2 мм с поверхностной закалкой до НРС 56-63. Во избежание увеличения размеров золотников после закалки из-за продолжающегося превращения остаточного аустенита в мартенсит, золотники подвергаются обработке холодом при температуре минус 70°С с выдержкой 1-3 ч. Корпуса гидрораспределителей часто изготавливают из чугунов СЧ-20, СЧ-24. ГОСТ 1412-79. Для повышения износостойкости золотниковых пар применяют хромирование рабочих поверхностей золотников, что повышает срок их службы в 1,5-2 раза. Внутренние поверхности корпусов и гильз обрабатываются по посадке H_g , золотников – d_g . Шероховатость поверхностей корпуса и золотника $Ra = 0,16...0,32$ мкм. Перед сборкой корпуса (гильзы) и золотника сортируются по размерам на 15-20 групп с разницей в размерах между соседними группами 0,003-0,004 мм и затем производится селективная сборка золотниковых пар. При сборке детали берутся из одинаковых размерных групп.

4.4. Золотниковые дроселирующие пневмораспределители

Пневматические распределители, так же как и гидрораспределители, разделяются на золотниковые, клапанные, двухпозиционные, трехпозиционные и т.п. В пневматических приводах широко применяются золотниковые распределители благодаря крутой зависимости сопротивления рабочих окон от смещения золотника.

Принцип действия и конструкции золотниковых пневмораспределителей осложняется двумя факторами: сжимаемостью воздуха и резким изменением характера истечения воздуха через отверстия при переходе от докритического соотношения давлений по разную сторону отверстия, когда скорость истечения воздуха меньше скорости звука, к надкритическому, при котором скорость истечения воздуха больше скорости звука. Поэтому при расчете статических характеристик пневмораспределителей пользуются, как правило, полупырическими методами.

При построении статических характеристик пневмораспределителей необходимо учитывать также значительно меньшую вязкость воздуха.

В связи с этим расходная характеристика пневмораспределителя с небольшим положительным перекрытием золотником будет напоминать характеристику распределителя с проточным золотником из-за влияния утечек по радиальным зазором.

Расчет цилиндрического золотника пневмораспределителя так же как и гидрораспределителя, сводится к выбору площади дросселирующей щели золотника.

Величина эффективного проходного сечения щели золотника определяется из формулы для максимальной установившейся скорости движения поршня [5]:

$$A = \frac{v A_n}{\sqrt{2RT\phi_1}}, \quad (4.15)$$

где v – максимальная заданная скорость движения поршня при заданной нагрузке; A_n – площадь поршня; R – газовая постоянная, для воздуха $R=287,14$ Дж/кг·К; T – абсолютная температура воздуха; $\phi_1 = \sqrt{(p_0/p) - 1}$ – определяется по графику на рис.4.18 [5] для заданных давления питания p_0 и перепада давлений на поршне Δp при условии равенства эффективных площадей



Рис. 4.18.
График для нахождения функции.

равенства эффективных площадей $A_1=A_2=A$ дросселирующих щелей и истечении в среду с давлением, равным 0,1 МПа. Перепад давлений на поршне:

$$\Delta p = \frac{F}{A_n},$$

где F – постоянная нагрузка на поршень (включая силу трения).

С учетом уравнения (4.15) определяется наибольший ход золотника:

$$x_{max} = \frac{A}{\mu l},$$

где μ – коэффициент расхода, принимается $\mu=0,8$; l – длина окна в корпусе (гильзе) золотника (по окружности), которая выбирается для заданного диаметра пояска золотника (если корпус имеет по два окна на каждый поясок, то $l=l_1+l_2$).

Если золотник имеет положительное перекрытие, то:

$$x_{max} = (A/\mu l) + \Delta,$$

где Δ – величина перекрытия. Если перекрытие отрицательно, то:

$$x_{max} = \frac{A}{\mu l} - \Delta.$$

Максимальный расход воздуха, идущего на наполнение полости поршневого привода при установившейся скорости v [5]:

$$Q = \sqrt{\frac{2}{RT}} A p_0 \phi_1 \frac{1}{1 + \phi_1^2}.$$

Основными размерами золотников, так же как и в гидрораспределителях являются: диаметр пояска D , перекрытие Δ и зазор в золотниковой паре δ . При этом, ввиду малой вязкости воздуха, зазор δ необходимо уменьшить до минимума, порядка 10^{-5} м при минимальной величине перекрытия.

Диаметр d шейки золотника, ширину пояска h , и расстояние между поясками выбираются конструктивно, руководствуясь теми же соображениями, что и при проектировании золотников гидрораспределителей. Нужно иметь в виду, что в пневмораспределителях отработанный воздух выбрасывается прямо в атмосферу и нет необходимости в воз-

вратных трубопроводах, поэтому золотники можно выполнять только с двумя поясками.

Материалы золотника и корпуса (гильзы) должны иметь минимальное трение в паре при отсутствии смазки, максимальное сопротивление истиранию, а также устойчивыми против коррозии при попадании влаги.

4.5. Распределители со струйной трубкой

Гидравлические и пневматические распределители со струйной трубкой используются, как правило, в следящих системах. Принцип действия таких распределителей основан на преобразовании кинетической энергии струи жидкости или газа, вытекающей из насадки, в потенциальную энергию давления.

На рис. 4.19 приведена схема распределителя со струйной трубкой, управляющего силовым цилиндром. Струйная трубка 1 представляет собой трубку с коническим насадком на конце. Напротив этого насадка расположена плата 3 с двумя приемными окнами. Конический насадок струйной трубки окружен колпачком 2. Трубка 1 может под действием внешних сил поворачиваться на небольшой угол относительно оси вращения 0. При смещении конца струйной трубки струя жидкости или воздуха, попадая в одно из приемных окон на плате 3, увеличивает в нем давление, что приводит в движение поршень силового цилиндра 4. Из другой полости жидкость будет сливаться под колпачок 2 через второе приемное окно. Если конец струйной трубки разместить точно над перемычкой между приемными окнами, то давление в обоих окнах будет одинаковым, и поршень силового цилиндра не будет двигаться.

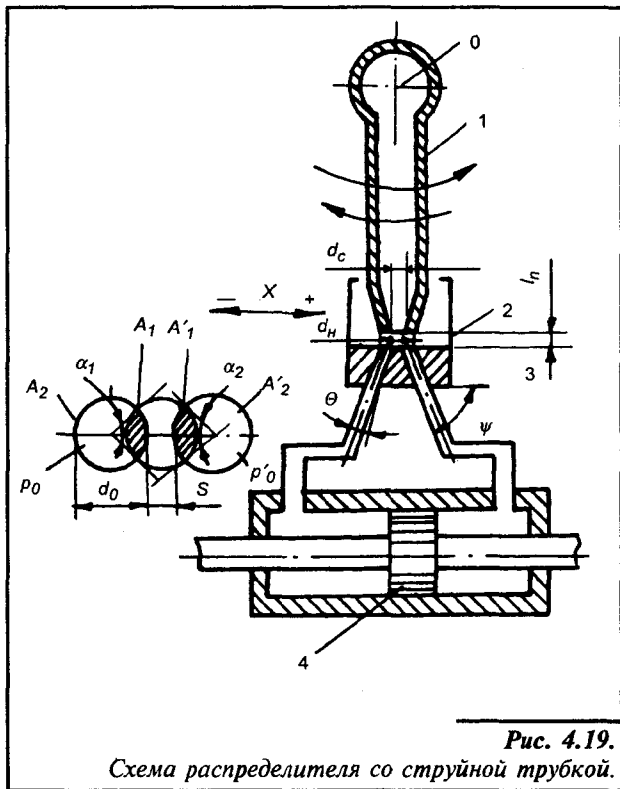


Рис. 4.19. Схема распределителя со струйной трубкой.

Перепадная и расходная характеристики гидрораспределителя со струйной трубкой приведены на рис. 4.20. Характеристики построены экспериментальным путем для гидрораспределителя, у которого приемные окна и отверстие насадка имеют круглую форму. За перемещение принято отношение действительного перемещения свободного конца струйной трубки X к половине диаметра d_n насадка сопла:

$$\bar{x} = \frac{2x}{d_n}; \quad \bar{p} = \frac{p}{\Delta p_{max}}; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{Q_{max}},$$

где Δp_{max} — максимальное значение перепада давления на поршне гидроцилиндра; Q_{max} — максимальный расход через струйную трубку. Расчет струйного гидрораспределителя сводится к выбору расстояния l_n между струйной трубкой и приемной платой и диаметра d_0 приемного канала.

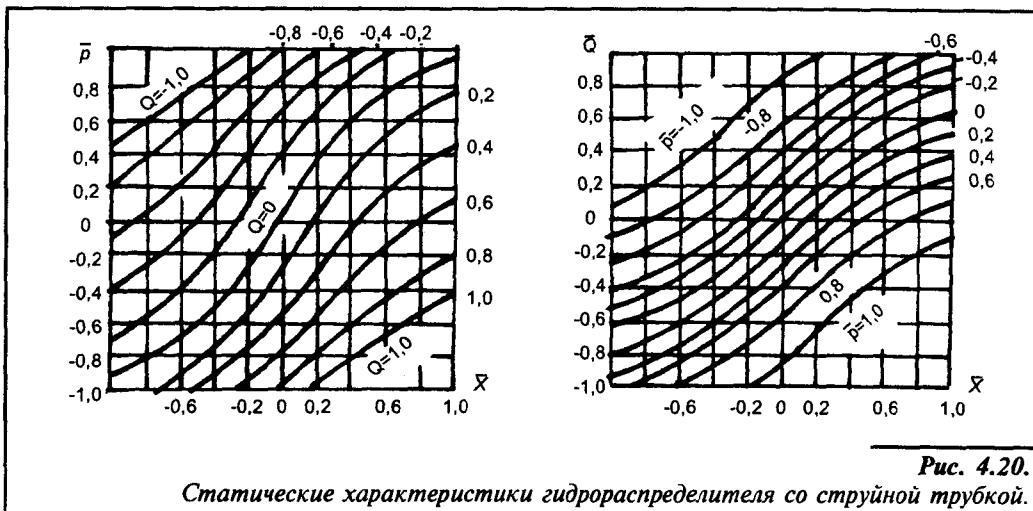


Рис. 4.20.

Статические характеристики гидрораспределителя со струйной трубкой.

Расстояние между струйной трубкой и окнами на приемной плате определяется по формуле [6]:

$$l_n = 4,1d_c.$$

Уменьшение этого расстояния приводит к увеличению силового воздействия потока, вытекающего из одного из приемных окон на струйную трубку. Увеличение l_n вызывает резкое падение энергии струи питания из-за вихреобразования.

В реальных гидрораспределителях со струйной трубкой отношение диаметра d_0 приемного канала к диаметру d_c выходного отверстия сопла обычно равно $d_0/d_c=1,4$. При этом $d_0=2...2,5$ мм; $d_c=1,5...2$ мм.

Увеличение диаметра d_0 приводит к снижению давления в приемном канале, уменьшение — ограничивает расход в исполнительных гидролиниях. Давление в приемном канале можно определить по формуле:

$$P_0 = \frac{8k^2 \rho Q^2}{\pi^2 d_0^4},$$

где $k=v_2/v_1$, v_1 — скорость струи на выходе из сопла; v_2 — скорость струи у входа в приемный канал; ρ — плотность жидкости; Q — расход жидкости через сопло.

Немаловажное значение имеет правильный выбор давления питания, величина которого зависит от длины струйной трубки, диаметра отверстия насадка, жесткости характеристик и момента инерции подвижных частей управляющего струйной трубкой устройства, расстояния между струйной трубкой и приемной платой. При превышении определенной величины давления питания наступает вибрация струйной трубки. Например, для струйной трубки длиной $l_{cm}=150-170$ мм, $d_c=2-2,5$ мм и $l_n=4d_c$ вибрация наступает при давлении $p_c=0,6-0,8$ МПа, а при $l_{cm}=25-30$ мм; $d_c=1,2$ мм и $l_n=0,05d_c$ — при давлении $p_c=10-12$ МПа [1].

Расстояние S между отверстиями приемных каналов в большинстве случаев принимают равным 0,2-0,5 мм. При указанных соотношениях размеров сопла в среднем (нейтральном) положении трубки не перекрывает приемных отверстий. Для оптимального преобразования кинетической энергии скорости струи в потенциальную энергию давления приемные каналы выполняются расширяющимися с углом конусности $\theta=10^\circ$.

Расчет пневмораспределителей со струйной трубкой производится аналогично гидрораспределителям. При этом минимальное расстояние между торцом струйной трубки и приемной платой можно определить по формуле [5]:

$$\ell_{n \min} = \frac{d_n \sin \psi + d_o}{2 \cos \alpha},$$

где d_n – диаметр торца струйной трубки; ψ – угол наклона струи относительно платы.

Диаметр приемных отверстий в плате выбирается обычно равным диаметру выходного отверстия струйной трубки или несколько больше. Однако увеличивать диаметр приемных отверстий более чем на 0,1 мм по сравнению с диаметром сопла не рекомендуется, так как при этом увеличивается подсос воздуха из окружающей среды, падает скорость и статическое давление в приемных каналах. Статическую характеристику струйной трубки пневмораспределителя, представляющую собой зависимость давления p_0 и p'_0 в приемных каналах и перепада на поршне пневмоцилиндра $\Delta p = p'_0 - p_1$ от перемещения x конца струйной трубки относительно отверстия приемной платы, приближенно можно рассчитать с помощью графика на рис.4.21 [5].

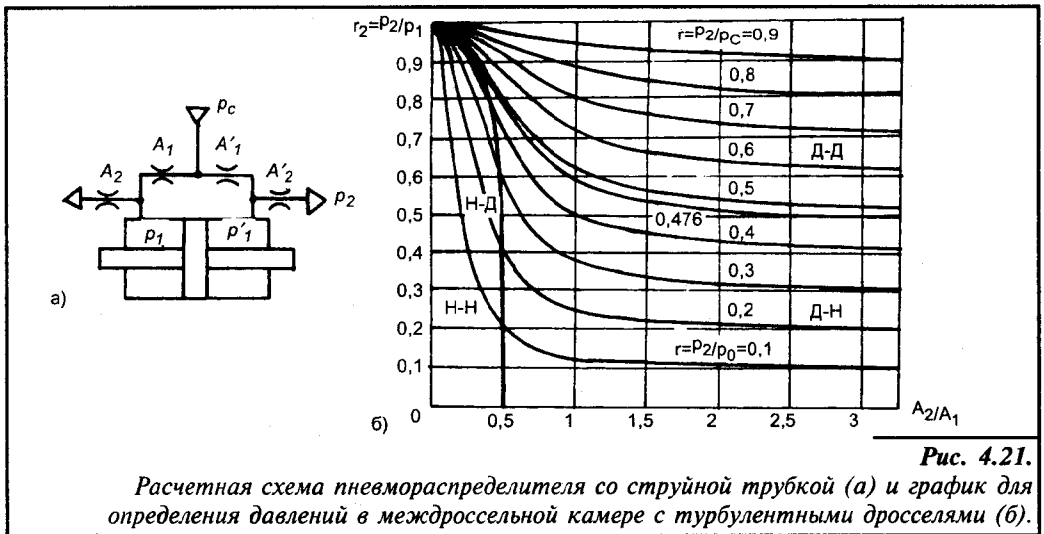


Рис. 4.21.

Расчетная схема пневмораспределителя со струйной трубкой (а) и график для определения давлений в междроссельной камере с турбулентными дросселями (б).

При этом струйную трубку с приемными отверстиями и присоединенным поршневым приводом с застопоренным поршнем рассматривают как две проточные камеры (рис.4.21,а) у которых за проходные сечения дросселей, к которым подведено давление питания, принимают эффективные площади перекрытия приемных отверстий отверстием сопла струйной трубки A_1 и A_1' (рис.4.19), а за эффективные площади дросселей, соединяющих проточные камеры с атмосферой – площади A_2 и A_2' . Указанные эффективные площади можно рассчитать по формулам:

$$A_1 = \mu \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{\alpha_1}{180} - \frac{\sin \alpha_1}{\pi} \right); \quad A_2 = \mu \frac{\pi d^2}{4} \left(1 - \frac{\alpha_1}{180} + \frac{\sin \alpha_1}{\pi} \right);$$

$$A_1' = \mu \frac{\pi d^2}{4} \left(\frac{\alpha_2}{180} - \frac{\sin \alpha_2}{\pi} \right); \quad A_2' = \mu \frac{\pi d^2}{4} \left(1 - \frac{\alpha_2}{180} + \frac{\sin \alpha_2}{\pi} \right).$$

где μ – коэффициент расхода. В первом приближении можно взять $\mu = 0,8$. Приве-

денные формулы действительны для случая равенства диаметров d_0 приемных отверстий диаметру d_c , отверстия сопла струйной трубки, т.е. $d_1=d_2=d$.

При этом принимается также, что при наибольшем отклонении струйной трубки угол между плоскостью приемной платы и плоскостью торца сопла струйной трубки близок к нулю. Углы α_1 и α_2 (рис.4.19) в градусах вычисляют по следующим выражениям:

$$\alpha_1 = 2 \operatorname{arc} \cos \frac{S+d+2x}{2d};$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arc} \cos \frac{S+d-2x}{2d}.$$

Соответствующие отношения эффективных площадей, значения которых необходимы для определения по графику на рис.4.21 давлений P_1 и P_2 в полостях пневмопривода вычисляют по формулам:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{1}{\frac{180\pi}{\alpha_1\pi - 180 \sin \alpha_1} - 1},$$

$$\frac{A'_1}{A'_2} = \frac{1}{\frac{180\pi}{\alpha_2\pi - 180 \sin \alpha_2} - 1}.$$

Распределители со струйной трубкой имеют следующие достоинства:

- малая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости, так как наименьшим проходным сечением у них является отверстие насадка струйной трубки;
- малая инерция и небольшое трение подвижных частей, что увеличивает чувствительность и быстродействие всей системы,
- практически отсутствует "уход" нуля, т.е. нарушение равновесия распределителя в нейтральном положении с изменением температуры, а следовательно, и вязкости жидкости.

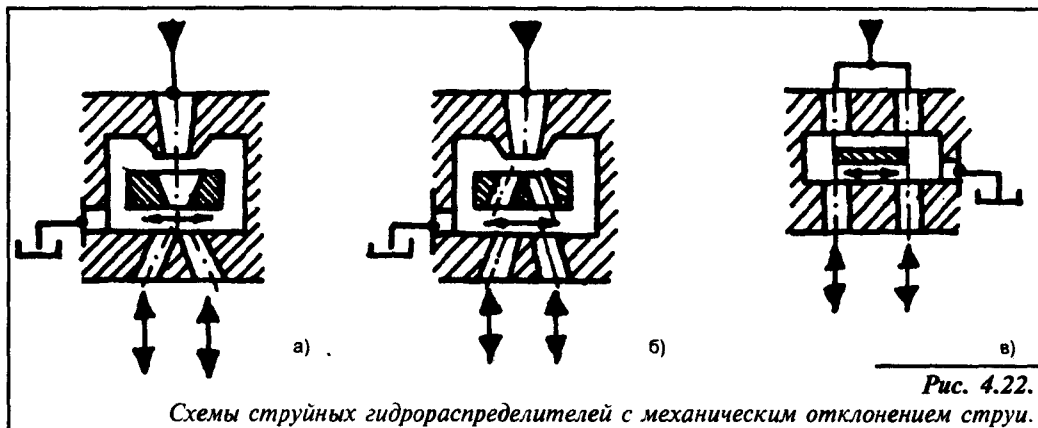
К недостаткам распределителей со струйной трубкой относят конструктивную и технологическую сложность, возможность возникновения вибрации струйной трубки при некоторых сочетаниях конструктивных параметров распределителя и давления питания.

Энергетическим недостатком распределителей со струйной трубкой является то, что при нейтральном положении и малых смещениях трубки они имеют большие потери расхода питания. Ввиду этого распределители со струйной трубкой применяют в основном в качестве устройств управления предварительных каскадов усиления.

Конструкции распределителей со струйной трубкой имеют свои сложности, связанные с узлом подвода жидкости или воздуха к струйной трубке. Для упрощения подвода жидкости создаются различные конструкции распределителей с механическим отклонением струи, являющиеся разновидностью распределителей со струйной трубкой. Схемы таких распределителей показаны на рис.4.22,а-в.

На рис.4.22,а приведена схема отклонения струи с помощью подвижного сходящегося насадка. В такой конструкции каналы можно выполнять прямоугольного сечения, что упрощает ряд вопросов, связанных с регулировками распределителя. Однако применение таких распределителей ограничено из-за потери управляемости при низких температурах и "ухода" нуля при изменении вязкости жидкости.

Деление струи между приемными окнами можно осуществлять также с помощью



клина (рис.4.22,б), который образуется поверхностями двух цилиндрических отверстий в подвижном элементе, просверленных под углом друг к другу.

Менять соотношение энергии в приемных каналах можно также с помощью пластины, затеняющей потоки, выходящие из двух отверстий - насадков, расположенных соосно с приемными каналами (рис.4.22, в). Достоинством схемы является высокий коэффициент усиления и возможность работы при давлениях до 20 МПа.

Глава 5.

Гидравлические и пневматические усилители

5.1. Назначение и классификация усилителей

Широкое использование позиционных следящих приводов, осуществляющих регулирование положения исполнительных органов, вызвало необходимость применения мощных силовых систем управления, обеспечивающих хорошее быстродействие и точную отработку управляющих сигналов при больших нагрузках и скоростях. Центральное место в этих системах отведено усилителям, осуществляющим усиление входных сигналов и управление исполнительными механизмами. Особая потребность в этих устройствах возникает при создании различных электрогидравлических и электропневматических следящих систем, так как используемые в них электромеханические элементы, преобразующие электрическую энергию в механическое перемещение, имеют ограниченные габариты и часто не могут преодолеть усилия на управляющих элементах исполнительных механизмов.

Гидроусилитель (пнеумоусилитель) – устройство или совокупность устройств, преобразующих движение управляющего элемента в движение управляемого элемента большей мощности с одновременным согласованием этих движений по скорости, направлению и перемещению.

Увеличение передаваемой мощности происходит за счет энергии, подводимой с помощью рабочего тела (жидкости, воздуха и т.д.) под давлением от насосной станции, гидроаккумулятора, компрессора и других питающих источников.

В технике регулирования и управления применяются в основном два типа усилителей: с дроссельным (золотниковые или типа сопло-заслонка) и со струйным управлением. Первые наиболее распространены в практическом применении. В них при изменении входного сигнала, заданного в виде перемещения, происходит дросселирование рабочего тела, то есть изменение сопротивления истечению путем деформации потока, что вызывает изменение расхода и давления рабочего тела на выходе усилителей.

Обычно усилители строятся по трем отличающимся друг от друга методам управления: без обратной связи (разомкнутые), с обратной связью (замкнутые) и с комбинированной системой управления.

В настоящее время известны различные схемы и конструкции усилителей, которые классифицируются по выделенным общим признакам.

По числу каскадов усилители можно разделить на однокаскадные и многокаскадные.

От числа каскадов зависят принципиальные схемы, выбор управляющих элементов, энергетические показатели, статические и динамические характеристики.

По числу дросселей (рабочих щелей, окон), содержащихся в распределителях усилителей, последние могут быть с одним дросселем (однощелевые), с двумя дросселями (двухщелевые) и многодроссельными, имеющими много рабочих щелей. Дроссели изменяют скорость рабочего тела по величине и направлению. Наибольшее распространение получили усилители с двумя и четырьмя дросселями. Все более широкое применение находят многодроссельные усилители.

По расположению дросселей, включенных в поток рабочего тела, усилители различаются последовательным и параллельным соединением дросселей.

Наиболее часто применяющимся усилителям в практике характерны семь типов принципиальных схем (рис. 5.1). Более сложные схемы (рис. 5.1. д, е, ж) составлены на основе более простых схем (рис. 5.1. а, б, в, г). Таким образом очень важно свести все схемы к более простым, что упростит анализ и исследование характеристик и свойств усилителей. По схемам, представленным на рис. 5.1. б, г, д, е выполняются золотниковые усилители, по схемам на рис. 5.1. а, ж — золотниковые и типа сопло-заслонка, а по схеме на рис. 5.1. в — золотниковые и со струйной трубкой. Знаки + и — означают соответственно увеличение и уменьшение площадей проходных сечений дросселей в процессе регулирования. Параллельные схемы включения дросселей (рис. 5.1. д, е, ж) часто называют дифференциальными или мостовыми, так как они являются аналогом широко известного в электротехнике электрического моста Уитстона, содержащего четыре постоянных или переменных сопротивления. К одной его диагонали обычно подключается источник питания, а к другой — потребитель (регулируемое устройство). В нашем случае последним является исполнительный механизм.

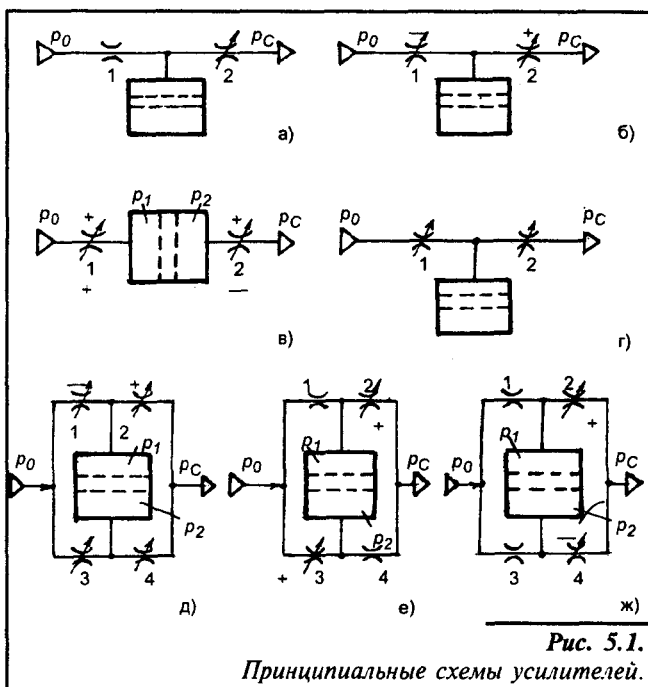


Рис. 5.1.

Принципиальные схемы усилителей.

5.2. Назначение, основные элементы, принцип действия однощелевых усилителей типа сопло-заслонка

Усилители, содержащие сопло и заслонку и получившие название усилителей сопло-заслонка, служат для увеличения мощности сигналов управления в пневматических, гидравлических приводах и системах автоматического регулирования. Они чаще применяются в качестве первого или промежуточного каскадов усиления сигналов и реже — для непосредственного воздействия на исполнительный механизм.

Простейший однощелевой усилитель сопло-заслонка, схема которого показана на рис. 5.2., состоит из двух последовательно соединенных дросселей: нерегулируемого дросселя 1, имеющего постоянное сопротивление, и регулируемого дросселя 2 типа сопло-за-

слонка, изменяющего сопротивление при смещении заслонки 3 относительно сопла 4. Междроссельная камера 11 сообщается через исполнительную магистраль 9 с рабочей полостью 7 исполнительного элемента 5 (распределителя или двигателя). Рабочее тело под постоянным давлением p_0 подается в усилитель через дроссель 1. Кроме того в некоторых случаях оно подводится ко второй рабочей полости 8 исполнительного устройства, создавая в ней опорное давление для обеспечения реверса поршня. В этом случае, как правило, пружина 6 не устанавливается. Подсоединение полости 8 показано штриховой линией 10. Такие усилители еще называют трехходовыми, так как они должны содержать три магистрали для подачи рабочего тела, слива его и соединения с исполнительным механизмом. Заслонка 3 по форме может быть любой: плоской, сферической, конической или выполненной в виде иглы.

В некоторых усилителях сопло-заслонка поток рабочего тела может быть направлен как от сопла к заслонке, так и наоборот. Эти различия сказываются на величине и направлении усилия, воздействующего на заслонку. При движении жидкости от заслонки к соплу рабочий зазор имеет большую вероятность засорения механическими примесями. Направление потока от сопла к заслонке конструктивно проще делает усилитель и позволяет надежнее осуществлять фильтрацию, а также исключает самозахлопывание регулируемого дросселя сопло-заслонка, так как воздействие струи на заслонку вызывает разжимающее усилие, способствующее увеличению рабочего зазора в дросселе.

Принципиальная схема усилителя изображена на рис. 5.2, б. Принцип действия усилителя сопло-заслонка (рис. 5.2, а) следующий. Заслонка 3 перемещается специальным управляющим элементом, например, электромеханическим преобразователем. При начальном зазоре x_0 давление рабочего тела в междроссельной камере 11 равняется начальному, то есть уравнивающему нагрузку на исполнительном элементе 5, и рабочее тело к последнему не поступает. Если происходит перемещение заслонки 3, то изменяются сопротивление дросселя 2 и расход рабочего тела через сопло-заслонку. В зависимости от положения заслонки между дросселями устанавливается определенное давление p_1 , которое распространяется в полость 7 исполнительного элемента 5. Поршень последнего перемещается до тех пор, пока не установится равновесие между упругим усилием пружины 6 (или силой давления рабочего тела в полости 8, если она соединена со входом усилителя) и силой давления в полости 7, действующего на поршень.

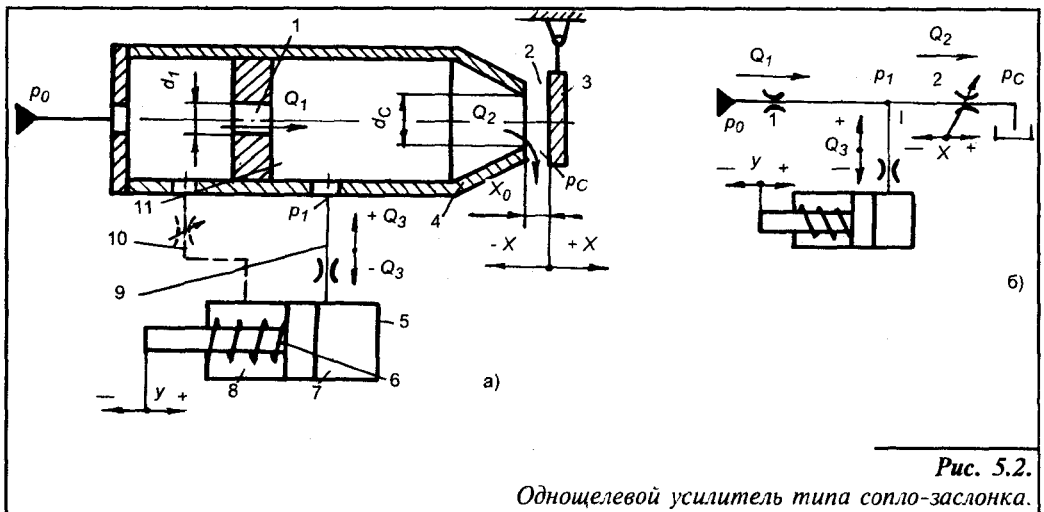


Рис. 5.2.

Одноцелевой усилитель типа сопло-заслонка.

5.3. Характеристики однощелевого усилителя сопло-заслонка

Статические характеристики гидравлического усилителя. Характеристика, выражающая зависимость между установившимися величинами расхода на выходе усилителя (рис. 5.2.) и давлением p_1 в его междроссельной камере при различных установившихся значениях расстояний x между соплом и заслонкой и постоянном входном давлении p_0 , является обобщенной статической характеристикой. Ее еще называют внешней. Такая характеристика связывает между собой три зависимых переменных (давление, расход и перемещение).

При расчете статических характеристик часто пользуются идеализированной моделью гидроусилителя. Для идеального усилителя сопло-заслонка можно принять следующие допущения: рабочая жидкость невязкая; коэффициент расхода регулируемого дросселя сопло-заслонка не зависит от перемещения заслонки; потери давления на нерегулируемых участках сопла и в магистралях отсутствуют; давление слива равно нулю; давление на входе в усилитель имеет постоянную величину.

Расход Q , рабочей жидкости через дроссель:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (5.1.)$$

где μ – коэффициент расхода рабочей жидкости через дроссель; A – проходное сечение дросселя; Δp – перепад давлений рабочей жидкости до и после дросселя; ρ – плотность рабочей жидкости.

При неподвижном исполнительном механизме, когда $x=x_0$ и $Q_3=0$, баланс расходов рабочей жидкости в узле 1 (рис. 5.2.б) выражается уравнением $Q_1=Q_2$.

После подстановки выражений расходов через дроссели 1 и 2 имеем:

$$\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}}, \quad (5.2.)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты расхода соответственно нерегулируемого дросселя 1 и дросселя 2 сопло-заслонка; A_1 и A_2 – площади проходных сечений отверстий дросселей 1 и 2; p_0 и p_1 – давления на входе в усилитель и в междроссельной камере. Для дросселя 1 с цилиндрическим отверстием:

$$A_1 = \pi d_1^2 / 4, \quad (5.3.)$$

где d_1 – диаметр отверстия в дросселе 1. За площадь проходного сечения дросселя 2 можно принять площадь боковой поверхности цилиндра с высотой x_0 , равной начальному зазору между соплом и заслонкой, и диаметром d_c сопла, то есть:

$$A_2 = \pi d_c x_0. \quad (5.4.)$$

Подставив выражения (5.3) и (5.4) в уравнение (5.2) и сделав преобразования, получим:

$$p_1 = \frac{\mu_1^2 d_1^4}{\mu_1^2 d_1^4 + 16 d_c^2 x_0^2} p_0. \quad (5.5.)$$

Это равенство представляет собой статическую характеристику $(p_1)_{Q_3=0} = f(x)$ однощелевого гидравлического усилителя при неподвижном исполнительном механизме. Такую характеристику можно также получить экспериментальным путем.

Коэффициент расхода μ_2 рабочей жидкости через дроссель 2 сопло-заслонка – это отношение расхода Q_{2a} , действительно прошедшего через дроссель с переменным проходным сечением, к теоретическому Q_2 , соответствующему истечению без потерь энергии (жидкость принимается идеальной).

При перемещении заслонки 3 вправо (рис. 5.2., а), когда $x > 0$, баланс расходов в узле 1 (рис. 5.2, б) выражается равенством:

$$Q_1 + Q_3 = Q_2.$$

Расход через исполнительную магистраль 9:

$$Q_3 = \mu_2 \pi d_c (x_0 + x) \sqrt{\frac{2 p_1}{\rho}} - \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} \quad (5.6.)$$

Если $x < 0$, то $Q_1 = Q_2 + Q_3$ и расход:

$$Q_3 = \mu_1 \frac{\pi d_1^2}{4} \sqrt{(p_0 - p_1) / \rho} - \mu_2 \pi d_c (x_0 - x) \sqrt{2 p_1 / \rho}. \quad (5.7.)$$

Чтобы упростить практическое использование характеристик усилителей при аналитическом описании работы систем, записывают обобщенные статические характеристики в линеаризованном виде:

$$Q_3 = k_{Q_3 x} x - k_{Q_3 p_1} p_1 \quad \text{или} \quad p_1 = k_{p_1 x} x - k_{p_1 Q_3} Q_3. \quad (5.8.)$$

Коэффициенты этих линеаризованных уравнений увязаны между собой зависимостью:

$$\frac{k_{Q_3 x}}{k_{p_1 x}} = k_{Q_3 p} = \frac{1}{k_{p_1 Q_3}}$$

Статические характеристики однощелевого пневматического усилителя (преобразователя) сопло-заслонка. Пневматические усилители изображаются аналогично схемам, приведенным на рис. 5.2., а и б, за исключением того, что на вход усилителя под давлением p_0 подается сжатый воздух и через регулируемый дроссель 2 сопло-заслонка он вытекает в атмосферу, где давление p_c равно атмосферному. При расчете статических характеристик усилителя можно принять следующие допущения: утечки воздуха отсутствуют; температура сжатого воздуха в процессе работы не изменяется; коэффициент расхода регулируемого дросселя сопло-заслонка не зависит от перемещения заслонки; потери давления на нерегулируемых участках сопла и магистралях отсутствуют; объем междроссельных камер постоянный. Расход сжатого воздуха (газа) через дроссель:

$$Q = \mu A v_{kp} \frac{p_{ax}}{RT} \varphi(\sigma) \quad (5.9.)$$

где μ – коэффициент расхода; A – площадь поперечного сечения канала дросселя; $v_{kp} = \sqrt{kRT}$ – критическая скорость; k – показатель адиабаты, $k=1,4$; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура воздуха перед дросселем; p_{ax} – давление воздуха перед дросселем (все давления подставляются абсолютных единицах); $\varphi(\sigma)$ – функция расхода; $\sigma = p_{вых} / p_{ax}$; $p_{вых}$ – давление в полости за дросселем, в которую поступает воздух.

При расчете $\varphi(\sigma)$ можно принимать согласно различным формулам (уравнениям Сен-Венана и Ванцеля, Ф.Е.Санвилла и др.). Однако более предпочтительной можно

$$\dot{m}_{E1} = \frac{V_1}{kRT} \frac{d p_1}{dt}; \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{E2} = \frac{p_2}{RT} \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{kRT} \frac{d p_2}{dt}. \quad (5.18)$$

После подстановки соответствующих выражений (5.16...5.18) в уравнения (5.14) и (5.15) и преобразований получим:

$$\frac{d p_1}{dt} = \frac{kC_{V_{кр}}}{V_1} \left(\mu_1 A_1 p_o \frac{p_o - p_1}{B p_o - p_1} - \mu_2 A_2 p_1 \frac{p_1 - p_c}{B p_1 - p_c} - \mu_3 A_3 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} \right); \quad (5.19)$$

$$\frac{d p_2}{dt} = \frac{kC_{V_{кр}}}{V_2} \left(\mu_3 A_3 p_1 \frac{p_1 - p_2}{B p_1 - p_2} - \frac{p_2}{B V_{кр}} \frac{dV_2}{dt} \right), \quad (5.20)$$

где $V_2 = V_0 + A_n y$.

Так как перемещение поршня:

$$y = A_n p_2 / C_M \quad (5.21)$$

то

$$V_2 = V_0 + p_2 A_n^2 / C_M; \quad (5.22)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{A_n^2}{C_M} \frac{d p_2}{dt}; \quad (5.23)$$

$$\frac{dy}{dt} = \frac{A_n}{C_M} \frac{d p_2}{dt}. \quad (5.24)$$

Здесь V_0 , A_n и C_M — начальный объем рабочей полости, площадь поршня и жесткость исполнительного механизма.

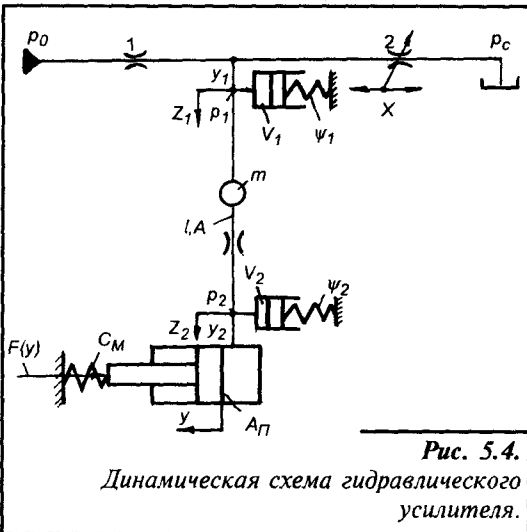


Рис. 5.4.

Динамическая схема гидравлического усилителя.

Численные значения $\mu_2 A_2$ зависят от перемещения заслонки x , то есть $\mu_2 A_2 = f_1(x)$, а x является функцией времени $x = f_2(t)$.

Задавая перемещение x и решая с помощью ЭЦВМ полученные уравнения, можно определить p_1 , p_2 , y , \dot{y} и другие параметры, изменяющиеся во времени.

Динамические характеристики однозаслонкового гидравлического усилителя сопло-заслонка, подключенного к исполнительному механизму (рис. 5.2, а). Динамическая схема такого усилителя приведена на рис. 5.4. Если заслонка усилителя перемещается влево, то баланс давлений для гидравлической цепи при учете инерционных потерь давления p_j из-за массы жидкости m , потерь давления по длине p_l магистралей

ли и в местных сопротивлениях p_m имеет вид:

$$p_1 = p_j + p_i + p_m + p_2, \quad (5.25)$$

где p_1 и p_2 — давления в междроссельной камере и рабочей полости исполнительного механизма;

$$p_j = \rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2}; \quad (5.26)$$

$$p_i = 27,5 \frac{\rho v l}{A} \frac{dz_1}{dt} + 0,443 \frac{k_\epsilon \rho l}{\sqrt{A}} \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{Sgn} \left(\frac{dz_1}{dt} \right); \quad (5.27)$$

$$p_m = 0,5 \rho \xi \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{Sgn} \left(\frac{dz_1}{dt} \right). \quad (5.28)$$

Тогда уравнение (5.25) примет вид:

$$\rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho v l}{A} \frac{dz_1}{dt} + \left(0,443 \frac{K_\epsilon \rho l}{\sqrt{A}} + 0,5 \rho \xi \right) \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{Sgn} \frac{dz_1}{dt} + p_2 - p_1 = 0, \quad (5.29)$$

где l — длина магистрали; z_1 — перемещение жидкости на входе магистрали; A — площадь поперечного сечения магистрали; K_ϵ — коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от шероховатости ϵ гидравлических магистралей; ξ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа последнего, режима течения жидкости в нем и определяемый чаще опытным путем.

Функция $\operatorname{Sgn} dz_1/dt$ автоматически учитывает знак скорости течения жидкости. Уравнение движения поршня без учета массы и сил трения имеет вид:

$$A_n p_2 = F(y) = F_0 + C_M y. \quad (5.30)$$

Давление:

$$p_2 = \frac{F_0 + C_M y}{A_n}, \quad (5.31)$$

где F_0 и $F(y)$ — начальная и текущая нагрузки, приложенные к штоку поршня. Дифференцируя выражение (5.31) получим:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{C_M}{A_n} \frac{dy}{dt}. \quad (5.32)$$

Уравнение баланса расходов в узле Y_2 :

$$A \frac{dz_2}{dt} = A_n \frac{dy}{dt} + V_2 \psi_2 \frac{dp_2}{dt} = A \frac{dz_1}{dt}, \quad (5.33)$$

где $V_2 = A_n (y_{\min} + y)$

Откуда:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{A A_n}{A_n^2 + \psi_2 V_2 C_M} \frac{dz_1}{dt}, \quad (5.34)$$

где z_2 — перемещение жидкости на выходе магистрали; y_{min} — минимальное перемещение поршня; ψ_2 — коэффициент податливости, характеризующий суммарную деформацию объема жидкости в узле Y_2 при изменении давления.

Этот коэффициент определяется выражением:

$$\psi(p) = 0,0182 \left(\frac{1-a}{A_a} \ln \left| \frac{E_{a0} + A_a p_{max}}{E_{a0} + A_a p_0} \right| - a/p_{max}^{1/n} + d \right) e^{-0,0165(p-p_0)} \quad (5.35)$$

где A_a и E_{a0} — параметры, характеризующие жидкую фазу; a — начальный объем воздуха в гидровоздушной смеси; p_{max} , p_0 и p — максимальное, начальное и текущее давление жидкости; $n=1,4$ — показатель политропы.

Уравнение баланса расходов в узле Y_1 :

$$\mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} = \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}} + A \frac{dz_1}{dt} + V_1 \psi_1 \frac{dp_1}{dt}. \quad (5.36)$$

Откуда:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\sqrt{\rho} V_1 \psi_1} \left[\sqrt{2} (\mu_1 A_1 \sqrt{p_0 - p_1} - \mu_2 A_2 \sqrt{p_1 - p_c}) - A \sqrt{\rho} \frac{dz_1}{dt} \right], \quad (5.37)$$

где ψ_1 — коэффициент податливости жидкости в узле Y_1 определяемый по уравнению (5.35).

Величина $\mu_2 A_2$ является функцией перемещения x заслонки, а x — функция времени, то есть эти параметры могут задаваться уравнениями:

$$\mu_2 A_2 = f_1(x) \quad \text{и} \quad x = f_2(t)$$

В приведенной математической модели гидросистемы учитывалась податливость жидкости только в междроссельной камере усилителя и в рабочей полости исполнительного механизма. Если податливость магистрали, соединяющей усилитель с исполнительным механизмом велика (например, использованы гибкие эластичные шланги), то необходимо к междроссельной камере V_1 и к рабочему объему V_2 добавить по половине объема магистрали, равного $0,5Al$. Если же податливость не учитывается, то $\psi_1 = \psi_2 = 0$. Решение с помощью ЭЦВМ полученной системы уравнений позволяет определить давление, перемещение, скорость в различных узлах и другие параметры, являющиеся функциями времени, то есть рассчитать динамику гидросистемы, оценить влияние ее конструктивных параметров на динамические процессы. Такая модель наиболее применима для других типов усилителей, имеющих аналогичную схему (см. рис. 5.4).

5.4. Струйные усилители

Изготовление усилителей с дроссельным управлением требует соблюдения высокой точности размеров их деталей, нарушение которых может стать причиной заклинивания трущихся пар. На их работоспособность могут существенно сказаться изменение температуры и загрязнение рабочего тела, вызывающие облитерацию рабочих шелей и заклинивание подвижных частей механическими примесями. Ряд этих недостатков исключается в струйных усилителях. Последние не требуют такого высокого качества изготовления, как золотниковые, не подвержены облитерации, мало чувствительны к загрязнению рабочего тела и изменению температуры. Точность усилителя со струйной трубкой выше, чем у одношелевого золотникового усилителя, но ниже, чем у четырехшелевого. Макс-

симальный КПД усилителей со струйным управлением имеет промежуточное значение между одно- и четырехщелевыми золотниковыми усилителями.

На рис 5.5 показана схема усилителя со струйной поворотной трубкой. Внутренняя полость струйной трубки 1, имеющей возможность поворачиваться вокруг оси 0, запитывается рабочим телом под давлением p_0 , переходит внизу в выпускное сопло 2, которое расположено напротив приемных окон (сопел) 3, сообщающихся с рабочими камерами исполнительного механизма. Приемные сопла 3 в некоторых конструкциях выполняют коническими для требуемого формирования потока. В ряде гидравлических усилителей на входе приемных сопел (окон) устанавливается специальный колпачок 5, заполненный рабочей жидкостью и сообщающийся со сливом, что позволяет затопить выходное сопло струйной трубки. Это исключает попадание воздуха в систему в процессе работы, а также частично снижает вибрацию трубки.

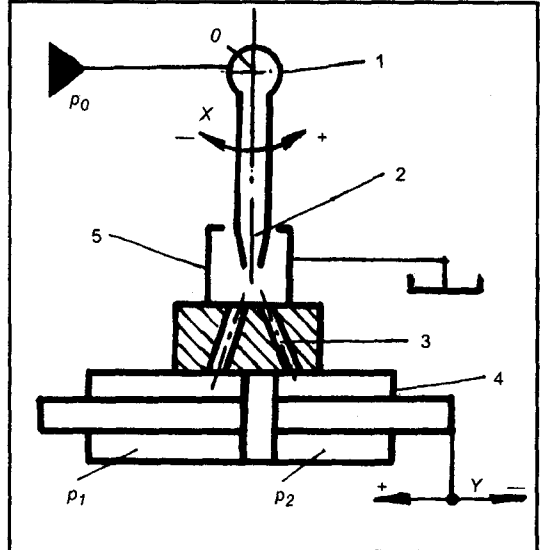


Рис. 5.5. Усилитель со струйной трубкой.

В струйных гидроусилителях используются также устройства для механического отклонения струи (рис .5.6). Отклонение струи, поступающей из сопла 1 в приемные окна 3 осуществляется различными подвижными элементами 2, механически приводимыми в действие. Подвижный элемент 2 может содержать одно или два направляющих отверстия конусной или цилиндрической формы (рис.5.6, а), а также выполняться без этих отверстий (рис.5.6,б). Достоинством такой схемы усилителей является высокий коэффициент усиления и возможность работы при давлениях до 20 МПа.

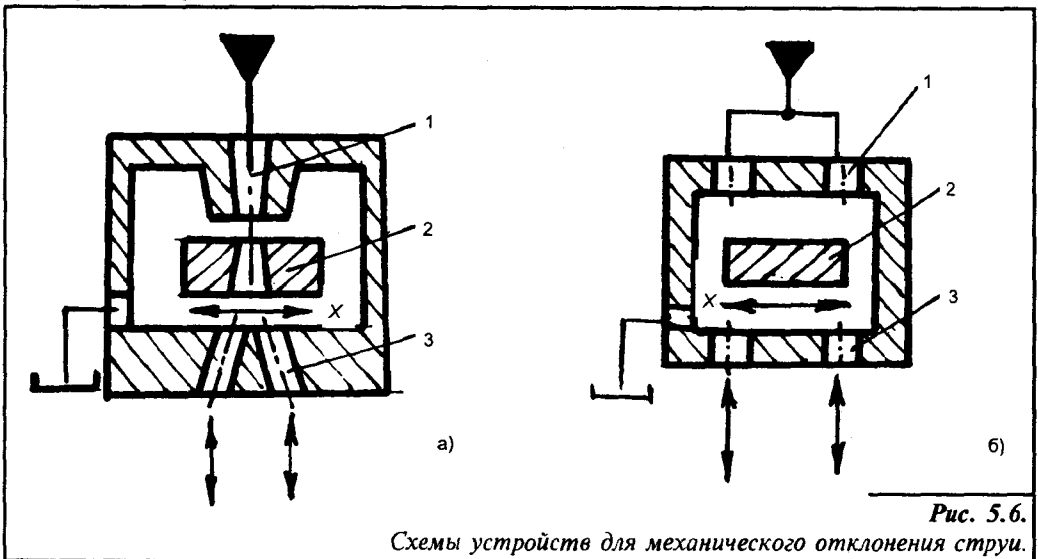


Рис. 5.6. Схемы устройств для механического отклонения струи.

5.5. Золотниковые и многокаскадные усилители

Золотниковые усилители относятся к дросселирующим устройствам, так как обеспечивают управление расходом рабочего тела посредством изменения площади проходного сечения дросселирующих щелей. При изменении этой площади устанавливается необходимое соотношение между расходом рабочего тела, проходящего через щель, и перепадом давлений на ней. Золотниковые устройства в усилителях могут быть цилиндрическими или плоскими.

Конструктивная схема простейшего золотникового трехлинейного усилителя с двумя дросселями приведена на рис. 5.7. Принципиальная схема его аналогична однощелевому усилителю сопло-заслонка (см. рис. 5.2, б). Дроссели 1 и 2 образованы буртиками золотника (плунжера) 3 и

проточкой в корпусе (гильзе) 4. Междроссельная камера соединена с рабочей полостью исполнительного механизма 5. При перемещении первого дросселя увеличивается, а второго уменьшается, поэтому давление в рабочей полости исполнительного механизма повышается и его цилиндр перемещается влево. Если усилитель выполнен с отрицательным перекрытием рабочих окон в гильзе 4 буртиками золотника 3, то он имеет два дросселя с переменной площадью проходных сечений. При положительном или нулевом перекрытии один дроссель может иметь переменную площадь проходного сечения, а другой — постоянную.

На рис. 5.7, б приведена схема двухлинейного (двухходового) золотникового усилителя, работающего от источника с постоянным расходом.

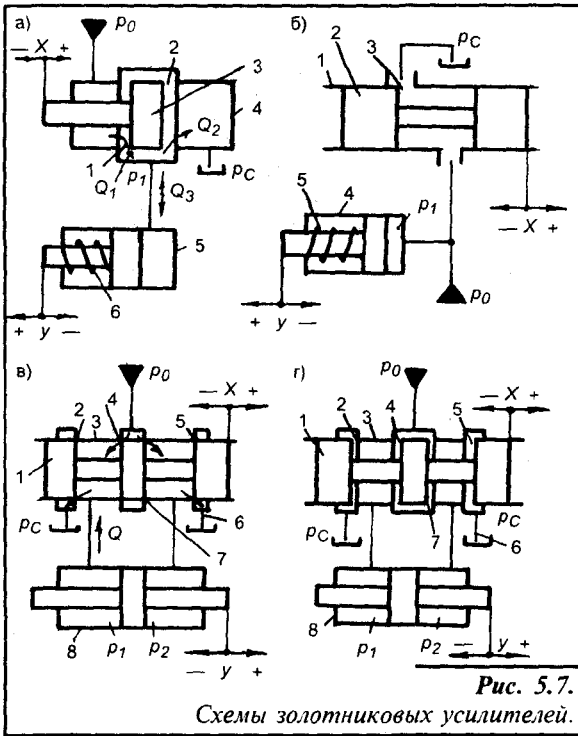


Рис. 5.7.

Схемы золотниковых усилителей.

Усилитель является простым дросселирующим клапаном, имеет одну щель 3 с переменной площадью проходного сечения, содержит золотник 2, размещенный в гильзе (корпусе) 1. При смещении золотника вправо давление во внутренней полости усилителя и в рабочей камере исполнительного механизма 4 повышается, поршень последнего перемещается влево. Обратный ход поршня осуществляется возвратной пружиной 5. Усилитель имеет существенно нелинейные характеристики, поэтому применяется ограниченно, хотя конструкция его отличается простотой.

На рис. 5.7, в, г показаны схемы четырехлинейных (четырёхходовых) золотниковых усилителей с четырьмя дросселями, работающих соответственно от источников с постоянным давлением и постоянным расходом. Четырёхходовые усилители получили наибольшее распространение. В зависимости от конструкции золотника 1 имеют два, три и более буртиков, а также четыре рабочие кромки 2, 4, 5 и 7, находящиеся против кромок отверстий в гильзе 3. При перемещении золотника вправо давление p_1 повышается, а p_2 понижается, так как одновременно образуются две щели, одна из которых соединяет рабочую камеру исполнительного механизма 8 с магистралью подачи рабочего тела, а дру-

гая — вторую камеру исполнительного механизма с магистралью слива. Поршень исполнительного механизма перемещается вправо. Если золотник 1 смещается влево, то $p_2 > p_1$ и поршень движется тоже влево. При изменении площади проходных сечений рабочих щелей обеспечивается необходимый перепад давлений на щелях и требуемое управление скоростью движения поршня в зависимости от перемещения золотника.

Круглая форма окон в гильзе не позволяет получать линейную характеристику усилителя, поэтому в последнее время получили распространение золотниковые усилители с прямоугольными и другими формами рабочих окон. Из-за простоты технологии изготовления круглые окна еще используются в современных золотниковых усилителях.

Золотниковые усилители с положительным перекрытием имеют существенную зону нечувствительности, потому что буртик золотника шире окна в гильзе. Этот недостаток устранен в золотниковых усилителях с нулевым перекрытием, но технология изготовления таких золотниковых пар из-за обеспечения необходимой точности размеров деталей значительно сложнее. В усилителях с отрицательным перекрытием происходит перепуск рабочего тела от источника питания на слив даже в нейтральном положении золотника (плунжера). Чувствительность этого усилителя выше, потребляемая мощность малая, но в нем велик непроизводительный расход потока мощности рабочего тела, а также он чувствителен к изменению нагрузки на исполнительном механизме. Увеличение мощности исполнительных механизмов путем включения источника питания с высоким давлением или с большим расходом рабочего тела не всегда приемлемо, так как это вызывает увеличение размеров усилителей, их проходных сечений и требует больших мощностей на управление. Кроме того, с увеличением размеров усилителей растут силы трения, осевые и радиальные неуравновешенные силы, которые резко снижают чувствительность усилителя. Поэтому для получения большей мощности и высокой чувствительности применяют многокаскадные усилители, содержащие несколько ступеней (каскадов) усиления. Наибольшее распространение получили двухкаскадные усилители. В этом случае усилитель первого каскада приводит в действие усилитель второго каскада с более высокими энергетическими показателями.

Каскады усилителей могут быть выполнены в виде однородных усилителей (золотниковых, например) или различных (сопло с заслонкой и золотник, струйная трубка и золотник).

На рис. 5.8. показана схема двухкаскадного усилителя, первый каскад которого образован двухщелевым усилителем сопло-заслонка, а второй — золотниковым. При перемещении заслонки 1, например влево, левый переменный дроссель сопла 2 прикрывается, а правый открывается на большую величину. Давление в узле U_1 повышается, а в узле U_2 снижается. Золотник 5 перемещается в корпусе 4 вправо.

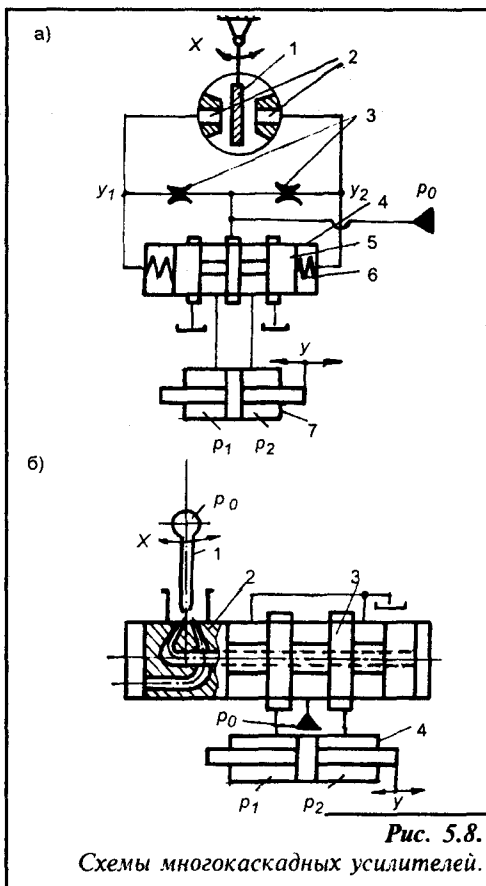


Рис. 5.8. Схемы многокаскадных усилителей.

Рабочее тело под давлением подводится в левую рабочую камеру исполнительного механизма, а из правой поступает в сливную магистраль. Поршень перемещается вправо. Мощность, затрачиваемая на управление первым каскадом усиления, невелика, а на выходе второго каскада получается значительное увеличение мощности. Дроссели 3 с постоянной площадью проходного сечения служат для снижения давления рабочего тела и его расхода через сопла. С помощью пружин 6 золотник 5 устанавливается в нейтральное положение.

На рис. 5.8. б, приведена другая схема двухкаскадного усилителя, первый и второй каскады которого образованы соответственно усилителями в виде струйной трубки 1 с приемным узлом 2 и золотниковым устройством 3, соединенным с исполнительным механизмом 4. Для управления входным каскадом требуется небольшая мощность, а на выходе второго каскада мощность значительно повышается. Работа этих каскадов описана выше.

5.6. Усилители мощности с обратной связью

В тех случаях, когда требуется повышенная точность или когда значительно изменяются нагрузки и другие факторы, влияющие на выходные параметры системы, в усилителях необходимо использовать различные обратные связи (ОС). Применение ОС позволяет сравнивать сигнал, пропорциональный значению выходного параметра системы, с величиной входного сигнала. Контролируемая разность между этими двумя сигналами, или сигнал ошибки, используется для уменьшения рассогласования между входом и выходом системы до нуля.

Гидроусилитель с жесткой механической обратной связью. На рис. 5.9. показана схема гидроусилителя с механической ОС (кинематической ОС по положению), состоящего из

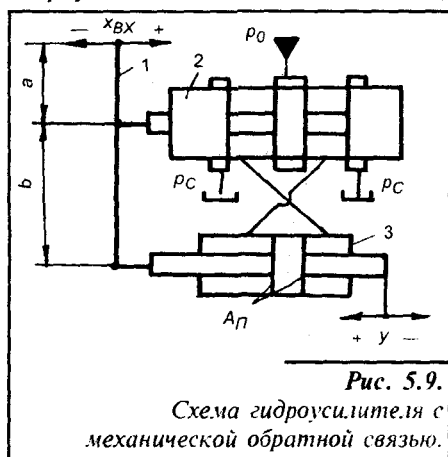


Рис. 5.9.

Схема гидроусилителя с механической обратной связью.

дифференциального рычага 1, дросселирующего золотникового с нулевым или положительным перекрытием гидроусилителя 2 и гидроцилиндра 3, соединенных шарнирно с рычагом 1.

Если к верхнему концу дифференциального рычага приложить управляющее входное воздействие, например, сместить этот конец рычага вправо на некоторое расстояние $x_{вх}$, то золотник распределителя 2 также передвинется вправо, потому что нижняя опора рычага в данный момент неподвижна. Жидкость под давлением будет заполнять правую полость гидроцилиндра 3, а из левой полости поступит на слив. Это вызовет перемещение поршня влево. Так как верхний конец последнего удерживается в каком-то фиксированном положении под действием управляющего воздействия, то поршень, передвигая нижний конец рычага влево, будет возвращать золотник в нейтральное положение. Поршень остановится в новом положении, зависящем от величины заданного перемещения верхнего конца рычага.

Благодаря возможности применения золотникового распределителя с положительным перекрытием усилитель имеет малые утечки при всех установившихся значениях сигнала управления и обладает повышенной жесткостью к внешним нагрузкам, приложенным к исполнительному механизму.

Гидроусилитель с силовой обратной связью по положению. Схема такого усилителя показана на рис. 5.10. Отличие этой схемы от приведенной на рис. 5.9. в том, что верхний конец дифференциального рычага ОС 1 связан с корпусом через поворотную опору и

через пружину 4 — с золотником. Управляющий сигнал в виде усилия F_y прилагается к золотнику распределителя 2. Если под действием F_y золотник передвинется вправо, то поршень исполнительного механизма 3 и конец рычага 1 перемещается влево и на управляющем элементе создается усилие ОС F_{OC} обратное по знаку усилию F_y . При $F_{OC} = F_y$ цилиндр остановится в положении u , пропорциональном величине F_y . В гидроусилителях с силовой ОС может использоваться управляющее усилие без дополнительных преобразований, что является основным достоинством этих усилителей.

Гидроусилители с гидромеханической обратной связью по положению. Одна из схем таких усилителей показана на рис. 5.11. Он содержит два двухшелевые дросселирующие распределителя 1 и 4, исполнительный механизм 5, соединенный через дифференциальный рычаг 7 с распределителем 4.

При нейтральном положении золотников в распределителях 1 и 4 давление в обеих рабочих полостях исполнительного механизма 5 одинаково, поэтому поршень последнего неподвижен. Если сместить золотник распределителя 1, например вправо, проходное сечение дросселя 2 увеличится, а дросселя 8 уменьшится. Поршень исполнительного механизма 5 и нижний конец рычага 7 перемещаются вправо, а верхний конец последнего и золотник распределителя 4 — влево. Истому проходное сечение дросселя 3 уменьшится, а дросселя 6 увеличится. Когда суммарные сопротивления левого контура, включающего дроссели 6, 8, и правого контура, содержащего дроссели 2, 4, сравняются, то поршень остановится в определенном положении u , зависящем от заданной величины x .

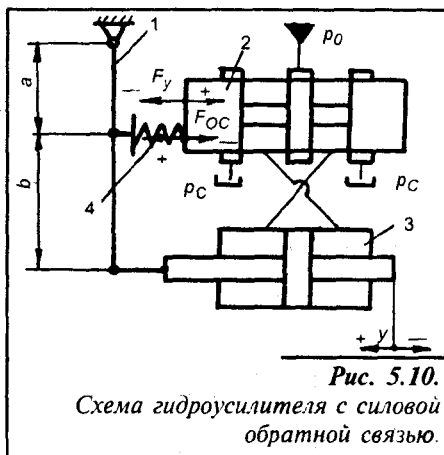


Рис. 5.10.
Схема гидроусилителя с силовой обратной связью.

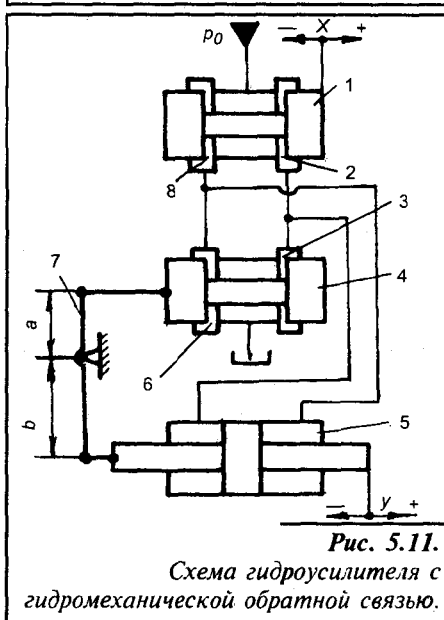


Рис. 5.11.
Схема гидроусилителя с гидромеханической обратной связью.

5.7. Электрогидравлические и электропневматические усилители-преобразователи

В электрогидравлических и электропневматических системах дистанционного управления широко применяются электрогидравлические и электропневматические усилители-преобразователи, снабженные устройствами для преобразования входного электрического сигнала управления в перемещение ведомого звена исполнительного механизма. Сокращенно их часто называют электрогидроусилителями или электропнеумоусилителями.

Одним из звеньев этих устройств являются электромеханические преобразователи, преобразующие электрический сигнал в механическое перемещение ведомого звена, с которым соединяются различные распределители. Они подразделяются на магнитоэле-

ктрические, электромагнитный дифференциальные, поляризованные, пьезоэлектрические, магнитострикционные и др. Последние два не нашли широкого практического применения.

По способу обеспечения пропорциональности между перемещением ведомого звена электрогидравлических усилителей и сигналом управления последние могут включать обратные связи (ОС) или не иметь их.

Одна из схем усилителей без ОС приведена на рис. 5.12. Усилитель содержит электромеханический преобразователь 1, управляющий заслонкой 2 первого каскада усиления 4, выполненного в виде двухщелевого распределителя сопло-заслонка и соединенного со вторым каскадом усиления — четырехщелевым золотниковым распределителем 6. С помощью пружин 7 и 8 осуществляется центровка золотника распределителя, причем усилие пружины 7 можно регулировать. Дроссель 5 позволяет снизить давление в распределителе сопло-заслонка, что уменьшит непроизводительный расход. Вместо этого дросселя может устанавливаться редукционный клапан. При смещении заслонки 2 к одному из сопел 3 в первом каскаде усиленная маломощный управляющий сигнал электромеханического преобразователя усиливается и подается к торцу золотника распределителя 6, обеспечивая необходимые перестановочные усилия для управления золотником, через который подводится рабочее тело под давлениями p_1 и p_2 к исполнительному механизму. Этот усилитель отличается простотой конструкции и регулирования, но имеет нелинейные характеристики и невысокое быстродействие, в частности, из-за постоянной времени, обусловленной сжимаемостью жидкости.

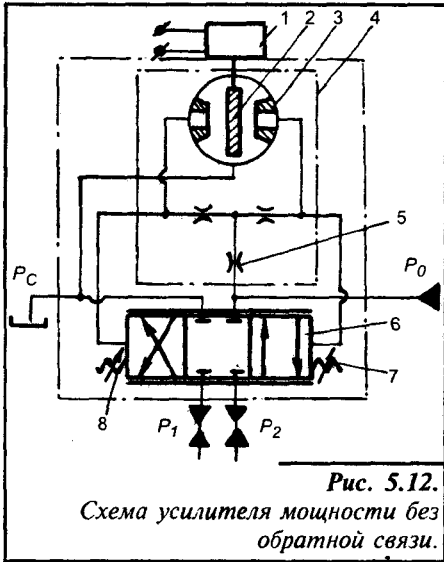


Рис. 5.12.

Схема усилителя мощности без обратной связи.

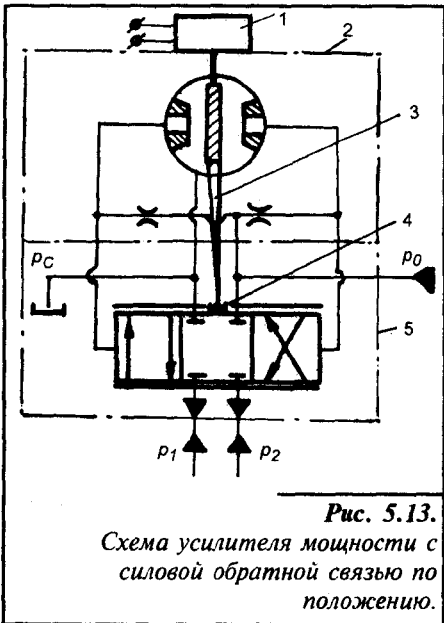


Рис. 5.13.

Схема усилителя мощности с силовой обратной связью по положению.

Усилители с обратной связью по положению. Схема такого усилителя показана на рис. 5.13. Он содержит электромеханический преобразователь 1, первый каскад усиления 2, выполненный в виде двухщелевого распределителя сопло-заслонка, и второй каскад 5 — в виде золотникового четырехщелевого распределителя. Заслонка заканчивается полоской консольной пружины 3 обратной связи, на свободном конце которой закреплена сфера 4, размещенная в кольцевой проточке золотника.

При подаче управляющего сигнала на обмотки управления преобразователя 1 заслонка, преодолевая жесткость пружины 3, смещается из нейтрального положения. На выходе двухщелевого распределителя 2 формируется усиленный управляющий сигнал и подается к торцам распределителя 5. Золотник последнего перемещается

вместе с нижним концом пружины 3 ОС и создает момент на заслонке. Кроме последнего на заслонку действует момент, обусловленный током управления в преобразователе 1. Как только эти моменты сравниваются, заслонка возвратится в исходное положение, а золотник и исполнительный механизм останавливаются.

Этот усилитель исключает недостатки усилителя без ОС, но на некоторых режимах работы имеет относительно невысокое быстродействие из-за уменьшения скорости золотника при появлении сил контактного трения, момент от которых передается на заслонку. Для устранения этого недостатка в ряде случаев применяют в первом каскаде распределитель со струйной трубкой или увеличивают число каскадов усиления до трех.

Электрогидравлический усилитель с гидромеханической ОС по положению. Усилитель (рис. 5.14) содержит электромеханический преобразователь 1, первый каскад усиления 3 в виде четырехщелевого гидрораспределителя сопло-заслонка и второй каскад усиления 7 — золотниковый распределитель. В дросселе 2 поток движется из сопла к заслонке, а в дросселе 4 — от заслонки к соплам. Рычаг 5 ОС соединяет золотник второго каскада усиления с заслонкой дросселя 4. При отсутствии тока управления в обмотках преобразователя 1 подвижные элементы усилителя находятся в нейтральном положении. Если заслонка дросселя 2 смещается, например, влево, то давление в левом сопле последнего выше, чем в правом. Следовательно, на торцах золотника создается перепад давлений, который способствует перемещению этого золотника и нижнего конца 6 рычага 5 вправо. Заслонка дросселя 4 перемещается влево прикрывая левое сопло. Как только отношения гидравлических сопротивлений соответственно левых и правых сопел станут равны, золотник и подвижный элемент исполнительного механизма останавливаются.

Введение такой ОС увеличивает быстродействие усилителя и уменьшает его чувствительность к нагрузкам, но выходные характеристики не всегда линейны и имеют зону нечувствительности из-за контактного трения в золотнике.

Электрогидравлический усилитель с силовой ОС, по положению и дополнительной ОС по скорости регулирующего элемента второго каскада показан на рис. 5.15. Он содержит электромеханический преобразователь 1, гидрораспределитель 3 с механическим отклонением струи гидроцилиндр 5. Узел ОС имеет диск 7 и расположенные по обе стороны его пружины 6, опирающиеся на

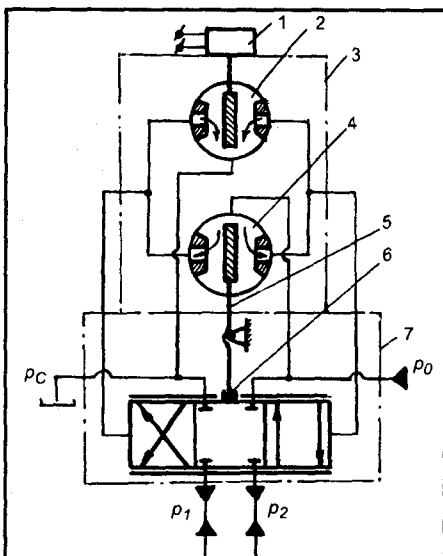


Рис. 5.14.
Схема электрогидроусилителя с гидромеханической обратной связью по положению.

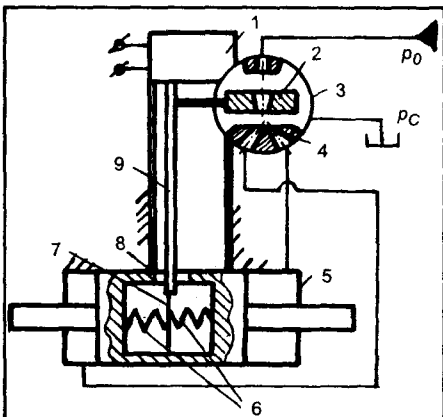


Рис. 5.15.
Схема электрогидроусилителя с силовой обратной связью по положению и дополнительной обратной связью по скорости.

стенки полости в поршне 8. Подвижный элемент 2 в виде насадка и диск 7 соединены с рычагом 9.

При подаче сигнала управления рычаг 9 и подвижный элемент 2 поворачиваются,

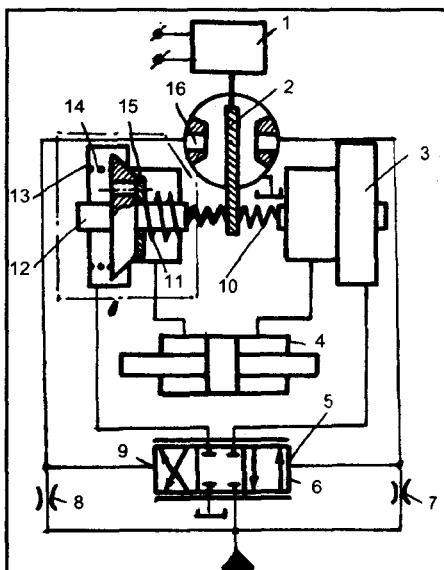


Рис. 5.16.

Схема электрогидравлического усилителя с обратной связью по расходу жидкости.

струя направляется с большим давлением в одно из приемных сопел 4, которое соединено с рабочими камерами гидроцилиндра 5. Поршень перемещается, вызывает обтекание жидкости вокруг диска 7 и усилие на диске, пропорциональное скорости поршня. Таким образом на рычаге 9 действует момент от сил ОС по скорости поршня, который сравнивается с моментом, вызванным током управления в преобразователе 1.

Такой усилитель менее чувствителен к нагрузкам, загрязнению рабочей жидкости и изменению давления питания, но динамика его изменяется при изменении вязкости жидкости, расположенной в полости поршня.

Электрогидравлический усилитель с ОС по расходу жидкости показан на рис. 5.16. Он содержит преобразователь 1, двухшелевой дроссель 2, датчики скорости 3 и 13 в виде двохвальных обратных клапанов 12 и 15, гидроцилиндр 4, золотниковый распределитель 6, постоянные дроссели 7 и 8. Заслонка дросселя 2 через пружины 10 соединена со штоками клапанов 12. При течении жидкости в датчике 13 слева направо клапан 12, поджатый пружиной 14, закрыт, а клапан 15 открыт и пропускает поток жидкости. С изменением направления потока клапан 15, поджатый пружиной 11 закрывается, а клапан 12 открывается. Перемещение клапана 12 будет пропорционально расходу жидкости.

При отсутствии управляющего сигнала золотник распределителя 6 находится в нейтральном положении и гидроцилиндр 4 не перемещается. Поворот заслонки влево вызывает увеличение давления в торце 9 распределителя 6 и уменьшение — в торце 5. Золотник перемещается вправо, открывает доступ жидкости в левые полости датчика 13 и гидроцилиндра 4. Клапан 12 остается неподвижным, такой же клапан в датчике 3 перемещается вправо, сжимая возвратную пружину и растягивая пружину 10. Под действием деформации заслонка перемещается вправо до тех пор, пока усилие, обусловленное деформацией не сравняется с усилием, передаваемым на нее от преобразователя. После чего она займет среднее положение и поршень в гидроцилиндре 4 остановится. Таким образом каждому усилию на заслонке, развиваемому входным сигналом, соот-

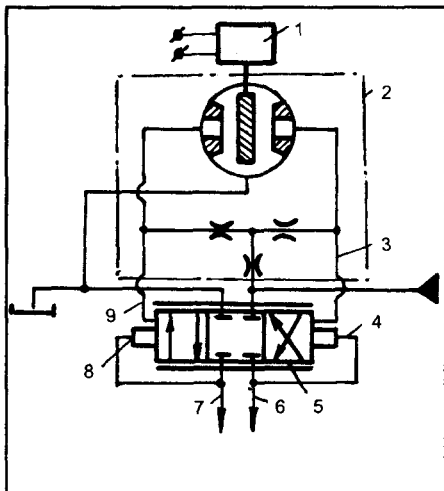


Рис. 5.17.

Схема электрогидравлического усилителя с обратной связью по давлению нагрузки.

ветствует определенная деформация пружины 10 ОС, а следовательно, и расход рабочей жидкости через гидроцилиндр. В этом усилителе изменение нагрузки не оказывает влияния на скорость движения поршня.

Электрогидравлический усилитель с ОС по давлению нагрузки показан на рис. 5.17. Он содержит электромеханический преобразователь 1, двухщелевой распределитель сопло-заслонка 2, золотниковый распределитель, исполнительные гидролинии 6 и 7, соединенные с исполнительным механизмом. Магистрали 3 и 4, 8 и 9 не сообщаются между собой и подсоединены к отдельным полостям распределителя 5.

Золотник передвигается при смещении заслонки, но как только осевые усилия на золотнике, создаваемый перепадом давления в междроссельных камерах гидроусилителя сопло-заслонка и перепадом давления в исполнительных гидролиниях золотникового распределителя станут равными, золотник остановится. Введение отрицательной ОС по давлению нагрузки делает нечувствительным усилитель к изменению расхода.

Известны также электрогидравлические усилители с силовой ОС по положению и дополнительной положительной ОС по давлению нагрузки на управляющем элементе второго каскада, а также другие схемы усилителей.

Глава 6.

Вычислительные и регулирующие приборы непрерывного действия

В настоящее время приборы пневмо- и гидроавтоматики успешно применяются в различных автоматических системах управления, регулирования и контроля. Существует большое количество производственных процессов, где без таких устройств тяжело осуществить их автоматизацию. Самостоятельное применение, или использование их наряду с электрическими, электронными и механическими системами часто позволяет достичь требуемую надежность, простоту регулирования и экономическую эффективность. При этом важное место отведено вычислительным и регулирующим приборам непрерывного действия. Такие приборы широко используются для автоматизации технологических процессов в химической, нефтяной, газовой, пищевой, медицинской и других видах промышленности. Вычислительная техника перестала считаться как исключительно электронная. Например, пневматические вычислительные устройства имеют ряд преимуществ в автоматических системах, к которым не предъявляются требования высоко-го быстродействия, но требуется пожаровзрывобезопасность, нейтральность к осуществляемому технологическому процессу, повышенная надежность, сравнительно невысокая стоимость, простота обслуживания, малая чувствительность к повышенным температурам и т.д.

Известно, что существует аналогия между электрическими и пневматическими (гидравлическими) величинами и устройствами. Ее полезно использовать при объяснении основных явлений, протекающих в пневматических и гидравлических приборах непрерывного действия. В электрических и пневматических (гидравлических) цепях протекающие процессы представляют собой направленное движение частиц - электронов в электричестве и молекул в пневматике (гидравлике).

Проводниками являются тела, в которых перемещаются эти частицы. Перемещение последних направлено в сторону их меньшей плотности. Такие параметры как напряжение U и давление p , ток J и количество (расход) рабочего тела, сопротивления диэлектрическое и пневматическое (гидравлическое) являются физическими аналогами. Для электрических и пневматических (гидравлических) цепей соблюдается баланс потоков частиц в узле и баланс перепадов их плотностей в замкнутом контуре. Таким образом при математическом описании пневматических (гидравлических) цепей можно использовать закрой узлов (первый закон Кирхгофа) и закон контуров (второй закон Кирхгофа), модифицированные применительно к этим цепям.

Закон узлов для пневмогидравлической цепи формулируется так: алгебраическая сумма мгновенных массовых расходов воздуха (жидкости) в узле равна нулю, т.е.:

$$\sum_{i=0}^n \left(\frac{dm}{dt} \right)_i = 0. \quad (6.1)$$

Простейшими элементами пневматических и гидравлических вычислительных приборов непрерывного действия являются сопротивления (дроссели), упругие элементы (мембраны, диафрагмы, сифоны, пневмо- и гидроприводы, емкостные элементы (емкости постоянного и переменного объема, камеры тупиковые и проточные) и др. Ламинарные сопротивления (дроссели) вычислительных приборов часто выполняются в виде капилляров – каналов цилиндрической формы с большим отношением длины к диаметру. Расход через такие дроссели можно определить по формуле Пуазейля:

$$Q = \frac{\pi d^4 \rho}{128 \mu_0 \ell} (p_{вх} - p_{вых}) = k (p_{вх} - p_{вых}) = \frac{p_{вх} - p_{вых}}{r_a} = \frac{\Delta p}{r_a}, \quad (6.2)$$

где d и ℓ – соответственно диаметр и длина канала; ρ – средняя плотность рабочего тела; μ_0 – коэффициент динамической вязкости; $p_{вх}$ и $p_{вых}$ – давление на входе в дроссель и выходе из него; k – проводимость сопротивления (при небольших перепадах давления $k = \text{const}$); r_a – пневматическое (гидравлическое) сопротивление.

Таким образом выражение (6.2) представляет собой аналог формулы, описывающей закон Ома в электричестве. Если принять скорость жидкости в сечении капилляра (дросселя) одинаковой и равной среднему значению, то потери давления в капилляре можно записать в общем виде:

$$\Delta p = k_{pQ} Q + \frac{p \ell}{f} \frac{dQ}{dt}, \quad (6.3)$$

где k_{pQ} и A – коэффициент крутизны перепадно-расходной характеристики и площадь поперечного сечения дросселя.

Турбулентные сопротивления (дроссели) вычислительных приборов часто представляют собой канал цилиндрической формы с малым отношением длины к диаметру. Расходы через турбулентные сопротивления определяются по выражениям (5.1) и (5.12). Так как в этих дросселях чаще зависимость между расходом и перепадом давления квадратичная, то их называют квадратичными турбулентными дросселями. Если истечение воздуха через турбулентное сопротивление происходит при небольших перепадах Δp , то расход:

$$Q = a \sqrt{p_{вх} - p_{вых}} = a \sqrt{\Delta p}, \quad (6.4)$$

где $a = \mu \epsilon A \sqrt{2 p_{вх}}$ – постоянный коэффициент; μ – коэффициент расхода; ϵ – поправочный коэффициент, учитывающий изменение плотности воздуха при протекании его через дроссель; $p_{вх} = \text{const}$ – плотность воздуха перед входом в дроссель.

Наряду с постоянными дросселями в вычислительных приборах непрерывного действия используются управляемые дроссели (сопротивления), например, типа сопло-заслонка, цилиндр-шарик и др. Линейные ламинарные дроссели относятся к активным сопротивлениям r_a . Однако они также обладают реактивным (индуктивным) сопротивлением L , величина которого повышается с увеличением длины капилляра или уменьшением его диаметра, так как появляются эффекты, связанные с волновыми процессами.

В выражении (6.3) эти сопротивления равны:

$$r_a = k_{pQ}; \quad L = p \ell / A. \quad (6.5)$$

Реактивные емкостные сопротивления C в пневматических и гидравлических вычислительных приборах создаются с помощью поршневых, мембранных и сильфонных аккумуляторов (конденсаторов), схемы которых показаны соответственно на рис. 6.1, а, б, в. В них накопление пневматического (гидравлического) заряда осуществляется за счет изменения объема в зависимости от разности давлений, приложенной к элементу. При отсутствии упора перемещение поршня (мембраны):

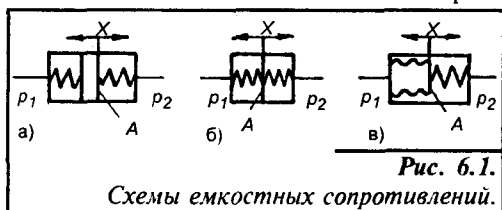


Рис. 6.1.

Схемы емкостных сопротивлений.

$$x = A_n (p_1 - p_2) / C_n, \quad (6.6)$$

где A_n — эффективная площадь поршня (мембраны, сильфона); C_n — жесткость пружины (сильфона).

Масса воздуха (жидкости), находящаяся в рабочей полости (сильфоне) аккумулятора:

$$m = V_0 \rho + x A \rho, \quad (6.7)$$

где V_0 — начальный объем рабочей полости; ρ — плотность рабочего тела.

Дифференцируя выражение (6.7) с учетом уравнения (6.6) и $p_1 = \text{const}$ (для часто встречающихся случаев), получим:

$$\frac{dm}{dt} = A \rho \frac{dx}{dt},$$

или

$$Q = A \rho \frac{d[A(p_1 - p_2) / C_n]}{dt} = \frac{A^2 \rho}{C_n} \frac{d(p_1 - p_2)}{dt}. \quad (6.8)$$

Пневматическая (гидравлическая) емкость равна:

$$C_r = A^2 \rho / C_n. \quad (6.9)$$

Тогда:

$$Q = C_r \frac{d(\Delta p)}{dt}. \quad (6.10)$$

Это уравнение является аналогом выражения для электрического конденсатора:

$$J = c \frac{dU}{dt},$$

где J и U — ток и напряжение на конденсаторе; c — электрическая емкость.

Из выражения (6.10) перепад давлений:

$$\Delta p = \frac{1}{C_r} \int Q_m dt. \quad (6.11)$$

6.1. Гидравлические и пневматические блоки вычислительных приборов непрерывного действия

Гидравлические и пневматические вычислительные устройства, системы регулирования и управления содержат различные функциональные блоки, осуществляющие функции получения какой-то информации, ее обработки, последующей передачи и воздействия на объект управления или регулирования. Вычислительные блоки выполняют разные математические операции. К ним относятся блоки суммирования (сумматоры), осу-

шествяющие суммирование входных сигналов, блоки интегрирования (интеграторы), производящие интегрирование входной переменной (по переменной время), блоки дифференцирования (дифференциаторы), дифференцирующие входную переменную, блоки перемножения, различные блоки нелинейных функций, реализующие устройства памяти, задержки сигналов и др.

Составным элементом большинства гидравлических и пневматических вычислительных блоков является решающий усилитель. Схема пневматического решающего усилителя показана на рис.6.2,а. В схеме гидравлического усилителя учитываются только условные изображения, принятые для гидравлических систем. Такой элемент содержит усилительное устройство 2, а также сопротивления 1 и 3, установленные соответственно на входе и в обратной связи усилителя.

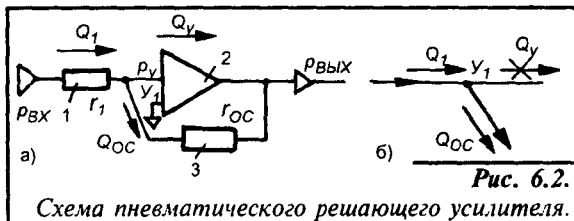


Рис. 6.2.

Схема пневматического решающего усилителя.

Совокупность элементов, через которые осуществляется передача выходного сигнала на вход усилителя, является цепью обратной связи (ОС) последнего. Если с помощью ОС увеличивается результирующая величина входной переменной, то ОС называют положительной, если уменьшается — ОС отрицательная. Обычно входной и выходной сигналы усилителя имеют разные знаки. На основании закона узлов алгебраическая сумма расходов в узле Y_1 (рис.6.2,б) равна нулю, или:

$$Q_1 = Q_{oc} + Q_y, \tag{6.12}$$

где Q_1 и Q_{oc} — расход рабочего тела соответственно через входное сопротивление и цепь ОС; Q_y — расход от узла Y_1 к усилительному устройству 2 ($Q_y \neq 0$). С учетом выражения (6.2) преобразуем уравнение (6.12) к виду:

$$\frac{p_{вх} - p_{вых}}{r_1} = \frac{p_1 - p_{вых}}{r_{oc}}, \tag{6.13}$$

или

$$p_{вых} = -\frac{r_{oc}}{r_1} p_{вх} + \frac{r_1 + r_{oc}}{r_1} p_y. \tag{6.14}$$

Так как $p_1 = p_{вх} / K_v$, а коэффициент усиления K_y имеет обычно большое значение ($K_y \rightarrow \infty$ или $K_y \gg 1$), способствующее уменьшению погрешности основных операций, выполняемых усилителем, то $p_y = 0$. Тогда:

$$p_{вых} = -\frac{r_{oc}}{r_1} p_{вх}, \tag{6.15}$$

или

$$p_{вых} = -k p_{вх}, \tag{6.16}$$

где k — коэффициент передачи (пропорциональности).

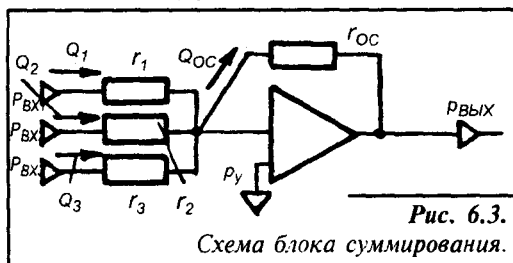


Рис. 6.3.

Схема блока суммирования.

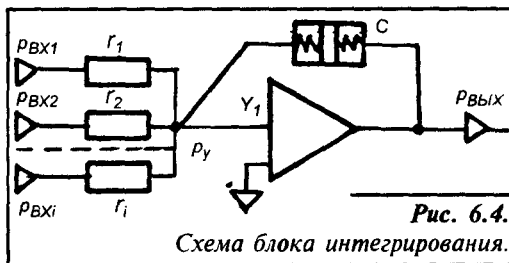


Рис. 6.4.

Схема блока интегрирования.

Если в усилителе (рис.6.2,а) сопротивления r_1 и r_{oc} равны, то $k=1$ и $p_{вых} = -p_{вх}$, т.е. только изменится знак входного сигнала на выходе и усилитель работает как обычный инвертор. Установка на входе решающего усилителя нескольких активных сопротивлений и в цепи ОС одного активного сопротивления (рис.6.3) позволяет получить блок суммирования (сумматор). Учитывая все входы и делая аналогичные рассуждения, как и для решающего усилителя, получим:

$$p_{вых} = - \left(\frac{r_{oc}}{r_1} + \frac{r_{oc}}{r_2} + \frac{r_{oc}}{r_3} \right) (p_{вх1} + p_{вх2} + p_{вх3}) \quad (6.17)$$

или

$$p_{вых} = - \sum_{i=1}^3 \frac{r_{oc}}{r_i} p_{вхi} = - \sum_{i=1}^3 K_i p_{вхi}, \quad (6.18)$$

где K_i – коэффициент передачи по i -му входу.

Если сумматор имеет n входов, то:

$$p_{вых} = - \sum_{i=1}^n K_i p_{вхi} \quad (6.19)$$

В случае установки на входе решающего усилителя активных сопротивлений, а в цепи ОС реактивного емкостного сопротивления (см. рис.6.1), получим блок интегрирования, схема которого приведена на рис.6.4.

С учетом выражений (6.1, 6.2 и 6.10) запишем уравнение для узла Y_i :

$$\frac{p_{вх1} - p_y}{r_1} + \frac{p_{вх2} - p_y}{r_2} + \dots + \frac{p_{вхи} - p_y}{r_i} = C \frac{d(p_y - p_{вых})}{dt} \quad (6.20)$$

Выше показано, что $p_y = 0$, следовательно:

$$\begin{aligned} p_{вых} &= - \int_0^\tau \left(\frac{p_{вх1}}{r_1 C} + \frac{p_{вх2}}{r_2 C} + \dots + \frac{p_{вхи}}{r_i C} \right) dt = \\ &= - \int_0^\tau (p_{вх1} K_1 + p_{вх2} K_2 + \dots + p_{вхи} K_i) dt, \end{aligned} \quad (6.21)$$

где $K_1 = 1/r_1 C$; $K_2 = 1/r_2 C$; ... ; $K_i = 1/r_i C$; – коэффициенты передачи по каждому входу интегратора; τ – время интегрирования; $r_i C = T_{ui}$ – постоянная интегрирования. Если на входе решающего усилителя устанавливается реактивное емкостное сопротивление, а в обратной цепи – активное, то получается блок дифференцирования (рис.6.5). В этом случае уравнение имеет вид:

$$C = \frac{d(p_{вх} - p_y)}{dt} = \frac{p_y - p_{вых}}{r_{oc}}, \quad (6.22)$$

или при $p_y = 0$

$$p_{вых} = -C r_{oc} \frac{dp_{вх}}{dt}, \quad (6.23)$$

где $C r_{oc} = T_d$ – постоянная дифференцирования.

Пневматический интегратор замкнутого типа с отрицательной ОС, построенный на элементах УСЭППА, приведен на рис.6.6. В качестве усилителя использовано трехмем-

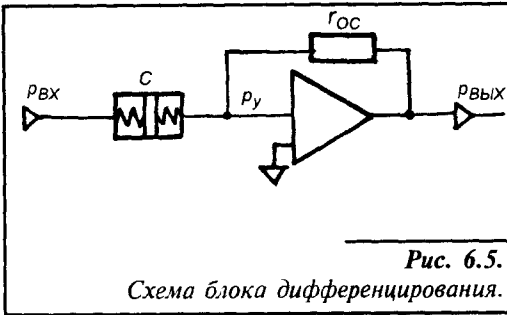


Рис. 6.5.

Схема блока дифференцирования.

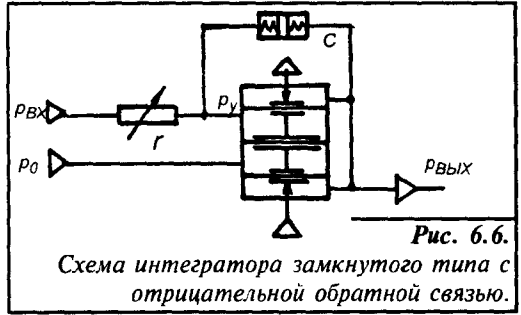


Рис. 6.6.

Схема интегратора замкнутого типа с отрицательной обратной связью.

бранное реле, но можно применять и другие элементы УСЭППА. Уравнение для этого интегратора получается аналогично, как и выражение (6.21). При больших значениях коэффициентов усиления K_y , давление $p_y = p_0$, а:

$$p_{вх} - p_0 = -\frac{1}{rc} \int_0^{\tau} (p_{вх} - p_0) dt, \quad (6.24)$$

где $p_0 = const$ — давление, обеспечивающее условный нуль; τ — время интегрирования.

Аналогично можно построить дифференциатор с отрицательной ОС (рис.6.7). Дифференцирование и одновременное инвертирование входного сигнала происходит по уравнению:

$$p_{вых} - p = -rc \frac{d(p_{вх} - p_0)}{dt} = -T_d \frac{d(p_{вх} - p_0)}{dt}. \quad (6.25)$$

Одно из мембранных суммирующих устройств показано на рис.6.8. Здесь схема усилителя построена так, что полость 1 сообщается с выходом последнего через ОС. Поэтому усилие на штоке, развиваемое действием входных сигналов под давлениями p_1, p_2 и p_3 на мембраны, компенсируется усилием от действия давления $p_{вых}$. Равновесие сил на мембранном блоке 2 описывается уравнением:

$$(p_{вых} - p_1)A + (p_1 - p_2)A_1 + (p_2 - p_3)A + (p_3 - p_{вых})A_1 + (p_{вых} - p_{вых})A = 0 \quad (6.26)$$

где A и A_1 — эффективные площади малых и больших мембран. Откуда уравнение мембранного сумматора:

$$p_{вых} = p_1 - p_2 + p_3. \quad (6.27)$$

Получили распространение интеграторы и дифференциаторы, включающие в себя мембранные сумматоры и аperiodическое (инерционное) звено, реализованное с по-

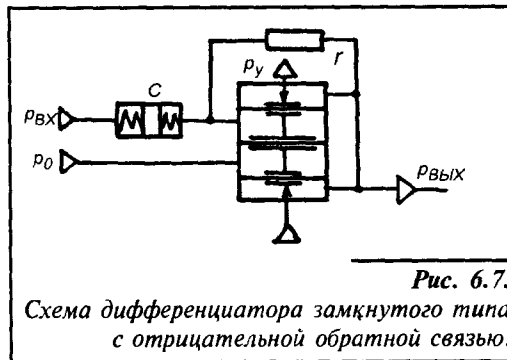


Рис. 6.7.

Схема дифференциатора замкнутого типа с отрицательной обратной связью.

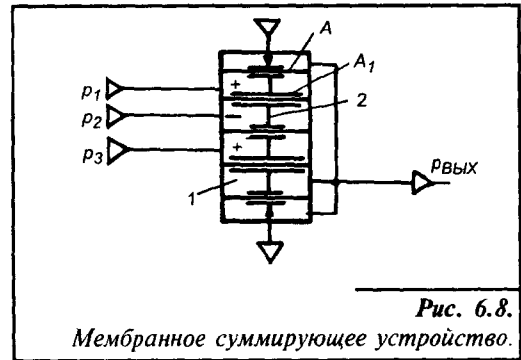


Рис. 6.8.

Мембранное суммирующее устройство.

мощью дросселя сопротивлением r и пневмемкости объемом V (рис.6.9,а).

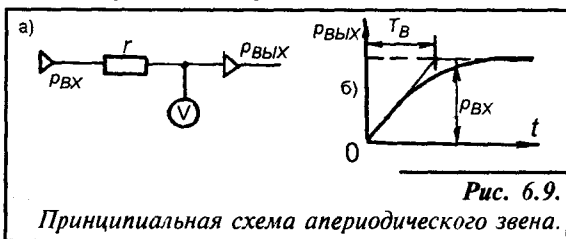


Рис. 6.9.

Принципиальная схема аperiodического звена.

Приняв расход через дроссель равным подаче в пневмемкость, получим:

$$\frac{p_{вх} - p_{вых}}{r} = \frac{V}{kRT} \frac{dp_{вых}}{dt},$$

или

$$T_c \frac{dp_{вых}}{dt} + p_{вых} = p_{вх}, \quad (6.28)$$

где r – сопротивление дросселя; k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура газа; $T_c = rC$ – постоянная времени аperiodического звена; $C = V/kRT$ – аккумулирующая способность пневмемкости.

При скачкообразном изменении $p_{вх}$ можно записать:

$$p_{вых} = p_{вх} (1 - e^{-t/T_c}) \quad (6.29)$$

Кривая 2, построенная по этому выражению, приведена на рис.6.9.б. Прямая 1 является касательной к кривой 2 в начале координат. Согласно уравнению (6.28) передаточная функция звена:

$$W(s) = \frac{1}{T_c s + 1}, \quad (6.30)$$

где S – комплексная переменная.

Интегрируя уравнение (6.28), получим:

$$p_{вых} = \frac{1}{c} \int_0^{\tau} \frac{p_{вх} - p_{вых}}{r} dt \quad (6.31)$$

или

$$p_{вых} = \frac{1}{c} \int_0^{\tau} Q dt, \quad (6.32)$$

где τ – время интегрирования; Q – расход газа (воздуха) через дроссель.

Это звено является простейшим интегрирующим устройством, но точность интегрирования оно обеспечивает малую, так как расход создается не входным давлением, а разностью $p_{вх} - p_{вых}$. На рис.6.10,а показана схема интегрирующего звена, реализованного на

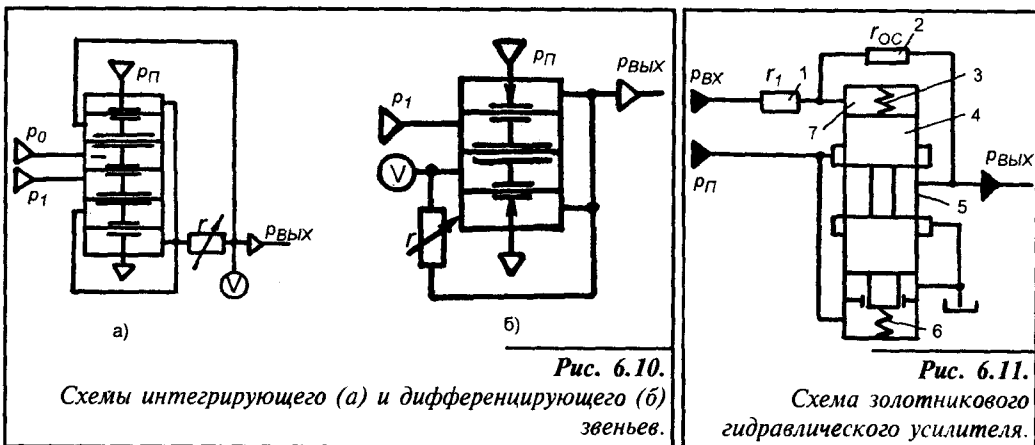


Рис. 6.10.

Схемы интегрирующего (а) и дифференцирующего (б) звеньев.

Рис. 6.11.

Схема золотникового гидравлического усилителя.

основе четырехходового усилителя-сумматора и апериодического звена. Работа этого устройства описывается уравнением:

$$p_{\text{вых}} = \frac{1}{Cr} \int_0^t (p_1 - p_0) dt. \quad (6.33)$$

Передаточная функция имеет вид:

$$W(s) = \frac{1}{T_u s},$$

где $Cr = T_u$ — постоянная интегрирования; p_0 — давление, принятое за условный нуль.

Закон регулирования и передаточная функция дифференцирующего устройства, выполненного на элементах УСЭППА (рис. 6.10, б), имеет вид:

$$p_{\text{вых}} = T_o \frac{dp_1}{dt} + p_1; \quad (6.34)$$

$$W(s) = T_o s + 1.$$

На рис. 6.11 приведена схема золотникового однокаскадного гидравлического усилителя. К нему подводятся входной сигнал $p_{\text{вх}}$ и рабочая жидкость под давлением p_n . Коэффициент передачи усилителя зависит от величины входного сопротивления 1 и сопротивления 2 в цепи ОС. Золотник 4 размещен в корпусе 5, Жесткости пружин 3 и 6 обеспечивают пропорциональность между положением золотника 4 и приращением давления в камере управления 7. Такие усилители могут применяться при высоких величинах p_n и в системах, к которым предъявляется высокое быстродействие.

6.2. Пневматические и гидравлические регуляторы

В составе пневматических и гидравлических комплексов имеется ряд разновидностей регулирующих устройств, отличающихся главным образом законом регулирования (алгоритмом работы регулятора). Регуляторы непрерывного действия строят на базе сумматоров, интеграторов и других элементов, рассмотренных в разделе 6.1. Из этих элементов собирают устройства, реализующие любой закон регулирования.

Регуляторы с пропорциональным законом регулирования называются **пропорциональными регуляторами** (П-регуляторами). Их можно реализовать по различным схемам. В динамическом отношении П-регуляторы являются усилительным звеном (см. раздел 6.1). Переходные процессы и передаточную функцию $W_n(s)$ его можно описать уравнениями:

$$p_{\text{вых}} = k_p p_{\text{вх}}. \quad (6.35)$$

$$W_n(s) = k_p, \quad (6.36)$$

где $p_{\text{вх}}$ — входное воздействие на регулятор, равное отклонению ε регулируемой величины от заданного значения; $p_{\text{вых}}$ — воздействие регулятора на регулируемый орган, направленное на ликвидацию отклонения регулируемой величины; k_p — коэффициент передачи регулятора.

Системы с П-регулятором всегда имеют установившуюся ошибку регулирования по каналу возмущающего воздействия, а при статическом объекте — и по каналу задающего воздействия. Уменьшение ошибки регулирования осуществляется с помощью оптимального выбора коэффициента k_p , но ее полная ликвидация невозможна в системе с П-регулятором. Закон регулирования последнего является статическим. При большой скорости отклонения регулируемой величины такой регулятор оказывает слабое регулирующее воздействие на объект.

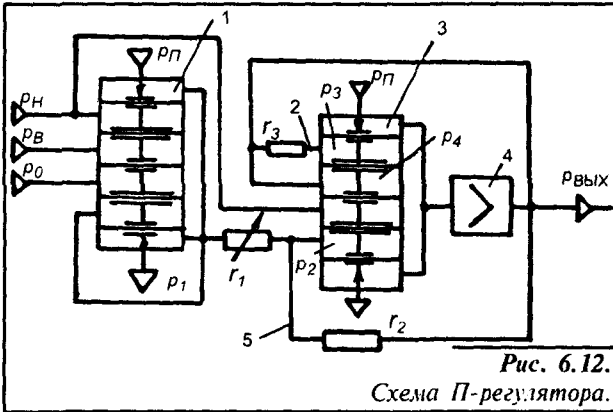


Рис. 6.12.

Схема П-регулятора.

приборами. Сигнал рассогласования $\Delta p = p_B - p_0$. Давление на выходе сумматора 1 записывается в виде:

$$p_1 = p_n - p_o + p_o. \quad (6.37)$$

Усилитель 3 усиливает давления p_n и p_1 . На его вход через сопротивление r_2 подается сигнал отрицательной ОС с выхода усилителя мощности 4, что способствует повышению точности работы последнего. Давление на выходе усилителя 3:

$$p_{вых} = (p_3 - p_4 + p_n - p_2) K_y, \quad (6.38)$$

где K_y — коэффициент усиления.

В статическом режиме при $p_3 = p_4$ и большом значении K_y :

$$p_2 = p_n. \quad (6.39)$$

На основании выражений (6.1) и (6.2):

$$p_2 = (r_2 p_1 + r_1 p_{вых}) / (r_1 + r_2) \quad (6.40)$$

или с учетом равенства (6.39):

$$p_{вых} = K_y (p_n - p_1) + p_n, \quad (6.41)$$

где $K_y = r_2 / r_1$.

После преобразования уравнений (6.37) и (6.41) получим зависимость, описывающую закон регулирования П-регулятора:

$$p_{вых} = K_y (p_n - p_o) + p_n. \quad (6.42)$$

Включение в положительной ОС 2 сопротивления r_2 затормаживает автоколебания при интенсивных изменениях давлений на входе регулятора. Положительная и отрицательная ОС 2 и 5 воздействуют на мембранный узел усилителя 3, гасят автоколебания и компенсируют друг друга в статическом режиме работы.

Регуляторы с интегральным законом регулирования называются **интегральными регуляторами** (И-регуляторами). Их переходные процессы и передаточная функция описываются уравнениями:

$$p_{вых} = k_p \int_0^t p_{вх} dt; \quad (6.43)$$

$$W_{II}(S) = K_p / S. \quad (6.44)$$

В динамическом отношении этот регулятор является интегрирующим звеном. Он поддерживает точное заданное значение регулируемой величины, но применяется самостоятельно редко, так как на его выходе медленно нарастает регулирующее воздействие при значительном отклонении регулируемой величины. Поэтому чаще объединяют П-регулятор с И-регулятором, в результате чего получают **пропорционально-интегральный регулятор (ПИ-регулятор)**.

Схема одного из таких регуляторов приведена на рис. 6.13. Он отличается от П-регулятора тем, что кроме сумматора 1, усилителя давления 3 и усилителя мощности 4 содержит интегратор 2, устраняющий остаточное отклонение параметра, возникающего при работе пропорционального регулятора.

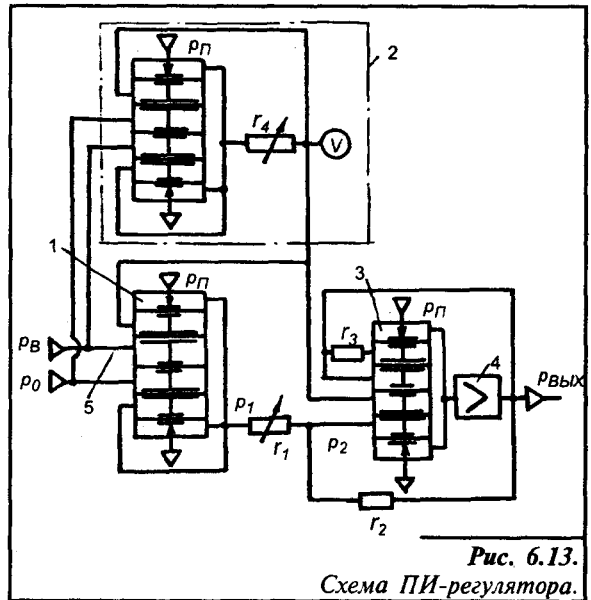


Рис. 6.13. Схема ПИ-регулятора.

Уравнение, описывающее закон регулирования ПИ-регулятора, получается на основе преобразований выражений (8.33) и (6.42) и имеет вид:

$$p_{\text{вых}} = K_p (p_e - p_o) + \frac{1}{T_i} \int (p_e - p_o) dt. \quad (6.45)$$

Передаточная функция ПИ-регулятора:

$$W_{\text{ПИ}}(S) = k_p + 1/(T_i S) \quad (6.46)$$

При настройке регулятора на очень большую величину T_i он превратится в П-регулятор, а при очень малых значениях K_p — в И-регулятор. Отклонение регулируемой величины от заданного значения мгновенно вызовет срабатывание пропорциональной (статической) части регулятора, а затем интегральной (астатической) части.

П-регуляторы оказывают на объект существенное регулирующее воздействие, когда регулируемая величина имеет значительное отклонение от заданного, а И-регуляторы постоянно наращивают регулирующее воздействие по интегралу, но они не могут упредить ожидаемое отклонение регулируемой величины, т.к. реагируют только на изменяющиеся в данный момент нарушения технологического процесса.

Желательно иметь регулятор, вырабатывающий воздействие пропорционально скорости отклонения регулируемой величины от заданного значения, то есть:

$$p_{\text{вых}} = T_d \frac{dp_{\text{вх}}}{dt}, \quad (6.47)$$

где T_d — постоянная времени дифференцирования.

Передаточная функция $W_d(S)$ регуляторов с дифференциальным законом регулирования имеет вид:

$$W_d(S) = T_d S. \quad (6.48)$$

Данные регуляторы в динамическом отношении являются дифференцирующим звеном. Они отдельно для регулирования не применяются, так как не реагируют на посто-

янное отклонение регулируемой величины. Дифференциальные регуляторы (Д-регуляторы) обычно входят в состав пропорционально-дифференциальных регуляторов (ПД-регуляторов) или являются частью пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторов (ПИД-регуляторов).

Закон регулирования и передаточная функция $W_{ПД}(S)$ ПД-регулятора описывается уравнениями:

$$p_{вых.} = K_p p_{вх.} + T_d \frac{dp_{вх.}}{dt}; \quad (6.49)$$

$$W_{ПД}(S) = K_p + T_d S. \quad (6.50)$$

Для ПИД-регулятора они имеют вид:

$$p_{вых.} = K_p p_{вх.} + \frac{1}{T_u} \int p_{вх.} dt + T_d \frac{dp_{вх.}}{dt}; \quad (6.51)$$

$$W_{ПИД}(S) = (T_d T_u S^2 + k_p T_u S + 1)(T_u S) \quad (6.52)$$

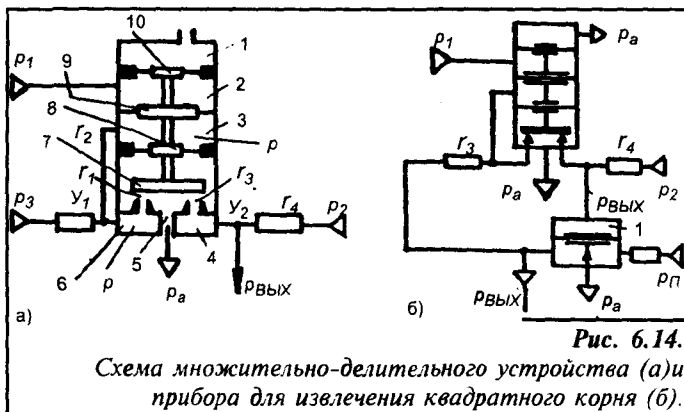
Скачкообразное изменение регулируемого сигнала вызывает в начальный момент времени мгновенное большое воздействие на регулирующий орган, после чего под действием пропорциональной части регулятора это воздействие уменьшается, а затем вступает в работу интегральная часть.

В регуляторах с дифференциальной частью включаются дифференцирующие звенья (рис. 6.5 и 6.10, б). Например, для получения ПИД-регулятора на элементах УСЭППА необходимо дополнительно в схему (рис. 6.13) включить на входе сумматора 1 в цепь 5 дифференциатор, изображенный на рис. 6.10, б.

Все рассмотренные регуляторы могут строиться на мембранных, сильфонных или струйных элементах.

6.3. Множительно-делительные устройства и приборы для извлечения квадратного корня

Схема одного из пневматических множительно-делительных устройств (МДУ) приведена на рис. 6.14, а. Два управляемых сопротивления r_2 и r_3 типа сопло-заслонка перекрываются одной заслонкой 7, жестко связанной с жесткими центрами малых мембран 3, 10 и большой мембраны 9. Полости 1 и 5 сообщаются с атмосферой, в которой давление $p_a = 0$. Оценка входных и выходных величин мембранных устройств оценивается давлениями, измеряемыми в технических атмосферах.



При установившемся процессе в полостях 3 и 6 давления равны величине p . К полости 2 подводится воздух под давлением p_1 . Полость 4 соединяется с выходом.

Если перепады давлений на пневмосопротивлениях $r_1 \dots r_4$ невелики, то используя формулу (6.2) на основании закона узлов можно записать следующие выражения. Для узлов Y_1 и Y_2 :

Рис. 6.14.

Схема множительно-делительного устройства (а) и прибора для извлечения квадратного корня (б).

$$\frac{p_3 - p}{r_1} = \frac{p - p_a}{r_2}; \quad \frac{p_2 - p_{\text{вых.}}}{r_4} = \frac{p_{\text{вых.}} - p_a}{r_3}.$$

После преобразований с учетом $p_a=0$ получим:

$$p = \frac{r_2}{r_1 + r_2} p_3; \tag{6.53}$$

$$p_{\text{вых.}} = \frac{r_3}{r_4 + r_3} p_2. \tag{6.54}$$

Если система находится в равновесии, то $p_1=p$.

Тогда выражения (6.53) и (6.54) будут иметь вид:

$$p_1 = \frac{r_2}{r_1 + r_2} p_3;$$

$$p_{\text{вых.}} = \frac{r_3}{r_4 + r_3} p_2 = \frac{r_3}{r_4 + r_3} \frac{r_1 + r_2}{r_2} \frac{p_1 p_2}{p_3}.$$

Приняв $r_1=r_4$ и $r_2=r_3$, получим:

$$p_{\text{вых.}} = \frac{p_1 p_2}{p_3} \tag{6.55}$$

В процессе работы МДУ необходимо соблюдать неравенство $p_3 \geq p_1$, иначе произойдет полное закрытие сопла. Давление $p_{\text{вых}}$ на выходе прибора всегда меньше p_2 .

Если принять p_2 равным одной технической атмосфере ($p_2=1 \text{ атм.} = \text{const}$), то выражение (6.55) примет вид:

$$p_{\text{вых.}} = p_1 / p_3.$$

Таким образом МДУ в этом случае осуществляет операцию деления. При $p_3=1$ выполняется операция умножения:

$$p_{\text{вых.}} = p_1 p_2$$

а при $p_3=1 \text{ атм.}$ и $p_2=p_1$ МДУ работает как квадрататор:

$$p_{\text{вых.}} = p_1 p_1 = p_1^2.$$

Если выход МДУ (рис.6.14,а) соединить через повторитель 1 (рис.6.14,б) с пневматическим сопротивлением r_3 и принять $p_2=1 \text{ атм.}$, то $p_3=p_{\text{вых}}$ и выражение (6.55) будет иметь вид:

$$p_{\text{вых.}} = p_1 / p_{\text{вых.}} \text{ или } p_{\text{вых.}} = \sqrt{p_1}. \tag{6.56}$$

Таким образом получена схема (рис.6.14,б) прибора для извлечения квадратного корня. Существуют и другие схемы МДУ и приборов для извлечения квадратного корня. Используя элементы УСЭППА и разнотипные сопротивления можно создать устройство, реализующее операции извлечения квадратного корня и возведения в квадрат. На рис.6.15. показана схема прибора для извлечения квадратного корня, содержащего сумматор 1, турбулентное 2 и ламинарное 3 сопротивления и пневмоповторитель 4.

На основании зависимостей (6.2) и (6.4) для узла $У_1$ можно записать равенство расходов:

$$a \sqrt{p_0 - p_{\text{вых.}}} = \frac{p_{\text{вых.}} - p_a}{r_2}, \quad \text{или} \quad r_2 a \sqrt{p_{\text{вых.}} + p_{\text{вых.}} - p_a} = p_{\text{вых.}} - p_a.$$

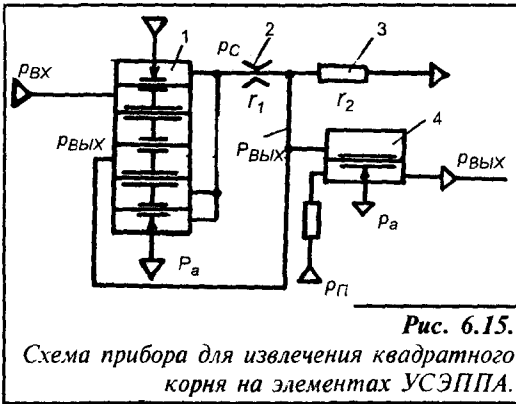


Рис. 6.15.

Схема прибора для извлечения квадратного корня на элементах УСЭППА.

Так как $B=ar_2$ – постоянный коэффициент и $p_a=0$, то:

$$P_{\text{вых}} = B\sqrt{P_{\text{вх}}}. \quad (6.57)$$

Возведение в квадрат осуществляется, если в схеме (рис.6.15) сопротивления 2 и 3 поменять местами. Тогда:

$$P_{\text{вых}} = Bp_{\text{вх}}^2, \quad (6.58)$$

где B – постоянный коэффициент.

Кроме МДУ прямого действия могут быть построены такие устройства косвенного действия.

6.4. Линейные пульсирующие сопротивления и их использование в приборах непрерывного действия

Линейное пульсирующее сопротивление позволяет получить линейную зависимость

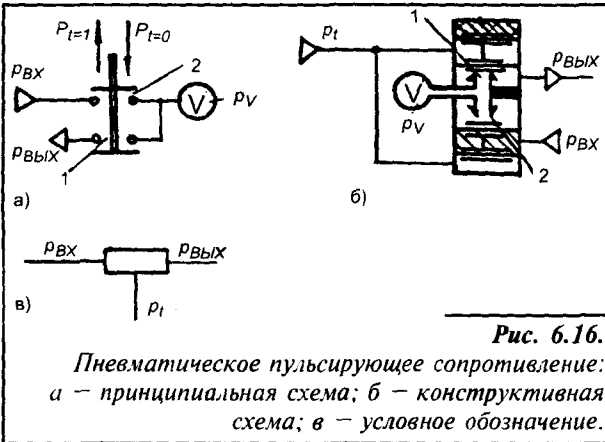


Рис. 6.16.

Пневматическое пульсирующее сопротивление: а – принципиальная схема; б – конструктивная схема; в – условное обозначение.

расхода в широком диапазоне перепада давлений, что не обеспечивается обычными пневматическими сопротивлениями. Оно в ряде пневмоприборов (система СТАРТ) оформляется конструктивно, как самостоятельный элемент. Такой пульсирующий дроссель построен на узле памяти 2-го вида и представляет собой комбинацию соединения пневмоклапана и емкости (рис.6.16). Его функции – запоминание количества воздуха в замкнутом объеме и преобразование давления в прерывистый расход. Для постоянства величины емкости

объем V должен быть замкнутым, но при осуществлении вычислительной операции он должен сообщаться с выходными и входными линиями, то есть быть разомкнутым. Работа сопротивления как бы прерывистая – чередуются операции вычисления и сообщения с подводящими линиями. Величины давления p , объема V , массы газа m , температуры T связаны уравнением состояния газа:

$$pV = mRT, \quad (6.59)$$

где R – газовая постоянная.

При $T=const$ и $V=const$ масса газа зависит от величины давления p . Если управляющий сигнал отсутствует (давление $p_t=0$), то контакт 2 замкнут, а контакт 1 разомкнут (рис.6.16.а). Это соответствует открытому клапану 2 и закрытому клапану 1 (рис.6.16.б).

В этом случае масса газа в емкости:

$$m_t = \rho_t V = p_{\text{вх}} V / (RT). \quad (6.60)$$

Когда подача управляющего сигнала осуществлена ($p_t=I$), открывается клапан 1 и за-

крывается клапан 2. Тогда количество газа в емкости:

$$m_2 = \rho_2 V = \frac{p_{\text{вых}} V}{RT}. \quad (6.61)$$

За один период действия синхронизирующего сигнала p , проходит из входа на выход количество воздуха:

$$\Delta m = m_1 - m_2$$

или

$$\Delta m = \frac{V}{RT} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) \quad (6.62)$$

За n периодов:

$$m = \frac{Vn}{RT} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})$$

или

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{RT} \frac{dn}{dt} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) \quad (6.63)$$

При частоте f действия синхронизирующего сигнала в одну секунду:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{Vf}{RT} (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}) = K \Delta p, \quad (6.64)$$

где K — проводимость сопротивления между точками подключения входной и выходной линий, зависящая от частоты синхронизирующего импульса (сигнала).

Высокая f определяет работу сопротивления в дискретном режиме и приближает величину сопротивления к непрерывному (погрешность $\pm 0.5\%$).

Пulsирующие сопротивления могут быть использованы в различных вычислительных приборах. Например, на этих сопротивлениях строятся множително-делительные устройства (МДУ) прямого действия (рис. 6.17) или косвенного действия.

МДУ содержит генератор 1, работающий с частотой $f_1 = \text{const}$ для переключения контактов

пulsирующих сопротивлений r_2 и r_3 . Величины pulsирующих сопротивлений r_1 и r_4 изменяются пропорционально частоте f_2 импульсов, которые получают в преобразователе 3, преобразующем выходное давление p_y усилителя 2 в частоту.

Аналогично выводу уравнений (6.53) и (6.54) можно записать:

$$p = \frac{r_1}{r_1 + r_3} p_3; \quad (6.65)$$

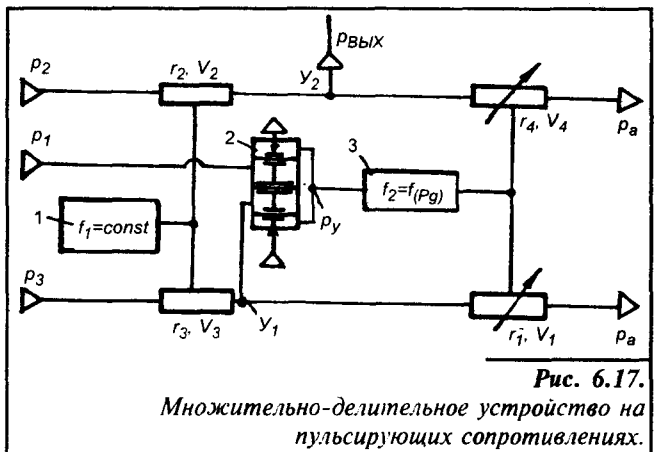


Рис. 6.17. Множително-делительное устройство на pulsирующих сопротивлениях.

$$P_{\text{вых}} = \frac{r_4}{r_2 + r_4} P_4. \quad (6.66)$$

При равновесном состоянии усилителя $p_1 = p$ выражения (6.65) и (6.66) имеют вид:

$$P_1 = \frac{r_1}{r_1 + r_3} P_3; \quad (6.67)$$

$$P_{\text{вых}} = \frac{r_4}{r_2 + r_4} \frac{r_1 + r_3}{r_1} \frac{P_1 P_2}{P_3}, \quad (6.68)$$

Пульсирующие сопротивления $R_i = I/K_i$ выражаются зависимостями:

$$r_1 = \frac{RT}{V_1 f_0}; \quad r_2 = \frac{RT}{V_2 f_1}; \quad r_3 = \frac{RT}{V_3 f}; \quad r_4 = \frac{RT}{V_4 f_0}.$$

После подстановки этих величин в уравнение (6.68) получим:

$$P_{\text{вых}} = \frac{V_1 f_0 + V_3 f_1}{V_4 f_0 + V_2 f_1} \frac{V_2 f_1}{V_3 f} \frac{P_1 P_2}{P_3} = C \frac{P_1 P_2}{P_3}. \quad (6.69)$$

Если объемы пневмоёмкостей пульсирующих сопротивлений $V_2 = V_3$; $V_1 = V_4$ и частота $f = \text{const}$, то при любых частотах f_0 коэффициент $C = 1$, следовательно:

$$P_{\text{вых}} = \frac{P_1 P_2}{P_3}.$$

МДУ на пульсирующих сопротивлениях реализуют те же операции, что и аналогичные устройства, выполненные с управляемыми сопротивлениями типа сопло-заслонка (см. раздел 6.3). Такие МДУ могут быть реализованы и другими схемами.

Глава 7.

Элементы и устройства струйной техники

7.1. Преимущества и недостатки струйной техники

Надежность применяемых в настоящее время струйных элементов и приборов выше, чем других элементов автоматики. Она определяется правильностью выбора геометрии, качеством изготовления струйных элементов и тщательностью очистки воздуха от механических примесей. Особенно выгодно отличаются по надежности струйные элементы, работающие в условиях агрессивного воздействия окружающей среды.

Долговечность струйных элементов и систем управления определяется подбором соответствующего материала. Струйные элементы могут изготавливаться из металла или порошковых материалов, в этом случае долговечность их становится практически неограниченной.

Преимуществом струйных систем управления является их низкая стоимость, простота их настройки и небольшие затраты при эксплуатации, полная безопасность работы с ними, отсутствие опасности аварийного выхода из строя дорогостоящих узлов и блоков.

Элементы пневмоники могут работать в помещениях с повышенной запыленностью, влажностью, а при соответствующем выборе материала в кислотной и щелочной средах. Струйным элементам и приборам свойственна стойкость к температурным воздействиям. Созданы струйные элементы, работающие при температуре до 2000°С. При правильном выборе материала и принятии мер против выпадения конденсата и обледенения каналов обеспечивается работоспособность струйных устройств при низких температурах до -50°С и ниже. Струйные элементы и устройства хорошо переносят вибрацию. Стойкость к воздействию электрических и магнитных полей определяется самой природой рабочей среды (воздуха). Стойкость к радиационному воздействию позволяет использовать пневмонику в зонах высокой радиоактивности, где остальные элементы вообще не способны функционировать. Быстродействие струйных элементов уже сейчас в десятки раз выше электромеханических элементов (реле) и в сотни раз выше быстродействия пневматических элементов с механическими подвижными частями. Однако, скорость передачи сигналов ограничена скоростью распространения звука в воздухе. Поэтому пневмоника не может конкурировать с электроникой, в тех случаях, когда требуется за короткий промежуток времени обработать много информации. Но в системах управления различными технологическими операциями, системах контроля некоторых производственных процессов и т.д., где особое значение приобретает высокая надеж-

ность, а требуемое быстродействие не превышает возможностей струйных элементов, пневмоника находит широкое применение.

7.2. Устройство и принцип работы элементов струйной техники

С энергетической точки зрения элементы струйных систем делятся на два больших класса: активные и пассивные.

Струйные элементы называются активными, если к ним подводится поток газа (или жидкости) непосредственно от источников питания. Элементы, в которых используется энергия только входных (управляющих) сигналов, называются пассивными.

Все активные элементы являются усилителями. В них с помощью слабых входных (управляющих) сигналов осуществляется управление мощной струей питания.

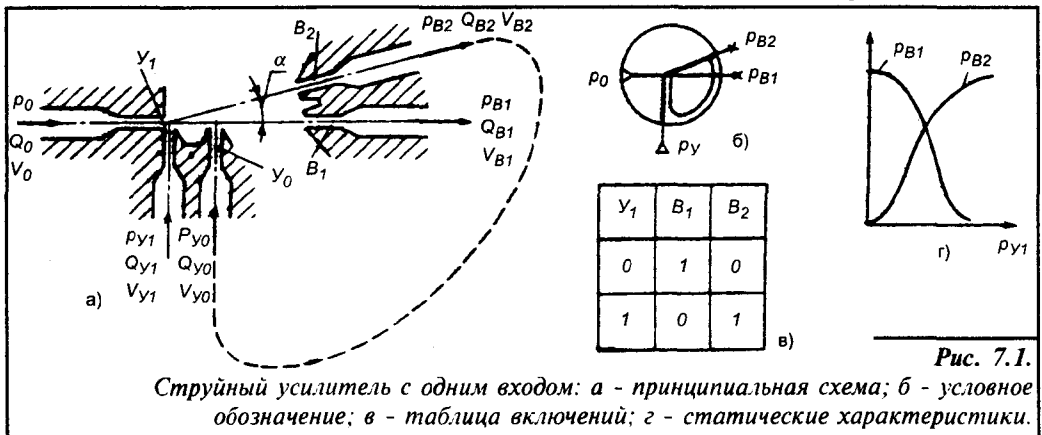
Активные струйные элементы в свою очередь можно разделить на две группы: пропорциональные (аналоговые) и дискретные. Струйные элементы называют пропорциональными (аналоговыми), если параметры выходной струи меняются непрерывно с изменением параметров входной (управляющей) струи. Элемент называют дискретным, если параметры выходной струи могут принимать только два дискретных значения, определяемых входным (управляющим) сигналом. Каждая из указанных групп активных струйных элементов состоит из ряда подгрупп. Деление на подгруппы производится по аэродинамическим эффектам, используемым при построении простейших струйных элементов.

При разработке активных пропорциональных (аналоговых) струйных элементов используются два основных физических закона: закон сохранения количества движения (взаимодействие свободных струй и закон сохранения момента количества движения (вихревые усилители).

Принцип действия многих дискретных элементов основан на взаимодействии струи со стенкой (эффект Коанда), турбулизации ламинарной питающей струи управляющей струей и кромочном эффекте.

Основными первичными струйными элементами дискретного действия являются реле, элементы памяти, генераторы колебаний, элементы, выполняющие логические операции. Основными первичными функциями активных элементов пропорционального действия является усиление давления и мощности, сравнение двух значений. Пассивные элементы — это элементы, выполняющие простейшие логические операции, а так же сопротивление, индуктивности, резонаторы, фильтры и емкости.

Комбинированный струйный усилитель с взаимодействием струй (рис.7.1) состоит, как минимум, из четырёх каналов: канала питания, канала управления Y_1 и выходных ка-



налов B_1 и B_2 . Струя из канала управления отклоняет питающую струю, при этом давление в канале B_1 уменьшается, а в канале B_2 растет. Для увеличения крутизны характеристики выходной канал B_2 может соединяться каналом положительной обратной связи (ПОС) с дополнительным каналом управления Y_0 .

Рассмотренный усилитель является комбинацией двух простейших (с одним выходом) усилителей первого и второго типа. У усилителя первого типа приёмный канал расположен на оси потока, вытекающего из канала питания. У усилителей второго типа приёмный канал смещен от оси потока, вытекающего из канала питания. В усилителе первого типа увеличение давления p_y приводит к уменьшению давления p_B и расхода Q_B (инверсия входного сигнала) в приёмном канале, а в усилителе второго типа увеличение давления p_y приводит к увеличению давления p_B и расхода Q_B .

Обычно выбирается соотношение $p_0/p_y=5$: при этом $p_B=(0,6...0,8)p_0$ и коэффициент усиления по давлению $K=p_B/p_y=3..4$.

Основные параметры, характеризующие струйные пневматические усилители аналогичны параметрам, применяемым для характеристики электронных ламп:

крутизна: $S = \frac{\partial Q_B}{\partial p_y}$; проводимость: $k = \frac{\partial Q_B}{\partial p_0}$;

статический коэффициент усиления по давлению: $K = \frac{p_B}{p_y}$;

входная проводимость: $k_{вх} = \frac{\partial Q_B}{\partial p_y}$ коэффициент усиления по расходу: $k_Q = \frac{\partial Q_B}{\partial Q_y}$;

коэффициент усиления по мощности: $K_p = \frac{\partial P_B}{\partial P_y}$

(где P_B и P_y — соответственно мощности на выходе и на входе усилителя).

Усилители, основанные на эффекте Коанда показаны на рис. 7.2 и 7.3. Усилитель на рис. 7.2 называется бистабильным, т.к. имеет два устойчивых состояния. При подаче воздуха в канал питания струя питания попадает в один из выходных каналов B_1 или B_2 . Пусть в начальный момент струя питания попадает в канал B_2 . При протекании струи вблизи внешней стенки C_2 выходного канала B_2 создается область малого давления. В результате струя питания остается в левом переключенном положении в устойчивом состоянии.

Если подвести управляющий сигнал к входному каналу Y_1 , то область малого давления между струей и внешней стенкой канала B_2 исчезнет, и струя переключится в правый выходной канал B_1 , при этом возникнет область малого

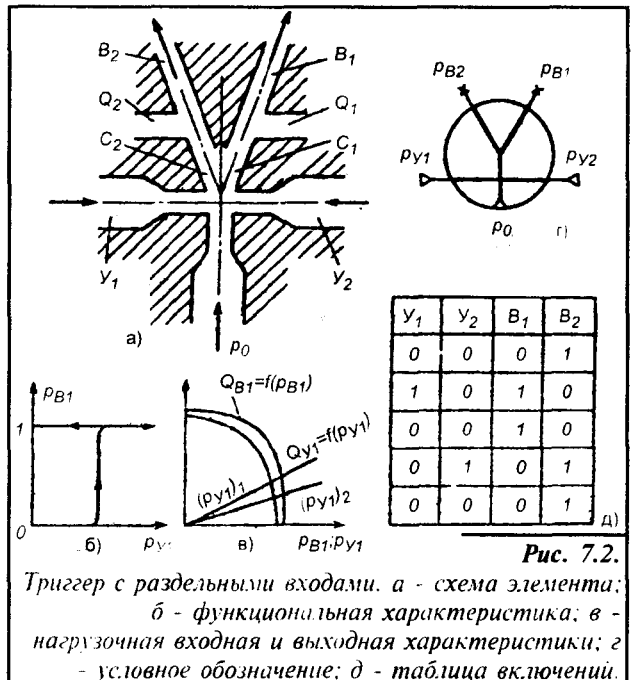


Рис. 7.2.

Триггер с отдельными входами. а - схема элемента; б - функциональная характеристика; в - нагрузочная входная и выходная характеристики; г - условное обозначение; д - таблица включений.

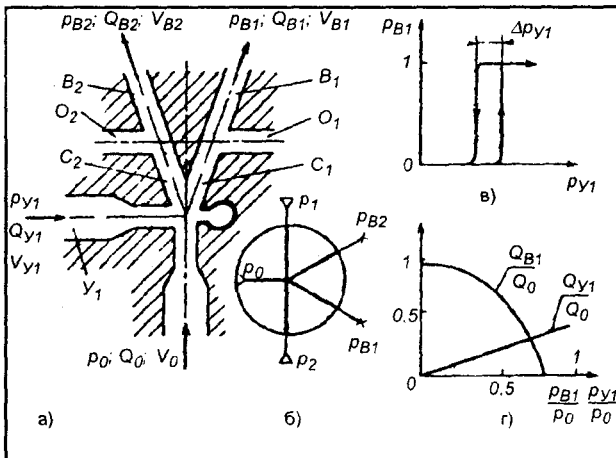


Рис. 7.3.

Релейный струйный элемент: а - схема элемента; б - условное обозначение модификации элемента; в - функциональная характеристика элемента; г - входная и выходная характеристики в относительных координатах.

ей питания и внешней стенкой C_1 канала B_1 не образуется, так как с этой стороны полость взаимодействия соединяется с атмосферой. При снятии управляющего сигнала в канале Y_1 струя питания возвращается в левый выходной канал. Моностабильные элементы называются реле.

Струйный триггер со счетным выходом (рис. 7.4) основан на использовании пристеночных течений и эффекте Коанда. Если струя питания, выходящая из канала 5, попала в выходной канал 1, то вследствие появления области малого давления между струей и стенкой образуется подсос воздуха из канала 3. В кольцеобразном канале 3 устанавли-

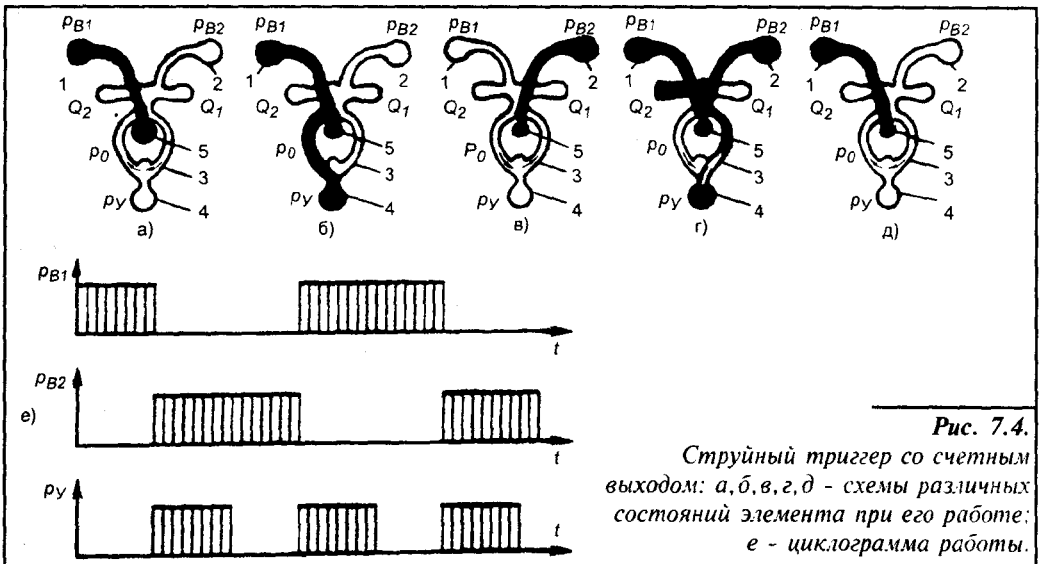


Рис. 7.4.

Струйный триггер со счетным выходом: а, б, в, г, д - схемы различных состояний элемента при его работе; е - циклограмма работы.

давления между струей и внешней стенкой C_1 канала B_1 . Струя сохраняет свое устойчивое состояние после снятия сигнала канала Y_1 . Переключение струи в выходной канал B_2 осуществляется подачей управляющего сигнала в канал Y_2 . Струя питания возвращается в левый выходной канал. Таким образом, получается запоминающее устройство. Эти устройства носят название триггеров, т.е. элементов, имеющих два устойчивых положения.

Бистабильный усилитель превращается в моностабильный, если один из его управляющих каналов соединить с атмосферой (рис. 7.3)

При переключении струи питания в правое положение области низкого давления между стру-

вается циркуляционное течение, направленное по часовой стрелке. При появлении первого счетного сигнала в канале 4, выходящая из этого канала струя, отклоняется циркуляционным течением влево. Под влиянием результирующего воздействия циркуляционного течения и управляющей струи в канале 3 струя питания перебрасывается в канал 2 и прилипает к его стенке. При этом образуется область малого давления между струей питания и стенкой, в результате чего меняется направление циркуляционного течения в канале 3. Появление второго счетного сигнала в канале 4 вызовет переборс струи питания и появление выходного сигнала в канале 1.

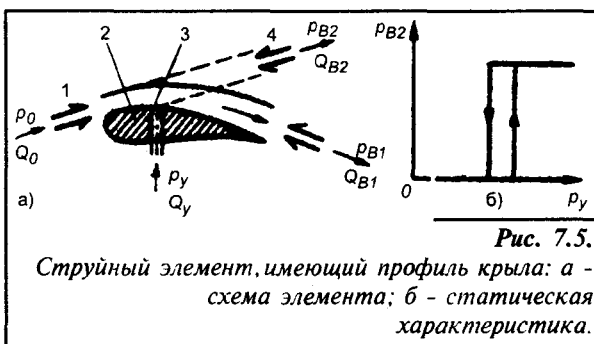


Рис. 7.5. Струйный элемент, имеющий профиль крыла: а - схема элемента; б - статическая характеристика.

Таким образом, при последовательной подаче сигналов по управляющему каналу 4 выходит сигналы в канале 1 появляются через раз. Элементом выполняется функция деления частоты выходных сигналов на два, т.е. функция триггера со счетным выходом.

На рис. 7.5 показан элемент с профильной стенкой. Если стенка, вдоль которой течет прилипающая к ней струя криволинейна, то происходит значительное отклонение струи. Питающая струя вытекает из канала 1 и распространяется вдоль профильной стенки 2. При увеличении кривизны стенки 2 струя 3 отрывается и попадает в выходной канал 4. Достаточно управляющей струи 5 малого расхода, чтобы вызвать отрыв питающей струи от профильной стенки. Постепенное отклонение струи 3 создает пропорциональный усилитель. При резком отклонении струи получается релейный элемент.

При построении устройств пневмоавтоматики используется широко усилитель типа "трубка-трубка" с ламинарным питающим капилляром (турбулентные усилители). Давление питания выбирается близким к тому, при котором происходит переход от ламинарного течения к турбулентному. В этих условиях поперечный управляющий поток вызывает турбулизацию питающей струи и следовательно уменьшение давления на выходе.

Простейший турбулентный усилитель содержит питающий, приемный и управляющий каналы. Для улучшения характеристик усилителя в пространство между питающим и приемным каналом помещают диффузор, способствующий дополнительному расширению питающей струи после ее турбулизации. Это дополнительное расширение струи (прилипание струи к стенкам конуса) обуславливает увеличение крутизны статической характеристики усилителя (рис. 7.6) и уменьшение или полное устранение остаточного давления на выходе.

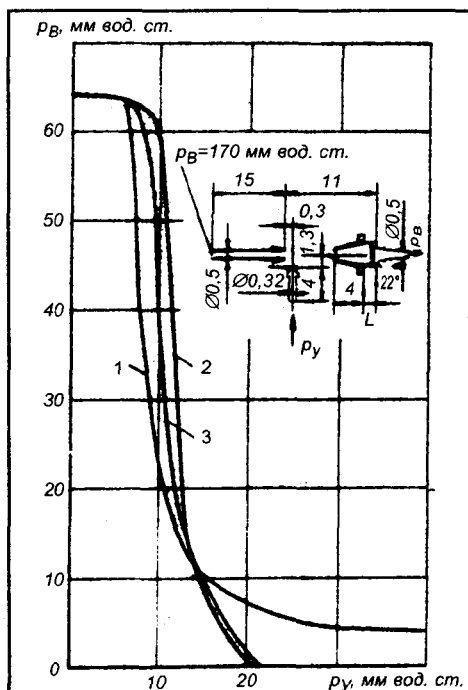


Рис. 7.6. Статическая характеристика элемента "трубка-трубка" с ламинарным питающим капилляром: 1) без диффузора; 2) с диффузором ($L=1$ мм); 3) с диффузором ($L=3$ мм)

В вихревом усилителе (рис. 7.7) используется принцип взаимодействия струй. Канал питания 1 расположен радиально по отношению к цилиндрической камере 3, а управляющий канал 2 — тангенциально. Выходной канал расположен по оси цилиндрической

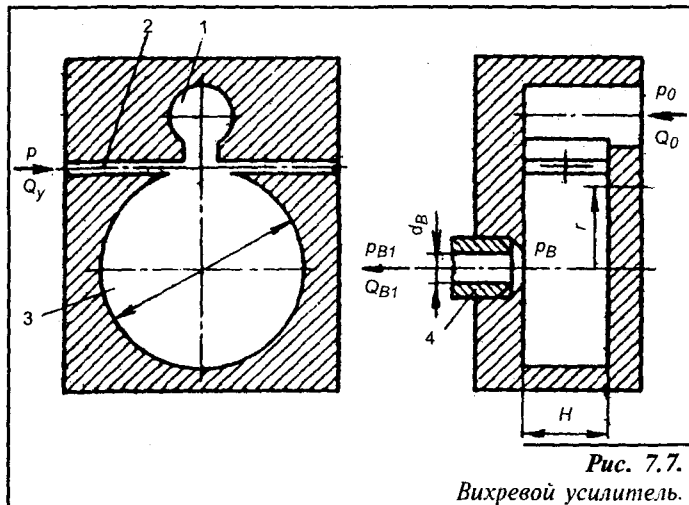


Рис. 7.7.

Вихревой усилитель.

камеры. При отсутствии управляющего сигнала, струя питания распространяется из канала 1 прямолинейно и достигает выходного канала 4 кратчайшим путем (по радиусу). При появлении управляющего сигнала происходит закручивание струи. Струя питания отклоняется от прямолинейного пути и достигает выходного канала по спирали. Потери давления при этом увеличиваются, и давление в выходном канале падает.

Другим типом активных звеньев являются генераторы колебаний и акустические преобразователи (рис. 7.8). Генераторы колебаний с клиновым эффектом (рис. 7.8, а) являются источником высокочастотного сигнала. Питающая струя 1, падающая на острый клин 2 колеблется относительно клина. Возникающие звуковые колебания в свою очередь оказывают воздействие на ось колебания струи. Получается замкнутая автоколебательная система.

Непосредственное преобразование высокочувствительного сигнала в аналоговый производится акустическим турбулентным преобразователем (рис. 7.8, д). Ламинарная питающая струя, вытекающая из канала 1 имеет два основных участка — ламинарный и

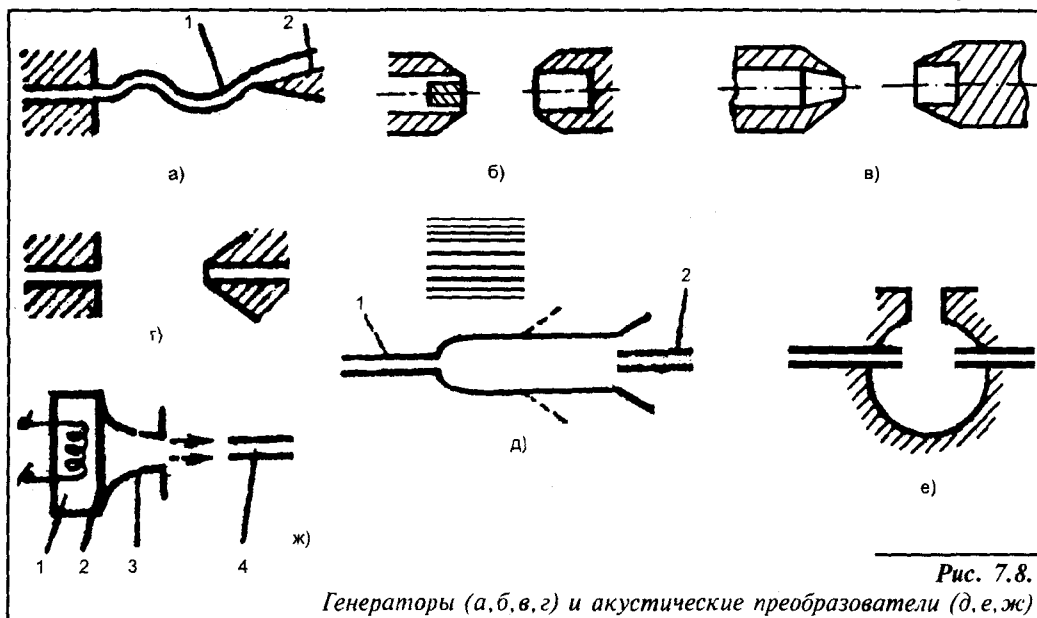


Рис. 7.8.

Генераторы (а, б, в, г) и акустические преобразователи (д, е, ж)

турбулентный. На первом участке струя почти не расширяется, а на втором — расширяется конусообразно. Приемное сопло 2 располагается так, чтобы находится на ламинарном участке, тогда оно воспринимает почти всю кинетическую энергию. Если же на струю воздействовать звуковым сигналом, то длина ламинарного участка сокращается и приемное сопло, оказавшись на турбулентном участке, воспринимает незначительную часть кинетической энергии струи. Такой акустико-пневматический преобразователь (АПП) чувствителен к сравнительно широкому диапазону звуковых частот свыше 1 кГц. Для увеличения чувствительности АПП струйный элемент вставляют в резонатор Гельмгольца (рис. 7.8, е), который концентрирует звуковую энергию в очень узком диапазоне частот. Клиновый генератор звука может также служить амплитудно-аналоговым преобразователем (рис. 7.8, г). Здесь внутри клина имеется приемный канал. Чем больше амплитуда колебаний струи, тем меньше давление в приемном канале. Известна и другая схема преобразования амплитуды акустического сигнала в аналоговый расходный сигнал (рис. 7.8, ж). Если источник звука 1 с колеблющейся мембраной 2 герметично соединить с раструбом упора 3, то в устье рупора возникнут звуковые колебания значительной интенсивности. Они вызывают так называемый "акустический ветер" в направлении, указанном стрелкой. Мощность возникающей струи достаточна, чтобы быть воспринятой приемным соплом 4.

7.3. Основы теории и выбор основных параметров струйных усилителей

Струя жидкости или газа называется затопленной, если она распространяется в покоящейся среде с теми же физическими свойствами, что и сама струя. Для описания струйных течений газа, когда можно пренебречь его сжимаемостью, используются математические модели свободной, т.е. не стесненной стенками струи. При этом исходят из допущений, что плоская струя вытекает из бесконечно узкой и глубокой щели, а осесимметричная (круглая) струя из точки (полюса) тоже с бесконечно большой скоростью.

Продольная скорость v точки струи с координатами x и y определяется при ламинарном течении по следующим формулам:

для плоской струи:

$$v = 0,4543 \frac{J^2}{\rho^2 v x} (1 - th \xi); \quad \xi = 0,2752 \left(\frac{J}{\rho v^2} \right)^{1/3} \frac{y}{x^{2/3}}; \quad (7.1)$$

для круглой струи:

$$v = \frac{3J}{8\pi\rho v x (1 + \xi^2/4)^2}; \quad \xi = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{3J}{\pi\rho}} \frac{y}{v x}, \quad (7.2)$$

где J — импульс струи; ρ — плотность газа; v — кинематическая вязкость газа.

При турбулентном течении скорость v рассчитывается по следующим формулам:

для плоской струи:

$$v = \sqrt{\frac{3J\sigma}{4\rho x}} (1 - th^2 \xi); \quad \xi = \sigma \frac{y}{x}; \quad (7.3)$$

для круглой струи:

$$v = \frac{3J}{8\pi\rho \epsilon_0 x (1 + \xi^2/4)^2}; \quad \xi = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{3J}{\pi\rho}} \frac{y}{\epsilon_0 x} \quad (7.4)$$

где σ — эмпирическая константа, $\sigma=7,67$; $\epsilon_0=0,00218xv_{oc}$ (v_{oc} — осевая скорость).

Наряду с приведенными зависимостями применяют эмпирические и полуэмпирические формулы.

На рис. 7.9 показана упрощенная структура свободной затопленной струи при турбулентном течении. В соответствии с этой структурой в струе различают основной и начальный участки течения. На начальном участке протяженностью x_n имеется ядро постоянных скоростей.

Длина начального участка для круглой и плоской струи:

$$x_n = 5a_0,$$

где a_0 — ширина щели, из которой вытекает плоская струя или диаметр круглого сопла.

Ширина пограничного слоя для основного участка струи:

$$b = \frac{a_0}{2} + 0,152x.$$

При расчете скоростей любой точки основного участка струи используется формула Шлихтинга:

$$\frac{v}{v_{oc}} = \left[1 - \left(\frac{y}{b} \right)^{3/2} \right]^2,$$

где v_{oc} — скорость на оси струи в сечении, проходящем через выбранную точку.

Для основного участка изменение скорости вдоль оси струи определяется следующим соотношением:

$$\frac{v_{oc}}{v_0} = \frac{1}{(0,3 + 0,14x/a_0)^K}.$$

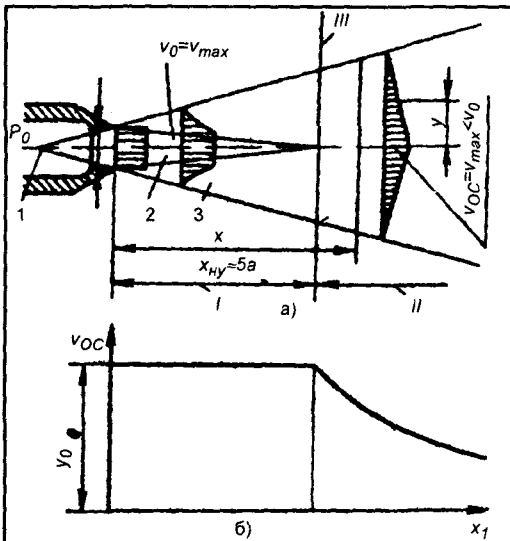


Рис. 7.9.

К расчету турбулентной струи: а - схема струи; б - график изменения скорости вдоль оси струи.

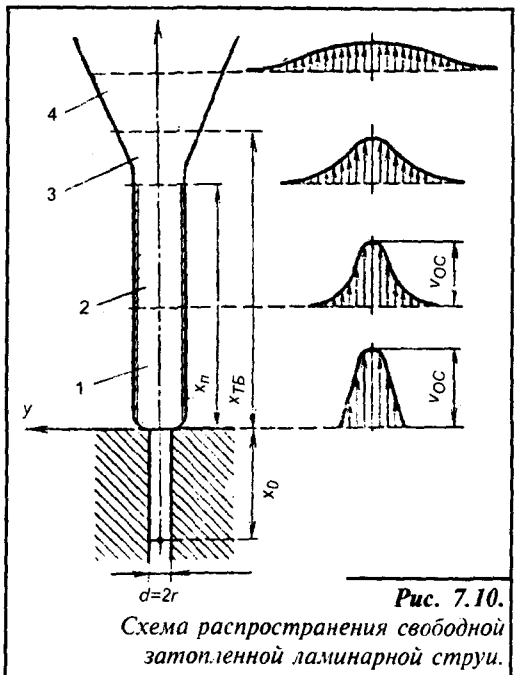


Рис. 7.10.

Схема распространения свободной затопленной ламинарной струи.

Для струй круглого сечения $\kappa=1$. Для плоской струи, вытекающей из щелевого сопла большой длины $\kappa=0,5$. Характеристики встречающихся на практике сопел прямоугольного сечения занимают промежуточное положение между первой и второй. При приближенных расчетах можно считать $\kappa=1$, когда сечением сопла является прямоугольник, длины сторон которого не очень отличаются одна от другой. Давление скоростного напора в струе прямо пропорционально квадрату скорости. Если обозначить через p_0 давление питания, а через p давление в любой точке, то для основного участка:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{v}{v_0} \right)^2 = \left[\frac{1 - (y/b)^{3/2}}{(0,3 + 0,14 x/a_0)^\kappa} \right]^2.$$

На рис. 7.10 показана структура свободной затопленной струи при ламинарном течении, вытекающей из длинного канала диаметром d_0 . Эпюра продольных скоростей в начальном сечении струи параболическая. На участке 1 (ламинарном) диаметр струи увеличивается до $(1,5...2)d_0$. На ламинарном участке 2 струя образует конус с малым углом раствора, равным примерно 1° . На расстоянии $x_{ТБ}=(30...40)d_0$ от начального сечения течение струи из ламинарного превращается в турбулентное. Угол раствора α турбулентного конуса практически равен углу раствора свободной затопленной турбулентной струи, вытекающей из сопла. Указанное явление объясняется появлением в струе при ламинарном течении завихрений в критическом слое (на рис. 7.14 этот слой заштрихован). Радиальная координата критического слоя составляет в начале струи около 80% радиуса, а в конце – около 60%. Участки 3 и 4 являются соответственно переходными и основными участками турбулентной части трубы.

Для истечения из отверстия конечных размеров осесимметричной ламинарной струи можно применять формулу (7.2), если предположить, что струя вытекает из фиктивного точечного источника внутри питающего канала, расположенного на расстоянии x_0 от выходного сечения на оси канала, т.е. $x'=x_0+x$, где x – текущая осевая координата, $x_0=K_0 d_0 R_e$, а $K_0=0,05$ (теоретическое значение). Экспериментальное значение $K_0=0,054$. Применять формулу (7.2) с поправкой x_0 можно в конце ламинарного участка, где профили скоростей, рассчитанные по формуле (7.2) близки к экспериментальным.

Для осевой скорости круглой струи получено более простое уравнение:

$$v_{oc} = v_0 (1 - 8x).$$

При расчетах характеристик элемента "сопло-приёмный канал" учитывают наличие обратного потока, вытекающего из приёмного канала.

Давление p_B в приёмном канале рассчитывают из уравнения

$$p_B A_B = J_{1x} + J_{2x} - J_{3x},$$

где A_B – площадь проходного сечения приёмного канала; J_{1x} – импульс струи у входа в приёмный канал; J_{2x} – проекция на ось струи импульса сбрасываемого потока; J_{3x} – проекция на ось струи импульса потока в приёмном канале, откуда:

$$p_B = \frac{1}{A_B} \left[J_{1x} \left(1 + \frac{J_{2x}}{J_{1x}} \right) - J_{3x} \right].$$

Импульс J_{1x} для плоской струи:

$$J_{1x} = 2h \int_0^{\infty} \rho v^2 dy,$$

где h – глубина канала.

для круглой струи:

$$J_{ix} = 2\pi \int_0^{\infty} \rho v^2 dy.$$

Импульс J_{ix} можно определить, считая распределение скоростей в сечении приемного канала равномерным.

Импульс сбрасываемого потока учитывается поправочным коэффициентом $\varepsilon = 1 + J_{2x}/J_{1x}$, который определяется экспериментально.

Оптимальное отношение размеров выходного канала и канала питания (a_B/a_0 или d_B/d_0) определяется по максимуму выходной мощности:

$$P_a = p_0 Q_a.$$

При конструировании элемента (рис. 7.11), использующего поперечное соударение струй, придерживаются следующих общих рекомендаций. Угол между осями сопел питания и управления должен выбираться в пределах $90-120^\circ$. Из геометрических соображений очевидно, что с ростом расстояния между точкой встречи струй питания и управляющим каналом x_K повышаются усилительные свойства элемента. Поэтому с целью увеличения x_K целесообразно приблизить эту точку к соплу питания. Если каналы управления расположены только с одной стороны, то улучшение усилительных свойств элемента

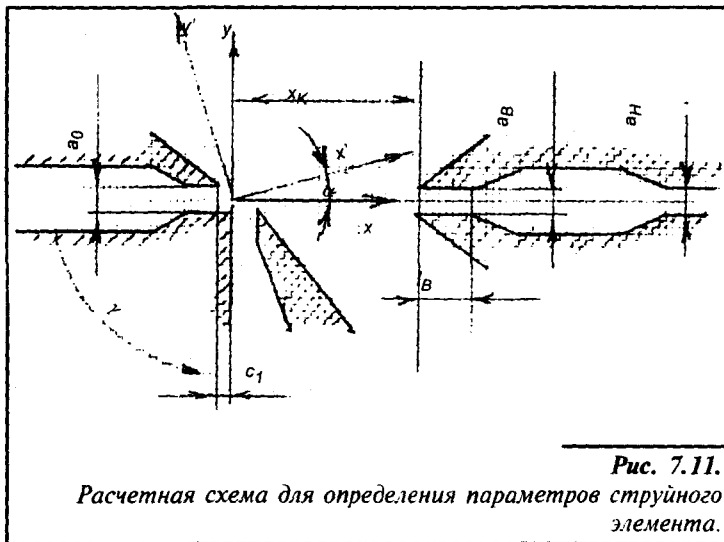


Рис. 7.11.

Расчетная схема для определения параметров струйного элемента.

может быть достигнуто некоторым смещением c_1 кромки сопла питания. Оптимальное значение $c_1 = (1...1,5)a_0$ для $\gamma = 80-110^\circ$. Приемный канал располагают на основном участке турбулентной струи на расстоянии $x_K = (5...9)a_0$ от сопла канала питания. Расчет течения воздуха в реальном струйном усилителе можно проводить по идеализированной модели с учетом потерь при турбулентном течении воздуха в подводящих каналах и турбулентного обмена веществом между результирующей струей и окружающей средой. Идеализация течения газа в струйном усилителе состоит в предположении о постоянстве статического давления в зоне взаимодействия струй. Считаем, что глубина всех каналов плоского струйного усилителя одинакова и равна h , а плотность воздуха ρ неизменна. Тогда массовый расход воздуха из любого канала шириной a равен $Q_m = \rho a h v$, а количество движения любой струи $Q_m v = \rho a h v^2$.

Используя теорему о количестве движения, получим:

$$a_j v_j^2 = a_p v_p^2 \sin \alpha; \quad (7.8)$$

$$a_o v_o^2 = a_p v_p^2 \cos \alpha. \quad (7.9)$$

где a_y , a_0 и a_p — ширина соответственно канала управления, питания и результирующей струи; v_y , v_0 и v_p — скорость струи воздуха соответственно на выходе канала управления, на выходе канала питания и результирующей струи в сечении В-В; α — угол отклонения результирующей струи от оси канала питания. Из уравнений (7.8) и (7.9) получим:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_y}{a_0} \left(\frac{v_0}{v_y} \right)^2 \quad (7.10)$$

При турбулентном течении газа квадрат скорости i -ой струи пропорционален избыточному давлению p_i в соответствующем канале:

$$v_i^2 = 2 p_i \mu_i^2 / \rho,$$

где μ_i — коэффициент расхода, учитывающий потерю энергии потока при дросселировании. Согласно этому уравнению:

$$\frac{v_y}{v_0} = \frac{\mu_y}{\mu_0} \sqrt{\frac{p_y}{p_0}} \quad (7.11)$$

Так как при слиянии двух струй образуется результирующая струя, то условие неразрывности потока можно записать в виде равенства:

$$a_p v_p = a_y v_y + a_0 v_0 \quad (7.12)$$

Решая совместно уравнения (7.9), (7.10), (7.11) и (7.12) определим скорость v_p и ширину a_p результирующей струи:

$$v_p = v_0 \frac{\sqrt{1 + (a_y/a_0)^2 (\mu_y/\mu_0)^4 (p_y/p_0)^2}}{1 + (a_y/a_0) (\mu_y/\mu_0) \sqrt{p_y/p_0}} \quad (7.13)$$

$$a_p = a_0 \frac{[1 + (a_y/a_0) (\mu_y/\mu_0) \sqrt{p_y/p_0}]^2}{\sqrt{1 + (a_y/a_0)^2 (\mu_y/\mu_0)^4 (p_y/p_0)^2}} \quad (7.14)$$

Определенные из уравнений (7.13) и (7.14) значения a_p и v_p далее принимают в качестве начальных параметров результирующей свободно турбулентной струи.

В турбулентном усилителе с осесимметричной струей (рис. 7.12) для достижения максимальной выходной мощности принимают $d_B/d_p = 1,4$.

Диаметр d_0 канала питания определяется выбранным значением числа Рейнольдса. Если предполагается работа элемента в релейном режиме, то принимают $Re = 2000 \dots 2500$, если предполагается работа элемента в аналоговом режи-

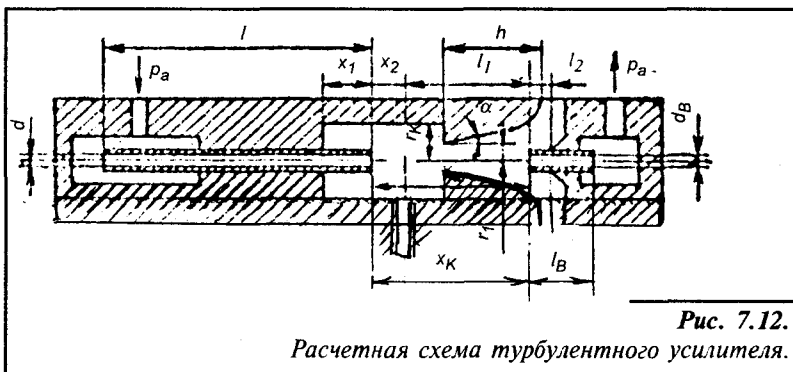


Рис. 7.12.

Расчетная схема турбулентного усилителя.

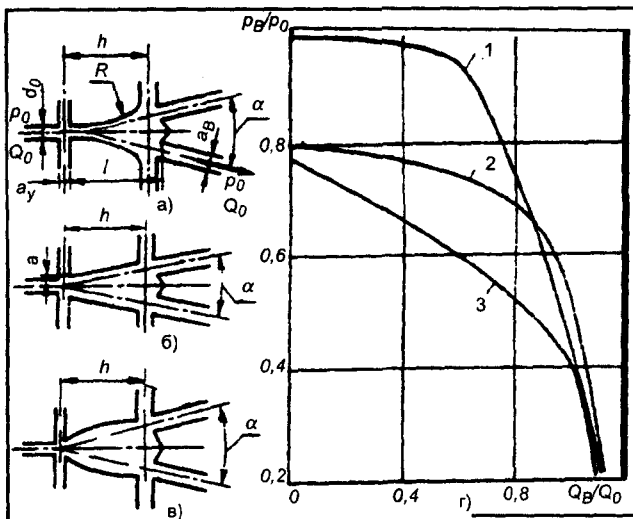


Рис. 7.13.

Влияние формы стенки на характеристики струйного элемента.

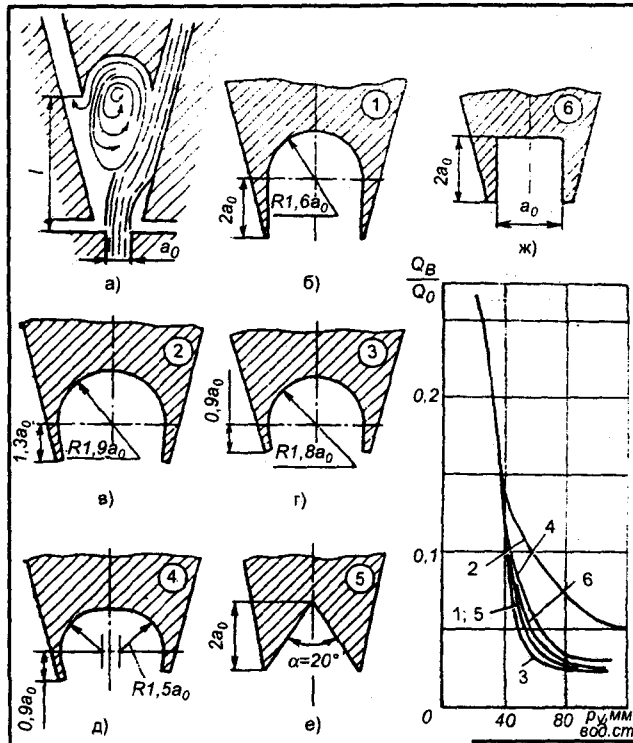


Рис. 7.14.

Влияние формы рассекателя на характеристики переключения струйного элемента.

ме, то $Re=500...1500$. При этом учитывают, что $d_0 < 0,5$ мм дает увеличение потерь мощности в питающем и приемном каналах, а при $d_0 > 1$ мм получаются большие размеры усилителя и малые давления на выходе.

Длину питающего канала l подбирают так, чтобы по возможности выдержать условие $l > l_H$ (где l_H длина канала нагрузки) или $x_f > 0,1$ (где $x_f = l / (Re d_0)$).

Расстояние x_K между соплом и приемным каналом зависит от режима работы усилителя. В релейном режиме $x_K = (0,7...0,8) \times x_{тб}$, где $x_{тб} = 0,55 \times 10^3 / Re$. В режиме аналогового усилителя можно считать $x_K = 0,9 x_n$, где $x_n = c_1 Re^{1/3} d_0$. Коэффициент c_1 зависит от условий входа в питающий канал, размеров и формы струйной камеры, степени выдвижения питающей трубки из корпуса x_f . Для аналогового элемента рекомендуется $x_f = 0$, либо $x_f \geq 20 d_0$, что соответствует $c_1 = 2,2$ и $c_1 = 1,8$. Для релейного элемента принимают $x_f = (5...8) d_0$, что соответствует $c_1 = 3,3$. В целом значение c_1 приходится определять на опытным образце.

Расстояние от оси струи до степени струйной камеры должно быть $r_K \geq 5 d_0$.

Длина приемного канала l_B выбирается минимально возможной. Выдвижение приемной трубки на расстояние l_2 оказывает положительное влияние на стабильность работы усилителя. Значение l_2 выбирают по конструктивным соображениям.

Для снятия остаточного выходного давления после турбулизации струи в струйную камеру вставляют диффузор. Рекомендуются также параметры диффузо-

ра $d=11\div 12$, $r_1=1,2d_0$, $h\geq 8d_0$.

При проектировании струйных элементов, работа которых основана на взаимодействии струи со стенкой существенным является правильный выбор формы стенки. В результате исследований установлено, что наилучшую выходную характеристику при прочих равных условиях имеет элемент с выпуклой стенкой, а наихудшую — элемент с вогнутой стенкой (рис. 7.13). Радиус кривизны стенки обычно принимают равным $R=(18\div 20)a_0$. Небольшие отклонения в кривизне выпуклой стенки могут нарушить характер переключения элемента. Поэтому наибольшее распространение получили элементы с прямолинейной стенкой. Для обеспечения удовлетворительных характеристик рекомендуется применять следующие соотношения линейных размеров: $a/a_0=1,2$; $a_y/a_0=0,6\div 0,5$; $l/a_0=10\div 11$; $h/a_0=8$; $\alpha=22\div 24^\circ$; $a_B/a_0=1,5$.

Рассекатели могут иметь различную конфигурацию (рис. 7.14). Наилучшей формой рассекания считается такая, которая обеспечивает наибольшую крутизну характеристики и наименьшее остаточное давление (рис. 7.14, б, е, ж). Остроугольные рассекатели (рис. 7.14, е) применяют главным образом в аналоговых струйных элементах.

7.4. Струйный многокаскадный усилитель

Для усиления пневматических сигналов до заданного значения с помощью струйных устройств применяют струйные многокаскадные усилители. Строят эти усилители в основном на усилителях 1-го типа. Усилители 2-го типа используют для усиления сигнала по мощности в оконечных каскадах.

На рис. 7.15 показана схема струйного пневматического многокаскадного усилителя (первые три каскада и оконечный каскад). Пять каскадов этого усилителя собраны на триодах T_1, T_2, \dots, T_5 первого типа, а последний — на триоде T_6 второго типа.

Давление p_y суммируется с помощью пневматической проточной камеры с давлением смещения p_C и через входное сопротивление R_{y1} первого каскада попадает в сопло триода T_1 . Возникающая струя управляет положением основной струи. С выхода триода T_1 поступает на вход триода T_2 через входное сопротивление R_{y2} его канала управления и т.д.

На выходе последнего канала включена нагрузка R_H . С целью устранения "дрейфа нуля" в рассматриваемом усилителе через пневмосопротивление R_{OC} введена отрицательная обратная связь. Нечетное число триодов первого типа в рассматриваемом усилителе необходимо для введения отрицательной обратной связи. Коэффициент усиления такого усилителя по давлению составляет 200–300, а по расходу — 400. Давление сме-

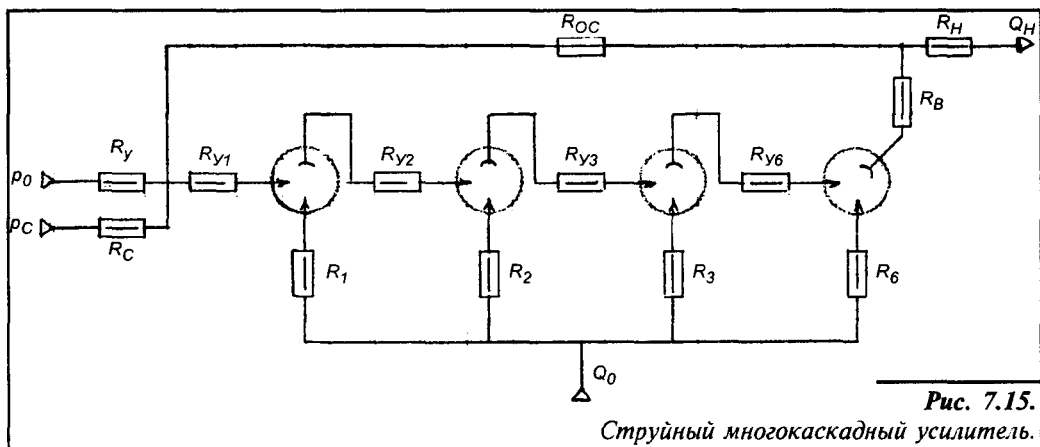


Рис. 7.15.

Струйный многокаскадный усилитель.

шения выбирают так, чтобы выполнить условие:

$$p_e = \frac{R_{oc}}{R_v} p_y = -K p_y,$$

где K — коэффициент усиления струйного усилителя при включенной отрицательной обратной связи.

7.5. Реализация логических функций на струйных элементах

Рассмотрим принципиальные схемы струйных логических элементов, работа которых основана на взаимодействии турбулентных струй.

Струйный усилитель с одним выходом (элемент "У") может выполнять логические операции ДА и НЕ (см. рис. 7.1). Рабочая жидкость под давлением p_0 подводится к каналу питания. При отсутствии управляющего сигнала p_{y1} в канале Y_1 струя попадает в выходной канал B_1 . При подаче управляющего сигнала струя перебрасывается в выходной канал B_2 . Часть потока из канала B_2 подается по линии положительной обратной связи (ПОС) во второй управляющий канал Y_2 и используется для устойчивого поддержания струи в отклоненном состоянии. Работа такого элемента описывается следующими логическими соотношениями:

$$B_2 = Y_1; \quad B_1 = \bar{Y}_1.$$

Элементом Y^* (рис. 7.16) реализуются логические операции ИЛИ, НЕ-ИЛИ ($B_1 = Y_1 \vee Y_2$, $B_2 = Y_1 \nabla Y_2$).

Под действием любого из управляющих сигналов p_{y1} или p_{y2} (или двух одновременно) питающая струя отклоняется, при этом в выходном канале B_1 давление падает, а в канале B_2 растет. Часть потока из канала B_2 подается по линии ПОС в управляющий канал Y_0 и устойчиво поддерживает струю питания в отклоненном состоянии.

Элементом П (рис. 7.17) реализуется функция отрицания входного сигнала Y_1 с последующим запоминанием Y_2 в период такта (промежуток времени между двумя последовательными сигналами сброса) благодаря сильной положительной обратной связи.

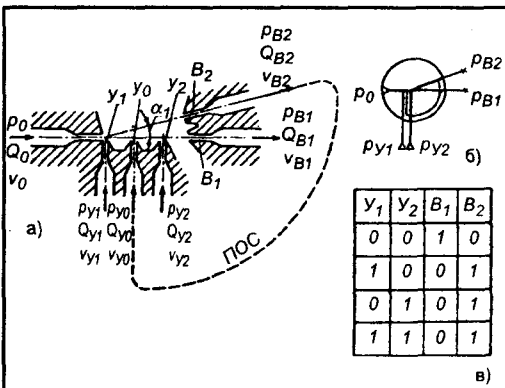


Рис. 7.16.

Струйный элемент с двумя управляющими каналами: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - таблица включений.

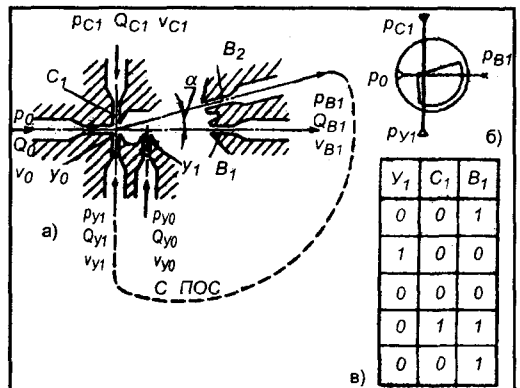


Рис. 7.17.

Струйный элемент памяти с двумя управляющими каналами: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - таблица включений.

Пассивным комбинированным элементом К (рис. 7.18) могут быть реализованы три элементарные функции (конъюнкции).

При появлении только сигнала Y_1 выходной сигнал появляется в канале B_1 . При появлении только сигнала Y_2 выходной сигнал появляется в канале B_2 . При одновременном появлении сигналов Y_1 и Y_2 выходной сигнал появляется в канале B_3 .

Пассивным логическим элементом И (рис. 7.19.) реализуется логическая функция конъюнкции:

$$B = Y_1 \wedge Y_2 .$$

Сигнал в выходном канале B появляется лишь при наличии сигналов в управляющих каналах Y_1 и Y_2 . Подающий в какой-либо один из управляющих каналов входной сигнал направляется в атмосферную полость, не попадая в выходной канал B .

С помощью струйного моностабильного элемента, действие которого основано на эффекте Коанда, (см. рис. 7.3) можно реализовать логические операции отрицания $B_2 = \bar{Y}_1$ и повторения $B_1 = Y_1$ входного сигнала.

Конструкция элемента рассчитана таким образом, чтобы струя питания в первоначальном положении прилипла к стенке C_2 . Это обеспечивается небольшой несимметрией в расположении выходных каналов и рассекающего клина по отношению к каналу питания. Так, если струя в первоначальном положении прилипает к стенке C_2 и направляется в выходной канал B_2 то при подаче управляющего сигнала в канал Y_1 происходит отрыв струи от стенки C_2 и прилипание ее к стенке C_1 .

На рис. 7.20 приведена схема элемента, выполняющего логические операции ИЛИ ($B_1 = Y_1 \vee Y_2$), НЕ-ИЛИ ($B_2 = Y_1 \bar{\vee} Y_2$). Если хотя бы один из управляющих сигналов отсутствует, то струя за счет несимметрии всегда в первоначальном положении направляется в выходной канал B_2 . При подаче управляющих сигналов в каналы Y_1 как в Y_2 или же в оба канала одновременно, питающая струя отклоняется, прилипает к правой стенке и направляется в выходной канал.

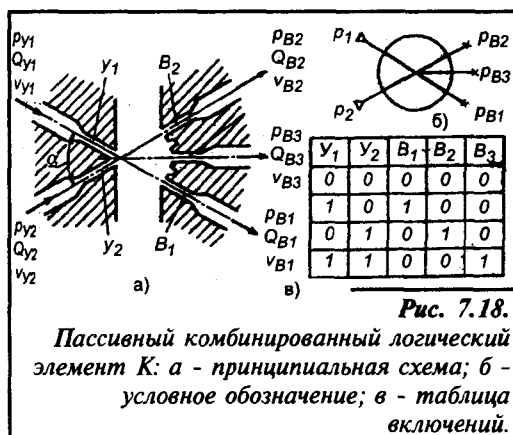


Рис. 7.18.

Пассивный комбинированный логический элемент К: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - таблица включений.

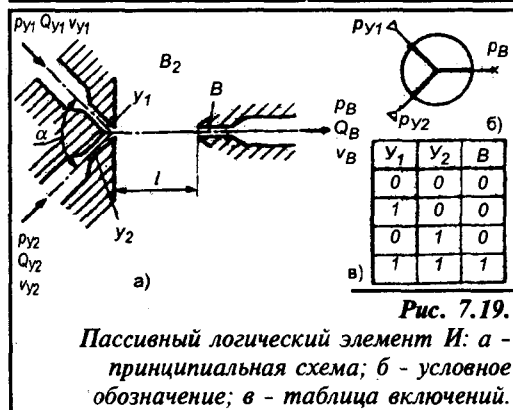


Рис. 7.19.

Пассивный логический элемент И: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - таблица включений.

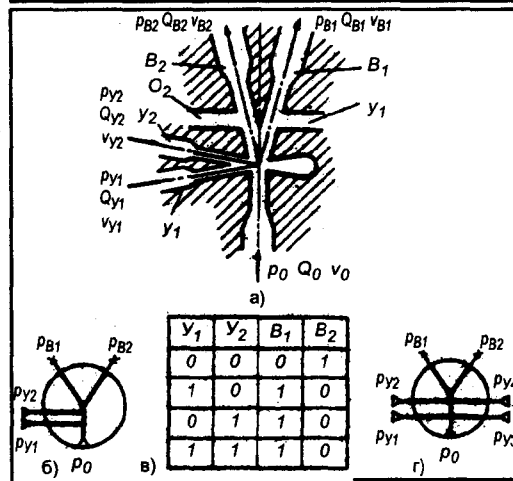


Рис. 7.20.

Логический элемент ИЛИ, НЕ ИЛИ: а - принципиальная схема; б - условное обозначение; в - таблица включений.

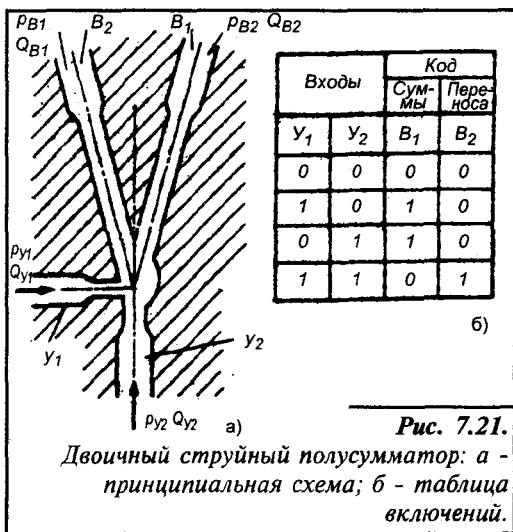


Рис. 7.21.

Двоичный струйный полусумматор: а - принципиальная схема; б - таблица включений.

Схема двоичного полусумматора на одном пассивном элементе, действие которого основано на эффекте Коанда приведена на рис. 7.21. На два входа Y_1 и Y_2 подается код суммируемых чисел, на выходе B_1 получается код суммы, а на выходе B_2 код переноса. Действительно, поданная только на вход Y_2 струя направляется в выходной канал B_1 , тоже самое происходит при подаче сигнала на вход Y_1 , когда струя обтекает вогнутую криволинейную стенку, направляется в выходной канал B_1 . И только при наличии обоих входных сигналов в каналах Y_1 и Y_2 суммарная струя направляется в канал B_2 . Таким образом, реализуются логические операции:

$$B_1 = Y_2 \bar{Y}_1 + Y_1 \bar{Y}_2; B_2 = Y_1 Y_2.$$

7.7. Датчики физических параметров с применением элементов струйной техники

На рис. 7.22 показан струйный генератор, частота колебаний которого зависит от температуры. Он представляет собой бистабильный струйный элемент, каждый из выходов которого замкнут через канал 1 отрицательной обратной связи на соответствующий вход элемента. Частота струйного бистабильного генератора колебаний:

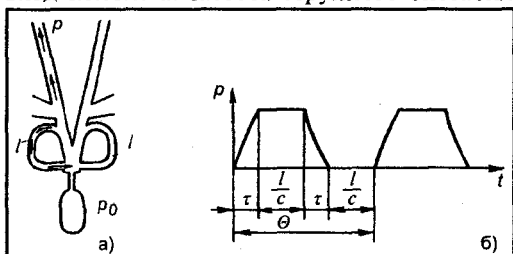


Рис. 7.22.

Струйный генератор, частота колебаний которого зависит от температуры: а - принципиальная схема; б - график изменения давления на выходе.

$$f = \frac{1}{\Theta} = \frac{1}{2l/c + 2\tau},$$

где Θ - период колебаний; l - длина линии отрицательной обратной связи; τ - время переключения струи из одного крайнего положения в другое; c - скорость распространения колебаний по каналу отрицательной обратной связи, равная скорости звука.

Если предположить, что время переключения мало, то:

$$f = \frac{c}{2l} = \frac{\sqrt{kRT}}{2l}.$$

Для создания датчиков параметрического типа широко используются акустико-преобразователи (АПП) в сочетании с резонатором Гельмгольца. Основная их схема показана на рис. 7.23. Чувствительный элемент датчиков состоит из излучателей звука 1, струйного элемента типа "сопло-сопло" 2 с ламинарной питающей струей и резонатора. Струйный элемент на рисунке встроен в горло резонатора. Возможны другие варианты сочетания струйного элемента с резонатором.

Использование схемы на рис. 7.23 а может идти по трем направлениям: изменение геометрических размеров полости резонатора (обычно длины), изменение физических свойств газа внутри резонатора и изменение поглощения звука между излучателем и ре-

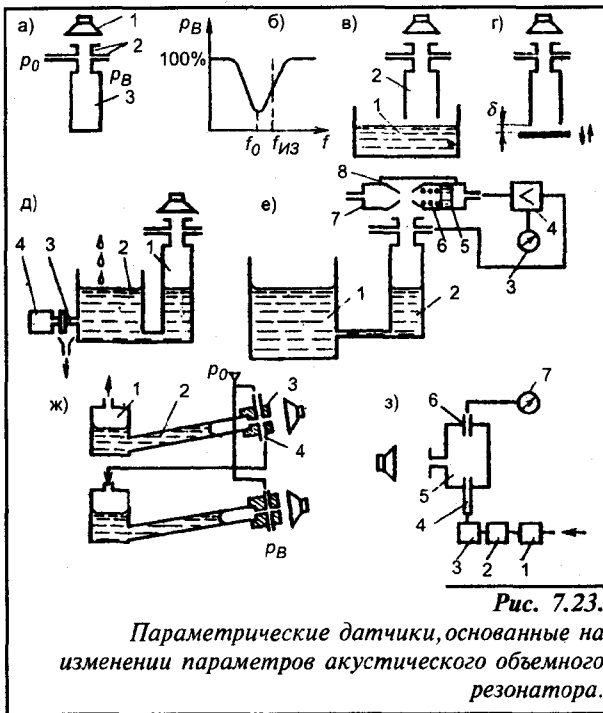


Рис. 7.23.

Параметрические датчики, основанные на изменении параметров акустического объемного резонатора.

зонатором. В первых двух случаях изменяется собственная частота колебаний f_0 резонатора при неизменной частоте излучателя. Так как частотная характеристика датчика имеет резонансный пик (рис. 7.23), а изменение технологического параметра меняет f_0 , т.е. сдвигает резонансный пик относительно $f_{из}$, то это приводит к изменению выходного давления p_B в функции технологического параметра. В случае же поглощения звука между излучателем и резонатором f_0 и $f_{из}$ совпадают, то меняется высота резонансного пика.

На рис. 7.23, в, показан сигнализатор уровня жидкости в сосуде 1. При замыкании уровнем жидкости трубы 2 образуется резонатор Гельмгольца, построенный на $f_{из}$, интенсивность звука на этой частоте возрастает почти скачкообразно и p_B резко падает.

Подобная схема используется для создания высокочувствительного пневмоакустического шупа (рис. 7.23, г) для измерения очень малых изменений зазора.

На рис. 7.23, д, изображена схема измерителя ниппельных расходов жидкости. При наполнении трубки 1 сообщающейся с сосудом 2 изменяется длина полости резонатора (трубки) и сдвигается резонансный пик. Значение p_B падает или растет в зависимости от того, какая ветвь характеристики используется. При достижении заданного значения давления открывается клапан 4 и жидкость через штуцер 3 сливается, далее процесс повторяется. О значении расхода жидкости судят по числу доз равного объема за определенное время.

Для бесконтактного измерения уровня жидкостей, в том числе взрывоопасных используют схему уровнемера на рис. 7.23, в. Уровнемер состоит из мерной трубки 2, пневматического излучателя звука 8, блока усиления 4 и регистратора 3. При изменении уровня жидкости в емкости 1 давление p_B усиленное блоком 4 сдвигает поршень 5 так, чтобы частота излучателя следим за собственной частотой резонатора. Уровень жидкости в сосуде 1 определяется по выходному давлению блока 4. Для контроля очень малых изменений давления разработано пневмоакустическое устройство на основе манометра с наклонной трубкой. Свободное пространство трубки 2 манометра 1 выполняет функцию полости резонатора. Функцию горла резонатора выполняет надетая на трубку втулка с вмонтированным в нее струйным элементом. При измерении малого изменения давления на входе в микроманометр $f_{из}$ настраивается в соответствии с начальным давлением так, чтобы рабочая точка лежала бы на наиболее крутом участке ветви резонансного пика (см. рис. 7.23). Тогда малейшее изменение положения уровня жидкости в трубке изменит длину полости резонатора и, следовательно, сдвигает рабочую точку. С целью дальнейшего повышения чувствительности выход струйного элемента можно подать на вход второго микроманометра, оборудованного такой же схемой измерения. На измене-

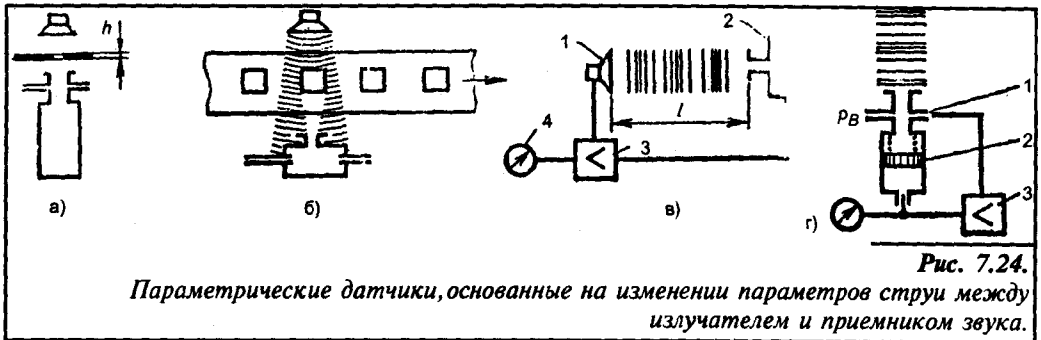


Рис. 7.24.

Параметрические датчики, основанные на изменении параметров струи между излучателем и приемником звука.

нии f_0 резонатора основана работа пневмоакустического резонатора (рис. 7.23), поскольку f_0 пропорциональна скорости звука. Исследуемая газовая смесь через фильтр-осушитель 1, термостат 2 и редукционный клапан 3 поступает в питающий канал 4, из которого струя вытекает в полость резонатора 5 и воспринимается приемным каналом 6. Выходное давление измеряется измерительным прибором 7. Через горло резонатора газовая смесь вытекает наружу.

На изменении звукоизоляции основана схема пневмоакустического измерителя толщины или акустического сопротивления какого-либо материала, помещенного между излучателем и резонатором (рис. 7.24, а). На рис. 7.24 приведена схема пневмоакустического датчика, позволяющая измерить ряд параметров окружающей среды. Струйный источник звука 1 (СИЗ), а акустико-пневматический преобразователь (АПП) 2, настроенные на одну и ту же частоту звука, расположены на расстоянии l друг от друга. Выходное давление преобразователя, усиленное усилителем 3 поступает на измеритель 4 и источник звука 1. Звук от СИЗ турбулизует струю в АПП, p_B падает и прекращается питание СИЗ. При прекращении звука ламинарный характер восстанавливается, растет p_B и восстанавливается питание СИЗ. Частота колебаний давления после усилителя зависит от параметров линии связи, т.е. от расстояния l и от скорости звука, а, следовательно, от температуры среды и ее физических свойств.

Глава 8.

Синтез пневмогидравлических дискретных систем управления

8.1. Основные понятия и определения.

На мобильных машинах, роботах, технологических машинах-автоматах широко применяются автоматические системы, в которых все рабочие операции выполняются без непосредственного участия человека. Система управления состоит из объекта управления, исполнительных органов, управляющей части и контролирующих устройств. Система может иметь автономную энергетическую часть (источник питания и устройства очистки рабочей среды), или подключаться к централизованному источнику питания.

Объектом управления называется устройство, в котором осуществляется управление рабочим процессом. Объектом управления может быть как машина в целом (например, автомобиль, робот, технологический объект), так и ее составная часть (например, двигатель внутреннего сгорания, рука автоматического манипулятора, тормозное устройство).

Исполнительные органы оказывают непосредственное воздействие на объект управления в соответствии с алгоритмом управления. В качестве исполнительных органов в гидропневмосистеме применяются цилиндры, поворотные двигатели, мембранные камеры. Исполнительные органы бывают двухпозиционные и многопозиционные.

Управляющая часть включает в себя контролирующие устройства, распределители и логический блок управления (БУ). Распределители служат для соединения рабочих полостей исполнительных органов либо с источником давления рабочей среды, либо со сливной магистралью (выходом в атмосферу). Переключение распределителей из одной позиции в другую осуществляется под действием внешних сигналов, поступающих от БУ. Эти сигналы могут быть различными по физической природе – пневматическими, гидравлическими, электрическими, механическими.

БУ образуется набором различных логических устройств, соединенных между собой каналами связи. В состав БУ входят отдельные функциональные устройства (субблоки), выполняющие специальные логические операции, или отдельные функциональные задачи, например, субблок последовательности операций, субблок выходов, субблок задержек. К БУ поступают сигналы от контролирующих устройств и от пульта управления. С пульта управления могут подаваться сигналы на БУ как в рабочем, так и в наладочном режиме. Кроме того на пульт управления могут поступать сигналы от БУ, например, сигналы индикации номеров операций, результатов измерения рабочих процессов.

К **контролирующим устройствам** относятся различного вида датчики, конечные вы-

ключатели, преобразователи. Контролирующие устройства воспринимают параметры рабочего процесса и генерируют сигналы, поступающие в БУ. Часто в системах управления датчики (конечные выключатели) фиксируют перемещение исполнительных органов и подают соответствующие сигналы в БУ. Этим осуществляется обратная связь в системе управления по положению. По способам контроля выполнения команд различают виды управления – управление по положению, по давлению, по времени, смешанное. Может осуществляться также контроль по давлению, по времени.

По характеру передаваемых сигналов системы управления подразделяются на непрерывные (аналоговые) и дискретные.

В **непрерывных** (стабилизирующих, следящих) системах нет жестко фиксированных положений исполнительных органов, положение исполнительного органа обуславливается уровнем давления воздуха или жидкости, подаваемой в него. В **дискретных** системах исполнительные органы имеют фиксированные рабочие положения и применяются управляющая аппаратура с релейными характеристиками. Сигналы управления в дискретных системах принимают одно из двух значений: "1" (есть давление*) и "0" (нет давления). В дискретной системе управления могут применяться отдельные элементы непрерывного действия.

На рис. 8.1 показана схема простейшей системы управления, в которую входят три

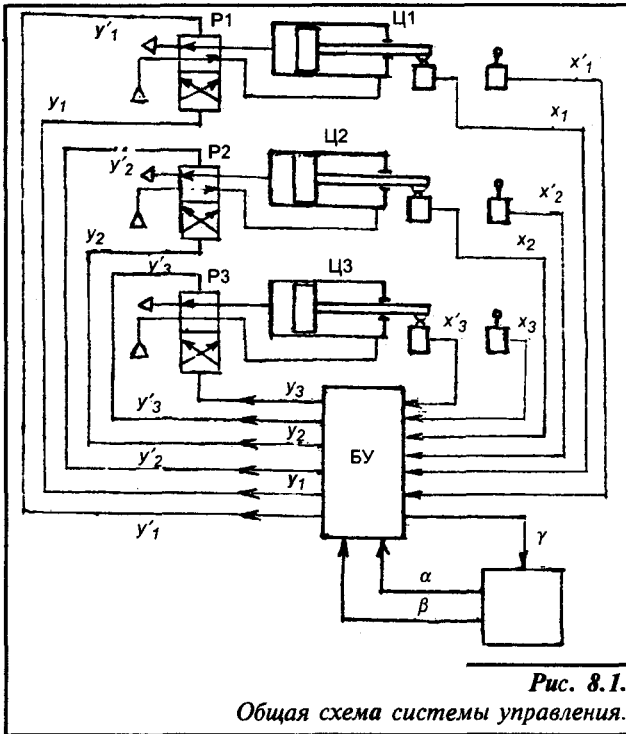


Рис. 8.1.

Общая схема системы управления.

исполнительных органа (цилиндры) $\Pi 1$, $\Pi 2$, $\Pi 3$, логический блок управления БУ, распределители $P 1$, $P 2$, $P 3$, пульт управления Π . На схеме также приведены конечные выключатели (по два на каждый цилиндр). Объект управления и энергетическая часть на схеме не показаны.

Система управления, согласно рис. 8.1, может управлять рукой манипулятора с тремя степенями подвижности. Например, выдвигание руки с помощью $\Pi 1$, захват и удержание детали захватным устройством, приводимым в движение исполнительным органом $\Pi 2$, перемещение детали в горизонтальной или же в вертикальной плоскости, осуществляемое $\Pi 3$. Положение поршня каждого исполнительного органа контролируется конечными выключателями, сигналы $x_1, x'_1, x_2, x'_2, x_3, x'_3$, от которых поступают в БУ.

* Здесь понимается избыточное давление

трических – в виде электрического напряжения. В дискретных системах входные (x) и выходные (y) сигналы, как известно, могут принимать одно из двух возможных значений: "1" или "0".

Сигналы, поступающие с пульта управления на БУ в рабочем режиме, обозначаются через α , а в наладочном режиме через β (рис. 8.1). Для индикации номеров операций и регистрации результатов измерения параметров рабочего процесса на пульте управления на последний поступают из БУ сигналы γ . Взаимосвязь БУ и пульта управления может осуществляться с помощью пневматических, электрических и других сигналов.

8.2. Техническое задание и режимы работы системы управления.

При проектировании системы управления и, в частности, логического блока управления (БУ) необходимы полные сведения об объекте управления и режимах его работы. Эти сведения отражаются в техническом задании на систему управления и содержат:

- 1) назначение системы управления, характер производства и техническая характеристика автоматизируемого объекта;
- 2) порядок (последовательность) работы исполнительных органов объекта в любой форме (словесно, в виде таблицы, циклограммы, тактограммы, графа операций и т. п.);
- 3) режимы управления – автоматический, полуавтоматический, наладочный, а также воздействия на объект при наладочном режиме;
- 4) условия эксплуатации системы управления и вид аппаратуры управления, а также сведения об источниках питания (пневматических, гидравлических или электрических);
- 5) способ контроля выполнения команд, тип контролирующих и исполнительных устройств, требования к точности контроля;
- 6) схема размещения технологических агрегатов, БУ и пульта управления с расстановкой на ней всех датчиков и исполнительных органов;
- 7) требования по охране труда и условия возникновения нерегулярных ситуаций с указанием того, что требуется предпринимать при их возникновении.

Техническое задание начинается с описания функций, которые должна выполнять система управления. После изучения объекта управления определяется количество, вид и взаимное расположение его степеней подвижности, форма и размеры рабочего пространства с указанием досягаемости объектом тех или иных точек рабочего пространства. Эти сведения, а также технические характеристики объекта и исполнительных органов заранее должны быть известны проектировщику системы управления.

Управление объектом обычно осуществляется в рабочем и наладочном режиме. В рабочем режиме БУ выдает команды для выполнения заданной последовательности технологических операций, которая может быть жесткой или разветвленной. Если же каждой операции всегда следует одна и та же операция, то такая последовательность называется жесткой; если же после какой-либо операции могут следовать две или более операций, то последовательность называется разветвленной. Рабочий режим является автоматическим, когда все операции осуществляются без вмешательства человека, или полуавтоматическим, когда для реализации технологического процесса требуется периодическое вмешательство оператора.

Во время рабочего режима могут возникнуть аварийные и другие нерегулярные ситуации. Возникновение нерегулярных ситуаций обычно сообщается оператору в виде звуковой или световой сигнализации, и оператор должен принять меры к устранению нерегулярной ситуации. Для этого чаще всего предусматривается режим ручного управления – воздействуя на исполнительные органы или другие механизмы системы, оператор выводит объект из создавшейся ситуации.

Большинство нерегулярных ситуаций в машиностроении не влечет за собой аварий-

ных последствий, и поэтому БУ конструируется с учетом возможности остановки технологического процесса и отвода инструмента в исходное положение при возникновении нерегулярной ситуации. Причинами ее возникновения могут быть: отсутствие заготовок для обрабатываемых деталей, поломка инструмента или других деталей, чрезмерные утечки воздуха или жидкости из системы управления и т.д.

Проектировщик БУ должен предусмотреть возможность воздействия оператора в *наладочном режиме* на отдельные исполнительные органы с помощью органов ручного управления, устанавливаемых на пульте управления.

Общие технические требования к системам управления оговорены ГОСТ 18460-73 и ГОСТ 17411-72. Система управления должна обеспечивать возможность выбора необходимого режима работы, перехода от автоматического управления на ручное, снятие и введение блокировок, возможность проведения наладочных и ремонтных работ с минимальной затратой труда и с надежными мерами безопасности наладчика.

Требования по долговечности и надежности систем управления обеспечивают рядом технических решений – резервирование ряда элементов и субблоков, применение наиболее надежных и долговечных устройств, диагностический контроль рабочих параметров отдельных блоков или системы. Следует иметь в виду, что использование однотипной аппаратуры при проектировании БУ дает значительные эксплуатационные преимущества, т.к. при этом упрощается ремонт, настройка, обслуживание. Система должна иметь минимальное число аппаратов.

БУ проектируются часто на базе пневматических элементов высокого (0,2 - 2,0 МПа) или низкого (0,001-0,2 МПа) уровня давлений. Считается, что пневмосопротивления (дроссели) устройств с низким давлением имеют линейную характеристику расхода, а с высоким давлением – нелинейную. К элементам низкого давления относятся струйные элементы (0,0015-0,02 МПа), мембранные элементы (0,1-0,2 МПа). К элементам высокого давления относятся различного вида пневмоаппараты станков, роботов, технологических линий, автомобилей, тракторов и других мобильных машин. Эти элементы функционируют при тех же давлениях, что и исполнительные пневматические органы (0,5-1,0 МПа).

Пневматические схемы системы управления выполняются по ГОСТ 2.704-76 и на них показываются все преобразователи и датчики, логические элементы, переключатели, исполнительные органы, распределители, контрольно-регулирующая аппаратура. Если используется индивидуальная питающая часть, то на схеме изображается также компрессор, редукционные пневмоклапаны, фильтры и маслораспылители, регуляторы давления, защитные клапаны. На принципиальных схемах изображаются линии связи между элементами. На схемах часто приводятся тактограммы (или циклограммы) работы системы и таблицы взаимосвязи входных и исполнительных устройств.

Система управления должна иметь защиту от перегрузок, должна обладать помехоустойчивостью, т.е. должна нормально работать при вибрациях, допустимых ударах, колебаниях давлений воздуха, колебаниях температуры, при радиации и т.д. По технике безопасности проектируемая система должна удовлетворять требованиям ГОСТ 12.3.001-73 и ГОСТ 16028-70.

8.3. Формализованное описание рабочего процесса.

Последовательность технологических операций может быть задана в виде тактограммы или циклограммы, таблицы состояний (включений), графа операций.

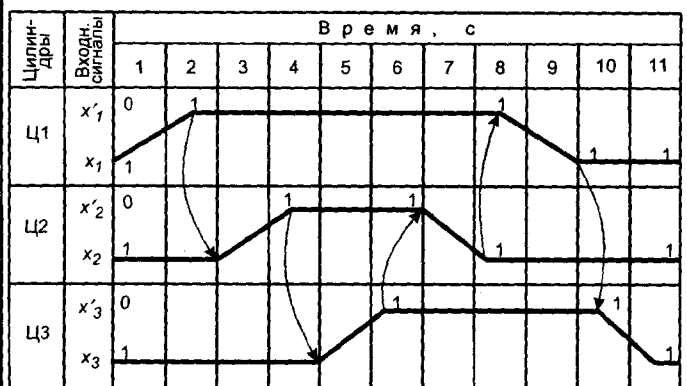
На тактограмме весь цикл движения исполнительных органов разделен на отдельные такты движения. **Тактом** движения называется промежуток времени, в течение которого комбинации выходных и входных сигналов, присущих только одному такту, остаются неизменными. Если весь цикл технологического процесса изображается в непрерывном

времени, то такое графическое изображение работы исполнительных органов называется **циклограммой** (рис. 8.2). В отличие от тактограммы на тактограмме не указывается время каждого такта, причем длительность разных тактов может быть различной и обуславливается особенностями технологического процесса. Сопоставляя тактограмму с циклограммой нетрудно заметить, что между соседними тактами возможны временные интервалы, что в тактограмме обычно не отражается.

Работу системы управления согласно рис. 8.1 применительно, например, к рабочему органу (руке) манипулятора, работающего в плоской системе координат можно представить в виде тактограммы (рис. 8.2, а) или циклограммы (рис. 8.2, б). В первом такте происходит выдвигание руки манипулятора, осуществляемое исполнительным органом **Ц1**, во втором — захват



а)



б)

Рис. 8.2.

Тактограмма (а) и циклограмма (б) технологического процесса с последовательностью операций 1-2-3-2-1-3.

детали (**Ц2**), в третьем — снятие и перемещение детали по окружности в горизонтальной плоскости или же по вертикальной прямой (**Ц3**), в четвертом — опускание захватом детали (**Ц2**), в пятом — возвратное движение (втягивание) руки (**Ц1**) и в шестом — возвратное вращательное (или вертикальное прямолинейное) перемещение руки в исходное положение (**Ц3**). После выполнения операции в шестом такте цикл повторяется.

На тактограмме (рис. 8.2) показаны значения (1 или 0) входных сигналов x_i на начальной границе каждого такта, комбинации которых определяют условия перехода от одного такта к другому. Будем эти сигналы, поступающие от выключателей в крайних положениях подвижных частей исполнительных органов, называть **граничными (устойчивыми)**.

Во время перемещения поршня i -го цилиндра из одного крайнего положения в другое входные сигналы x_i и x'_i чаще всего равны нулю, так как оба конечных выключателя в это время (в промежутке между граничными положениями) не нажаты. Следовательно, в промежутке между крайними положениями поршня (внутри такта) комбинации входных сигналов отличаются от комбинаций граничных сигналов. Эти сигналы внутри такта являются неустойчивыми и называются **промежуточными**.

В конце цикла все исполнительные органы занимают исходные положения и все гра-

нические исходные сигналы принимают те же значения, которые были в начале цикла.

Исполнительные органы могут работать последовательно, как показано на рис. 8.2, и параллельно-последовательно. Если, например, такты 5 и 6 объединить в один пятый такт (одновременное вращательное и поступательное перемещение руки в исходное положение), то число тактов уменьшится и исполнительные органы Ц1 и Ц3 в пятом такте будут работать параллельно. По технологическим условиям может оказаться невозможным обратное вращательное движение руки (Ц3) пока деталь не будет убрана из рабочего пространства. В таком случае возможно применение устройства задержки пневматических сигналов (устройства запаздывания).

Часто на тактограмме или циклограмме переход от одной операции к другой обозначается криволинейной или прямолинейной стрелкой, как показано, например, в конце первого такта на рис. 8.2, чтобы подчеркнуть, что движение поршня Ц2 во втором такте должно начинаться только в результате появления входного сигнала $x'_1=1$, т.е. в момент перемещения поршня Ц1 в конечное положение.

Следует отметить, что первое условие перехода от 1-го такта ко 2-му ($x_1=0$; $x_2=1$, $x_3=1$) не является достаточным, так как это промежуточное условие появляется как только поршень Ц1 начинает перемещаться и сигнал x_1 , поступающий от левого выключа-

теля, становится равным нулю. Но второй такт должен начинаться только при достижении поршнем Ц1 конечного положения и появления сигнала $x'_1=1$ от правого конечного выключателя. Следовательно, достаточным условием перехода от 1-го ко 2-му такту будет $x'_1=1$; $x_2=1$; $x_3=1$. Достаточным условием перехода от 2-го к 3-му такту является $x'_1=1$; $x'_2=1$; $x_3=1$ или $x_1=0$; $x'_2=1$; $x_3=1$; от 3-го к 4-му такту — $x'_1=1$; $x'_2=1$; $x'_3=1$, или $x_1=0$; $x_2=0$; $x'_3=1$. Аналогичным образом записываются условия перехода к 5-му и 6-му тактам. При написании этих условий используются граничные комбинации входных сигналов, поступающие в начале каждого такта (в конце предыдущего такта).

Последовательность работы исполнительных органов может представляться также в виде таблицы состояний (включений), в которой в верхней части показывается состояние всех граничных входных сигналов в начале каждого такта, а в нижней — состояние всех выходных сигналов (см. табл. 8.1). Взаимное расположение состояний входных и выходных сигналов может быть иным, например, состояния входных сигналов могут располагаться в колонках левой части таблицы, а выходных сигналов — в колонках правой части.

Таблица состояний (8.1) изображена в соответствии с тактограммой рис. 8.2.

Сигналы	Исполн. органы	Обознач. сигналов	Состояния (логические такты)						
			1	2	3	4	5	6	
Входные	Ц1	x_1	1	0	0	0	0	1	
		x'_1	0	1	1	1	1	0	
	Ц2	x_2	1	1	0	0	1	1	
		x'_2	0	0	1	1	0	0	
	Ц3	x_3	1	1	1	0	0	0	
		x'_3	0	0	0	1	1	1	
Выходные	Ц1	Вперед	y_1	1	—	—	—	0	0
		Назад	y'_1	0	0	0	0	1	—
	Ц2	Вперед	y_2	0	1	—	0	0	0
		Назад	y'_2	—	0	0	1	—	—
	Ц3	Вперед	y_3	0	0	1	—	—	0
		Назад	y'_3	—	—	0	0	0	1

Таблица 8.1.
Таблица состояний

Выходные	Ц1	y_1	1	1	1	1	0	0
	Ц2	y_2	0	1	1	0	0	0
	Ц3	y_3	0	0	1	1	1	0

Таблица 8.1, а
Таблица состояний

Значения входных сигналов в таблице соответствуют граничным значениям этих сигналов. Сигналы x'_1, x'_2, x'_3 не проставлены в таблице, так как их значения противоположны (инверсны) сигналам x_1, x_2, x_3 и комбинации промежуточных входных сигналов не совпадают с комбинациями граничных входных сигналов.

При заполнении нижней части таблицы необходимо установить, какие состояния являются рабочими, запрещенными или безразличными. **Рабочим** (обязательным) состоянием называется такое состояние, при котором функция равняется единице ($y=1$) при определенной комбинации входных сигналов. Состояние, при котором функция равняется нулю, называется **запрещенным**. Если же функция y может принимать при той или иной комбинации входных сигналов любое состояние (0 или 1) и это не влияет на работу системы, то такое состояние называется **безразличным**. Безразличное состояние в таблице состояний обозначается черточкой. Например, в тактах 2 - 4 состояние сигнала y_1 безразлично, так как распределитель **P1** триггерного (двустороннего) типа и его возвращение в исходное положение возможно только при появлении управляющего сигнала $y'_j=1$. Аналогичным образом устанавливаются безразличные состояния и для других выходных сигналов (функций), потому что распределители **P2** и **P3** также относятся к устройствам триггерного типа и их переключение в положение "вперед" происходит только при появлении сигнала $y_i=1$ и при $y'_i=0$, а обратное переключение в положение "назад" - только при $y_i=0$ и $y'_i=1$. Заметим, что распределители с возвратной пружиной и односторонним воздействием на него управляющего сигнала относятся к устройствам **реднейшего действия (односторонним)**.

Если в системе управления согласно рис. 8.1 вместо распределителей двусторонних применить односторонние распределители, то необходимость в управляющих сигналах y'_j отпадет и нижняя часть таблицы 8.1 изменится и примет вид, показанный в таблице 8.1,а. В таком случае безразличных состояний не будет и появится необходимость удерживать в течение нескольких тактов отдельные выходные сигналы равными единице (например, $y_1=1$ в тактах 1 - 4).

Условия переключения системы из одного состояния в другое (перехода от одного такта к другому) могут быть представлены также в виде логических уравнений (см. разд. 8.4). Для каждого такта, в котором та или другая функция (сигнал управления) равняется единице, записывается для данной функции уравнение, причем в правой части формулы пишется конъюнкция (логическое умножение) всех граничных аргументов (x_i). Например, для системы управления (рис. 8.1) с двусторонними распределителями (триггерного действия) в соответствии с таблицей 8.1 уравнения записываются в виде:

$$y_1 = x_1 x_2 x_3; \quad y_2 = x'_1 x_2 x_3; \quad y_3 = x'_1 x'_2 x_3;$$

$$y'_2 = x'_1 x'_2 x'_3; \quad y'_1 = x'_1 x_2 x'_3; \quad y'_3 = x_1 x_2 x'_3.$$

Следует иметь в виду, что при использовании односторонних распределителей эти выражения примут другой вид, так как в таком случае в уравнениях необходимо учесть еще комбинации промежуточных входных сигналов и комбинации входных сигналов во всех тактах, в которых выходной сигнал должен быть обязательным.

Можно последовательность операций представлять также в виде ориентированного графа, называемого **графом операций**. Вершина графа операций **A_i** обозначает технологическую операцию (такт движения), условие перехода от одной операции к другой изображается ребром графа (линией, соединяющей две вершины), при этом стрелка на ребре указывает последовательность перехода от одной операции к другой (см. рис. 8.3). Возле вершины графа записываются те воздействия на исполнительные органы, которые изменились при переходе от предыдущего такта к настоящему. При построении графа должно соблюдаться правило: сколько раз воздействие на каждый исполнительный ор-

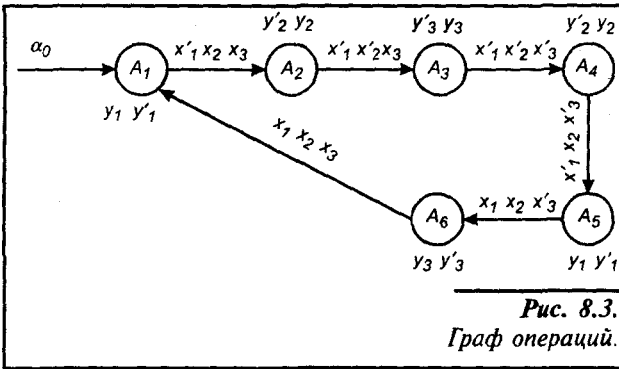


Рис. 8.3.
Граф операций.

ган подано, столько же раз оно должно быть снято.

Необходимые условия перехода от одной операции к другой (состояние входных сигналов) указываются на ребрах графов. Иногда рядом с графом операций изображаются условия корректировки графа при нерегулярных ситуациях и условия перехода на наладочный режим работы. Последние условия принято записывать выражениями секвенций типа $\beta \vdash \gamma$, означающими "если справедливо β , то справедливо и γ ", то есть сигнал γ на исполнительный орган поступает только тогда, когда есть сигнал β подаваемый с пульта управления.

Граф операций согласно рис. 8.3 построен в соответствии с таблицей 8.1 и рис. 8.2, согласно которым технологические операции проходят по жесткому циклу. Нередко процессы, протекающие в системе управления, могут идти по разветвленному циклу, тогда при построении графа в зависимости от технологического процесса используются следующие разветвления и сходимости:

1) Альтернативное разветвление (рис. 8.4, а) строится на графе тогда, когда после

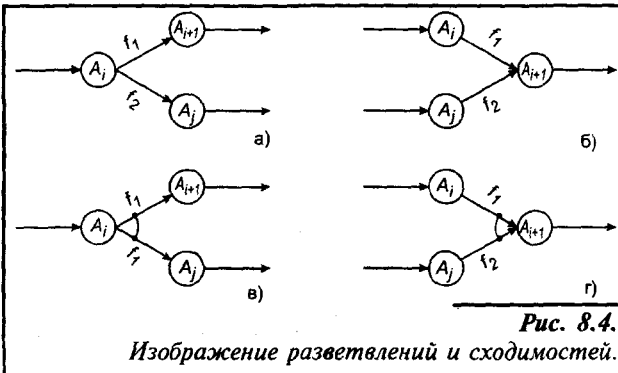


Рис. 8.4.

Изображение разветвлений и сходимостей.

данной операции A_i возможен переход к двум или более последующим операциям в зависимости от условий перехода f_i .

2) Дизъюнктивная сходимость (рис. 8.4, б) изображается в случае, если операция A_{i+1} происходит после выполнения одной из двух (или из нескольких) операций-предшественников. Условия перехода разные.

3) Конъюнктивное разветвление (рис. 8.4, в) представляет собой такое разветвление технологического процесса, при котором после операции A_i начинается параллельная работа двух или более исполнительных органов. Этим операциям-последователям соответствуют вершины A_{i+1} , A_j . Условия перехода от операции A_i к операциям A_{i+1} , A_j и другим одинаковы.

4) Конъюнктивная сходимость (рис. 8.4, г) имеет место тогда, когда операция A_{i+1} может выполняться только после окончания двух или более операции-предшественников A_p , A_r , Условия перехода f_2 на всех ребрах одинаковы.

8.4. Логические функции и их реализация.

Дискретные системы управления можно построить рациональным образом используя законы алгебры логики (булевой алгебры). В дискретных устройствах, как указывалось выше, на входе и выходе сигналы имеют два значения: "1" — есть давление, "0" — нет давления (избыточного). В алгебре логики эти значения являются соответственно истинными и ложными.

Алгебра логики устанавливает связи между сложными и простыми высказываниями. Простые высказывания, устанавливающие некоторый факт без дополнительных условий, называют **логическими переменными** (аргументами), обозначенными символами x_1, x_2, \dots, x_n . Два и более простых высказываний, связанных в одном предложении с помощью логических связей, образуют сложное высказывание, называемое **логической функцией**. Логические связи между логическими переменными (простыми высказываниями) называются **логическими операциями**. Логические операции с логическими переменными (аргументами) подобны известным алгебраическим действиям, но выполняются по законам булевой алгебры. Результатом выполнения одной или нескольких логических операций, объединенных в одно алгебраическое выражение, является логическая функция (f).

Таким образом, как логические переменные (x), так и логические функции (f) могут принимать в алгебре логики только одно из двух значений – ноль или единицу. Следует различать логическую функцию, обозначаемую f , и выходной сигнал, обозначаемый y . Выходные сигналы y_1, y_2, \dots могут появляться (принимать значение "1") или исчезать (принимать значение "0") как в результате взаимодействия входных сигналов (аргументов) x_1, x_2, \dots , так и в результате появления той или иной совокупности логических функций f_1, f_2, \dots . Иначе говоря, выходные сигналы имеют физическую природу и являются результатом взаимодействия пневмо- или гидроустройств, а логические функции абстрактны и являются результатом математических операций. Для описания взаимодействия указанных устройств, как известно, используются логические операции и законы алгебры логики.

Логические функции одной или двух переменных показаны в таблице 8.2. Значение функции **"ИЛИ"** равно нулю только при $x_1=0$ и $x_2=0$, во всех других сочетаниях функция равняется единице. Функция **"И"** равняется единице, когда значения двух аргументов равны 1. Другими словами, сложное высказывание будет истинным только тогда, когда простые высказывания x_1 и x_2 оба будут истинными.

Функция **"Равнозначность"** будет истинной тогда, когда обе логические переменные одинаковы. Логическая функция **"Импликация"** формулируется так: сложное высказывание ложно $f=0$ только в случае, когда первое высказывание истинно ($x_1=1$), а второе ложно ($x_2=0$). Обратная импликация имеет противоположное значение $\bar{f}=0$ только в случае, когда $x_1=0$, а $x_2=1$. Операция сложения по модулю 2 (**"неравнозначность"**) характеризуется тем, что ее функция будет истинной только при различных значениях переменных x_1 и x_2 .

Примеры реализации некоторых простейших логических функций приведены в таблице 8.3. Как видно из таблицы, указанные функции могут быть реализованы как с помощью элементов высокого давления (распределителей), так и низкого давления (мембранных и струйных реле). Разумеется, что показанные в таблице 8.3 варианты реализации не являются единственно возможными. На основе логических функций **"НЕ"**, **"ИЛИ"**, **"И"** базируются следующие логические соотношения:

$$x + 1 = 1; \quad x + \bar{x} = 1; \quad x \cdot 1 = x; \quad x \cdot \bar{x} = 0;$$

$$x + 0 = x; \quad x = \bar{\bar{x}}; \quad x \cdot 0 = 0.$$

При структурном синтезе систем управления проводятся операции над булевыми функциями, которые основываются на следующих законах:

1) Закон перестановки:

$$x_1 x_2 = x_2 x_1; \quad x_1 + x_2 = x_2 + x_1.$$

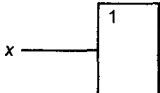
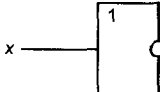
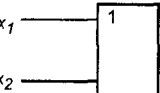
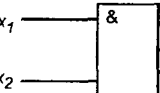
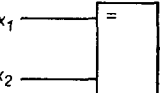
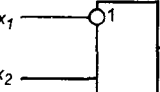
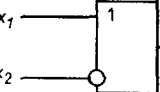
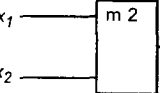
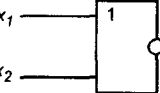
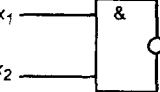
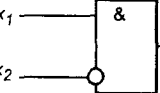
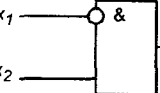
Название логической функции	Обозначение логических элементов	Выражение функции	x_1	0	0	1	1
			x_2	0	1	0	1
Повторение (функция ДА)		$f = x_1$		0	0	1	1
Отрицание (функция НЕТ, инверсия x)		$f = \bar{x}_2$		1	1	0	0
Дизъюнкция (функция ИЛИ, логическое сложение)		$f = x_1 + x_2$ $(f = x_1 \vee x_2)$		0	1	1	1
Конъюнкция (функция И, логическое умножение)		$f = x_1 \cdot x_2$ $(f = x_1 \wedge x_2)$		0	0	0	1
Равнозначность (эквивалентность)		$f = x_1 \sim x_2$ $(f = x_1 \equiv x_2)$		1	0	0	1
Импликация (функция ЕСЛИ-ТО)		$f = x_1 \rightarrow x_2$		1	1	0	1
Обратная импликация		$f = x_1 \leftarrow x_2$ $(f = x_2 \rightarrow x_1)$		1	0	1	1
Неравнозначность (сумма по модулю 2)		$f = x_1 \neq x_2$ $(f = x_2 \nabla x_1)$ $(f = x_2 \oplus x_1)$		0	1	1	0
Стрелка Пирса (отрицание дизъюнкции)		$f = x_1 \downarrow x_2$ $(f = x_2 \bar{\vee} x_1)$ $(f = x_2 \circ x_1)$		1	0	0	0
Штрих Шеффера (инверсия конъюнкции)		$f = x_1 / x_2$ $(f = \bar{x}_2 \cdot x_1)$		1	1	1	0
Запрет по x_2 (отрицание импликации от x_1 к x_2)		$f = x_1 \rightarrow x_2$		0	0	1	0
Запрет по x_1 (отрицание импликации от x_2 к x_1)		$f = x_2 \rightarrow x_1$		0	1	0	0

Таблица 8.2.

Название логической функции	Элементарная реализация функций		
	Распределители высокого давления	Мембранные реле	Струйные элементы
Повторение (ДА)			
Отрицание (НЕ)			
Дизъюнкция (ИЛИ)			
Конъюнкция (И)			
Равнозначность			
Неравнозначность (сумма по модулю 2)			

Таблица 8.3.

2) Сочетательный закон:

$$(x_1 x_2) x_3 = x_1 (x_2 x_3); \quad (x_1 + x_2) + x_3 = x_1 + (x_2 + x_3)$$

3) Распределительный закон:

$$x_1 (x_2 + x_3) = x_1 x_2 + x_1 x_3;$$

$$x_1 + x_2 x_3 = (x_1 + x_2)(x_1 + x_3)$$

4) Закон повторения:

$$x x \dots x = x; \quad x + x + \dots + x = x.$$

5) Закон инверсирования:

$$x_1 x_2 = \overline{\overline{x_1} + \overline{x_2}}; \quad x_1 + x_2 = \overline{\overline{x_1} \overline{x_2}}$$

6) Закон поглощения:

$$x_1 + x_1 x_2 = x_1; \quad x_1 (x_1 + x_2) = x_1;$$

$$x_1 + \overline{x_1} x_2 = x_1 + x_2; \quad x_1 (\overline{x_1} + x_2) = x_1 x_2;$$

$$x_1 + x_1 x_2 + x_1 x_3 = x_1; \quad x_1 (x_1 + x_2)(x_1 + x_3) = x_1.$$

7) Закон склеивания:

$$x_1 x_2 + x_1 \overline{x_2} = x_1; \quad x_1 x_2 + \overline{x_1} x_3 + \overline{x_1} x_3 + x_2 x_3 = x_1 x_2 + \overline{x_1} x_3;$$

$$(x_1 + x_2)(x_1 + \overline{x_2}) = x_1; \quad (x_1 + x_2)(\overline{x_1} + x_3) = x_1 x_3 + \overline{x_1} x_2.$$

Логические функции, приведенные в таблице 8.2 являются взаимно зависимыми и могут выражаться друг через друга. Совокупность логических операций, с помощью которых можно выразить все другие операции, называется **функционально полной совокупностью (набором)**. Через набор, состоящий из двух логических функций **"НЕ"**, **"ИЛИ"** (или **"И"**, **"НЕ"**) можно выразить остальные элементарные функции (см. таблицу 8.4). Этот функциональный набор (**"НЕ"**, **"ИЛИ"**) или (**"И"**, **"НЕ"**) удобен тем, что входящие в него функции реализуются в дискретной технике с помощью простых устройств и просто осуществляется переход от логических уравнений к их элементной реализации.

8.5 Структурный синтез одноктактных систем управления.

Дискретные системы управления делятся на одноктактные и многотактные. К **одноктактным** относятся такие системы, в которых выходные сигналы (y_1, \dots, y_n) в любой промежуток времени (в любом такте) однозначно определяются комбинацией входных сигналов (x_1, \dots, x_m) и не зависят от комбинаций сигналов, поступивших на вход в предыдущие такты. Поэтому одноктактные системы управления называют также "автоматами без памяти" или избирательными системами, или же системами без обратных связей.

Блок управления представляет собой устройство, которое реализует логические соотношения между входными и выходными сигналами. Поэтому процесс построения системы управления (выбор ее структуры) принято называть **структурным синтезом**.

Синтез систем с несколькими исполнительными органами. Пусть требуется сортировать изготовленные детали по двум размерам, причем бракованные детали по обоим размерам ($x_1=0; x_2=0$) должны направляться в четвертый бункер, люк которого открывается исполнительным органом Ц4 (см. рис. 8.5); годные детали по первому размеру ($x_1=1$) — в третий бункер; по второму размеру ($x_2=1$) — во второй бункер; и, наконец, годные детали по обоим размерам ($x_1=1; x_2=1$) следует направлять в 1-ый бункер. Сигналы x_1

и x_2 поступают в блок управления (БУ) от датчиков, контролирующих указанные два размера детали, например, длину и диаметр ролика. Если размер находится в допустимых пределах, то сигнал $x=I$, если же выход из поля допуска, то $x=0$. Таким образом, транспортируемые или же скатывающиеся по наклонной плоскости детали должны попадать в тот или иной бункер в зависимости от комбинации входных сигналов x_i , следовательно, выходные сигналы y_i , управляющие исполнительными органами, должны соответствовать указанной комбинации x_1 и x_2 (см. таблицу состояний, рис. 8.5, б).

Согласно этой таблице использованы все возможные сочетания входных сигналов и каждому из них соответствует появление одного из выходных сигналов y_i (открытие того или иного люка). Для получения сигнала $y_1=I$ необходимо использовать элемент "И", на вход которого следует подать сигналы $x_1=I$ и $x_2=I$. Исполнительный орган Ц2 сработает (поршень переместится в крайнее правое положение) тогда, когда поступит давление ко второму распределителю ($y_2=I$), что наступает при $x_1=0, x_2=I$. Для реализации данной операции необходимо установить в блоке управления один элемент "НЕ" для сигнала и один элемент "И", на вход которого подать \bar{x}_1 и x_2 . Другие операции реализуются аналогичным образом. Для реализации всех четырех операций согласно таблице рис. 8.5, б потребуются четыре элемента "И" и два элемента "НЕ".

Эта система управления может быть упрощена, если автомат будет использоваться для сортировки только годных по двум и по одному размеру деталей. В таком случае люк 4-го бункера может всегда быть открытым и исполнительный орган Ц4 не нужен. Следовательно, состояние $x_1=0$ и $x_2=0$ при работе автомата не будет встречаться (см. таблицу рис. 8.5, б). Такое состояние называется **неиспользуемым**. Неиспользуемые и безразличные состояния объединяются общим понятием – **условные состояния**. Условность их состоит в том, что неиспользуемые и безразличные состояния могут быть отнесены как к обязательным, так и к запрещенным состояниям. Напомним, что **безразличным** называется такое состояние, для которого любое значение выходного сигнала не нарушает условий работы системы, т.е. выходной сигнал может подаваться или не подаваться. Условные состояния в таблице обозначаются черточками (см. таблицу рис. 8.5).

Если система управления имеет небольшое число входных и выходных сигналов, то удобно использовать **табличный метод минимизации** структуры. Минимизация по этому методу выполняется в такой последовательности:

1) По имеющейся таблице состояний составляются уравнения зависимости выходных сигналов от входных. Эти уравнения записываются в виде дизъюнктивной совершенной нормальной формы (ДСНФ) или в виде конъюнктивной совершенной нормальной формы (КСНФ).

ДСНФ представляет собой логическую сумму (дизъюнкцию) произведений (конъюнкций) всех входных сигналов для состояний, в которых данный выходной сигнал ра-

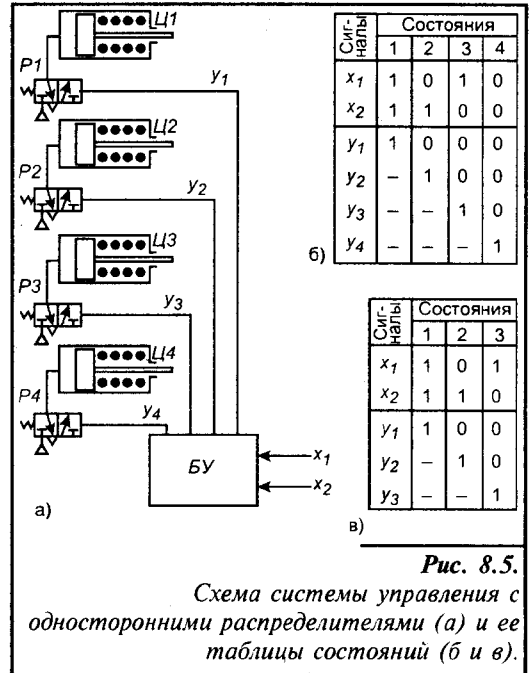


Рис. 8.5.

Схема системы управления с односторонними распределителями (а) и ее таблицы состояний (б и в).

вен единице. Например, для таблицы рис.8.5, в уравнения выходных сигналов в виде ДСНФ записываются так:

$$y_1 = x_1x_2; \quad y_2 = \bar{x}_1x_2; \quad y_3 = x_1\bar{x}_2. \quad (8.1)$$

Если выходной сигнал y принимает действительные значения (т.е. равняется единице) в разных тактах, например, при $x_1=1; x_2=0; x_3=0$ и при $x_1=0; x_2=1; x_3=1$, то уравнение этого выходного сигнала в виде ДСНФ будет:

$$y = x_1\bar{x}_2\bar{x}_3 + \bar{x}_1x_2x_3.$$

КСНФ — это логическое произведение (конъюнкция) сомножителей, каждый из которых представляет собой логическую сумму (дизъюнкцию) инверсий всех входных сигналов состояний, в котором выходной сигнал имеет нулевое значение. Например, выходной сигнал y , зависящий от входных сигналов x_1, x_2, x_3 , имеет нулевое значение при $x_1=0, x_2=1, x_3=1$ и при $x_1=1, x_2=0, x_3=0$. Уравнение этого выходного сигнала в виде КСНФ будет:

$$y = (x_1 + \bar{x}_2 + \bar{x}_3)(\bar{x}_1 + x_2 + x_3)$$

Уравнения выходных сигналов в виде ДСНФ или КСНФ обычно избыточны и требуют минимизации. В простых системах управления минимизируются уравнения с использованием законов и соотношений алгебры логики (см. раздел 8.3). Более удобна для минимизации ДСНФ, однако, если для данного выходного сигнала число запрещенных состояний значительно меньше числа обязательных, то использование уравнений в виде КСНФ может оказаться предпочтительным.

2) Путем анализа таблицы состояний выявляются условные состояния, соседние к членам ДСНФ. Состояния называются **соседними**, если они отличаются значением только одной переменной x_i . Если при переходе от одного логического такта к другому меняется значение только одного входного сигнала, то состояния этих тактов являются соседними, а изменяющийся входной сигнал называется **тактирующим**.

Соседние состояния склеивают на основании закона склеивания (закон 7 в разделе 8.3). При этом чаще всего к членам ДСНФ дописывают дополнительные слагаемые — соседние из условных состояний и, следовательно, пригодные для склеивания.

Согласно таблице рис. 8.5, в для сигнала y_1 нет соседних условных состояний и поэтому правый член $y_1=x_1x_2$ ни с чем не склеивается. Для сигнала y_2 состояние первое и второе являются соседними, следовательно, можем записать заменяя прочерк единицей:

$$y_2 = \bar{x}_1x_2 + x_1x_2 = x_2(\bar{x}_1 + x_1) = x_2$$

Для сигнала y_3 состояние 3 и 1 являются соседними, следовательно, дописывая член x_1x_2 из условного состояния, получаем:

$$y_3 = x_1\bar{x}_2 + x_1x_2 = x_1(\bar{x}_2 + x_2) = x_1$$

Таким образом получили:

$$y_1 = x_1x_2; \quad y_2 = x_2; \quad y_3 = x_1 \quad (8.2)$$

Сравнивая выражения (8.1) и (8.2), видим, что после минимизации выражений (8.1) БУ упростился — он состоит из одного элемента **"И"**, на вход которого подаются сигналы x_1 и x_2 , а на выходе получаем y_1 . Входные сигналы x_1 и x_2 являются одновременно и выходными y_2 и y_3 , действующими непосредственно на распределители **P2** и **P3**. Блок управления без его минимизации согласно (8.1) включает в себя пять элементов: три элемента **"И"** и два элемента **"НЕ"**. После минимизации блока управления строится его структурная схема с использованием имеющихся элементов. В случае отсутствия, например, элементов **"И"**, их можно заменить элементами **"НЕ"** и **"НЕ - ИЛИ"** (см. таблицу 8.4).

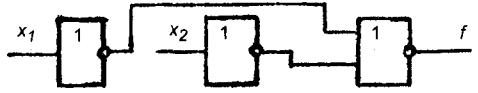


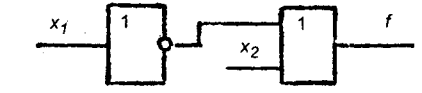
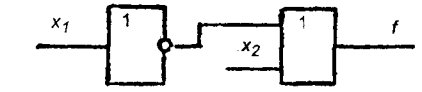
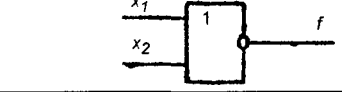
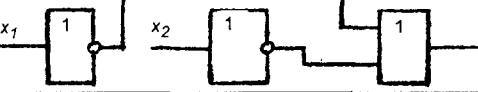
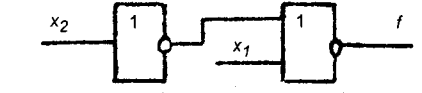
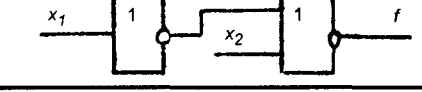
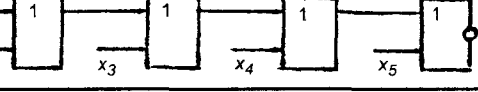
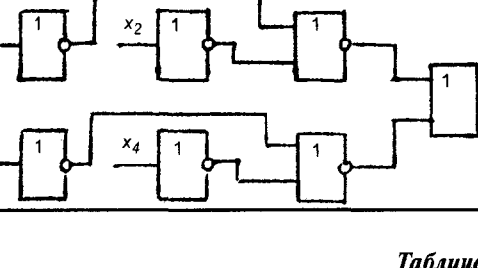
Логическая функция и ее выражение	Реализация через набор НЕ, ИЛИ
Конъюнкция, И $f = x_1 \cdot x_2 = \overline{\overline{x_1} + \overline{x_2}}$	
Равнозначность $f = x_1 \sim x_2 = \overline{x_1} \cdot \overline{x_2} + x_1 \cdot x_2 = \overline{x_1 + x_2 + \overline{x_1} + \overline{x_2}}$	
Неравнозначность $f = x_1 \neq x_2 = \overline{x_1} \cdot x_2 + x_1 \cdot \overline{x_2} = \overline{\overline{\overline{\overline{x_1 + x_2 + \overline{x_1} + \overline{x_2}}}}}$	
Импликация от x1 к x2 $f = x_1 \rightarrow x_2 = \overline{x_1} + x_2$	
Импликация от x2 к x1 $f = x_1 \leftarrow x_2 = x_1 + \overline{x_2}$	
Стрелка Пирса, НЕ-ИЛИ $f = x_1 \downarrow x_2 = \overline{x_1 + x_2}$	
Штрих Шеффера, И-НЕ $f = \overline{x_1 \cdot x_2} = \overline{x_1} + \overline{x_2}$	
Запрет по x1 $f = \overline{x_1} \cdot x_2 = \overline{x_1 + \overline{x_2}}$	
Запрет по x2 $f = x_1 \cdot \overline{x_2} = \overline{\overline{x_1} + x_2}$	
НЕ-ИЛИ $f = \overline{x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5}$	
И-ИЛИ $f = x_1 \cdot x_2 + x_3 \cdot x_4 = \overline{\overline{x_1} + \overline{x_2} + \overline{x_3} + \overline{x_4}}$	

Таблица 8.4.

В качестве другого примера рассмотрим систему управления сортировочного автомата, обеспечивающего сортировку деталей по трем параметрам x_1, x_2, x_3 . Согласно техзаданию годные детали должны попадать в 1-ый бункер, открываемый $\Pi 1$; бракованные по первому параметру ($x_1=0$) – во 2-ой бункер, открываемый $\Pi 2$; бракованные по второму параметру ($x_2=0$) – в третий бункер, открываемый $\Pi 3$; бракованные по третьему параметру ($x_3=0$) – в четвертый бункер, открываемый цилиндром $\Pi 4$; бракованные детали по любым двум параметрам – в 5-ый бункер, открываемый цилиндром $\Pi 5$; и, наконец, бракованные детали по всем трем параметрам ($x_1=0, x_2=0, x_3=0$) – в 6-ой бункер, люк которого может быть открытым постоянно. Таблица состояний такого автомата имеет вид (см. таблицу 8.5). Если люк предшествующего бункера открыт, то люки последующих бункеров могут находиться в любом состоянии, т.е. состояния управляющих сигналов последующими исполнительными органами являются безразличными (черточки в таблице). Система управления рассматриваемого автомата идентична рис. 8.5, а с той лишь разницей, что в нее входит пять исполнительных органов и на вход блока управления поступают три входных сигнала.

Используя табличный метод минимизации, проведем синтез блока управления сортировочного автомата в рассмотренной выше последовательности.

1. По таблице состояний 8.5 записываем уравнения выходных сигналов в виде ДСНФ:

$$y_1 = x_1 x_2 x_3; \quad y_2 = \bar{x}_1 x_2 x_3; \quad y_3 = x_1 \bar{x}_2 x_3; \quad (8.3)$$

$$y_4 = x_1 x_2 \bar{x}_3; \quad y_5 = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 + \bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3.$$

2. На основе закона склеивания производим упрощение (минимизацию) формул (8.3). Для действительного значения сигнала x_1 нет соседних условных состояний и поэтому упростить формулу невозможно. Действительное значение сигнала y_2 имеет соседнее условное состояние 1, следовательно, можем записать:

$$y_2 = \bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 x_3 = x_2 x_3 (\bar{x}_1 + x_1) = x_2 x_3$$

Сигналы	Состояния				
	1	2	3	4	5
x_1	1	0	1	1	0 0 1
x_2	1	1	0	1	0 1 0
x_3	1	1	1	0	1 0 0
y_1	1	0	0	0	0
y_2	-	1	0	0	0
y_3	-	-	1	0	0
y_4	-	-	-	1	0
y_5	-	-	-	-	1

Таблица 8.5.

Сигналы	Состояния				
	1	2	3	4	5
x_1	1	-	1	1	0 - 1
x_2	1	1	-	1	- 1 0
x_3	1	1	1	-	1 0 -
y_1	1	0	0	0	0
y_2	-	1	0	0	0
y_3	-	-	1	0	0
y_4	-	-	-	1	0
y_5	-	-	-	-	1

Таблица 8.6.

Аналогично записываем уравнения:

$$y_3 = x_1 \bar{x}_2 x_3 + x_1 x_2 x_3 = x_1 x_3 (\bar{x}_2 + x_2) = x_1 x_3$$

$$y_4 = x_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 x_3 = x_1 x_2 (\bar{x}_3 + x_3) = x_1 x_2$$

Для действительного значения y_5 имеются соседние условные состояния для всех трех членов выражения. Значит, можно провести упрощение этого уравнения:

$$y_5 = (\bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 + \bar{x}_1 x_2 x_3) + (\bar{x}_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 x_2 \bar{x}_3) + (x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 + x_1 \bar{x}_2 x_3) = \bar{x}_1 x_3 + x_2 \bar{x}_3 + x_1 \bar{x}_2$$

Таким образом, в результате минимизации уравнений (8.3) получаем:

$$y_1 = x_1 x_2 x_3; \quad y_2 = x_2 x_3; \quad y_3 = x_1 x_3; \quad y_4 = x_1 x_2; \quad (8.4)$$

$$y_5 = \bar{x}_1 x_3 + x_2 \bar{x}_3 + x_1 \bar{x}_2.$$

Можно провести второй этап минимизации для чего воспользуемся минимизированной таблицей состояния (таблица 8.6) Эта таблица построена в соответствии с логическими уравнениями (8.4).

Из таблицы 8.6 видно, что для действительных значений выходных сигналов кроме y_5 нет соседних условных состояний (не следует смешивать условные состояния с комбинациями входных сигналов, в которых имеются прочерки). Для сигнала y_5 имеются соседние условные состояния, что позволяет записать:

$$y_5 = (\bar{x}_1 x_3 + x_1 x_3) + (x_2 \bar{x}_3 + x_2 x_3) + (x_1 \bar{x}_2 + x_1 x_2) = x_3 + x_2 + x_1.$$

После этого система уравнений примет вид:

$$y_1 = x_1 x_2 x_3; \quad y_2 = x_2 x_3; \quad y_3 = x_1 x_3; \quad (8.5)$$

$$y_4 = x_1 x_2; \quad y_5 = x_1 + x_2 + x_3.$$

3. Далее по полученным уравнениям строим структурную схему блока управления. Согласно уравнениям (8.5) построена схема (рис. 8.6, а). В эту схему входят пять элементов "И" и два элемента "ИЛИ". Сигнал y_5 реализуется двумя элементами "ИЛИ".

Согласно схеме (рис. 8.6, б) сигнал y_5 реализуется тремя элементами "НЕ", тремя элементами "И" и двумя элементами "ИЛИ", остальные сигналы реализуются также, как в схеме (рис. 8.6, а). Таким образом, схема (а) содержит на шесть элементов меньше, чем схема (б), построенная по уравнениям (8.4). Однако, следует иметь в виду, что БУ, выполненный по схеме (а) имеет существенный недостаток — люк 5-го бункера будет открываться вхолостую во всех случаях, когда открывается люк одного из предшествующих бункеров, то есть когда один из выходных сигналов y_1, \dots, y_4 принимает значение, равное единице.

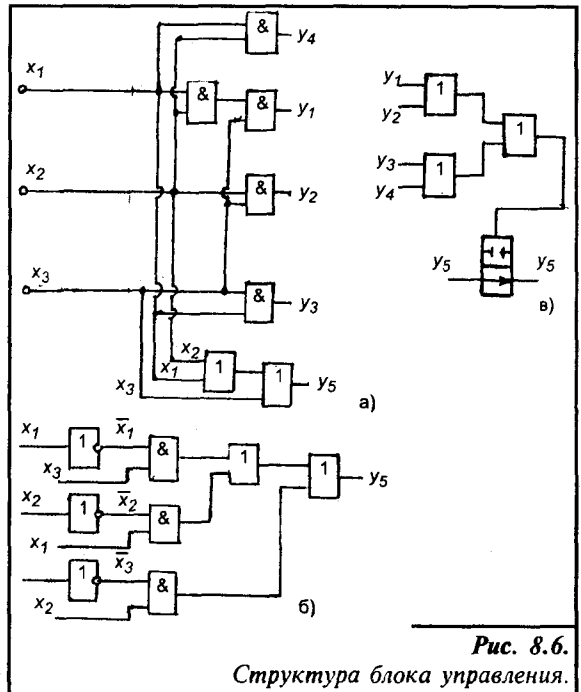


Рис. 8.6. Структура блока управления.

Чтобы исключить указанный недостаток можно в БУ (рис.8.6,а) установить дополнительно три элемента **"ИЛИ"** и один управляемый запорный клапан в магистрали, по которой проходит сигнал y_5 (см.рис.8.6,в). В таком случае при появлении одного из выходных сигналов y_1, \dots, y_4 магистраль передачи сигнала y_5 перекроется управляемым клапаном и люк 5-го бункера не откроется. Блок управления при этом усложнится, поскольку в нем должны быть смонтированы элементы согласно схемам а) и в) (рис.8.6), однако эта общая схема несколько проще той, в которой реализуется сигнал y_5 по схеме б).

Синтез систем управления с одним исполнительным органом. На практике часто встречаются автоматические системы с одним исполнительным органом, например, система включения подъемника или другого транспортирующего устройства при поступлении на его платформу не менее двух изделий с трех параллельных конвейеров. Сигнал о поступлении изделия на платформу подается с датчиков, установленных в конце каждого конвейера (сигналы x_1, \dots, x_3). Обязательные и запрещенные состояния для такого автомата показаны в таблице 8.7. Составляем согласно таблице 8.7 уравнение в виде ДСНФ.

$$y = x_1 x_2 \bar{x}_3 + x_1 \bar{x}_2 x_3 + \bar{x}_1 x_2 x_3 + x_1 x_2 x_3$$

Четвертый член в этом выражении можно не писать, потому что четвертое состояние является излишним. Действительно, исполнительное устройство сработает при появлении двух входных сигналов в любой комбинации (состояния 1, 2, 3). Система будет работать точно также, если таблицу 8.7 заменить таблицей 8.8. Некоторые значения входного сигнала здесь не указываются (прочерк в таблице), так как исполнительный орган должен сработать независимо от значения этого сигнала.

Состояние 4 является соседним по отношению к любому из первых трех, следовательно, используя закон склеивания для минимизации функции, получаем:

$$y = x_1 x_2 + x_1 x_3 + x_2 x_3$$

Полученное в результате упрощения выражение может быть представлено в виде:

$$y = x_1 x_2 + x_3 (x_1 + x_2) \quad (8.6)$$

Система управления, реализованная согласно (8.6) приведена на рис.8.7. В блок управления системы входят два элемента **"И"** и два элемента **"ИЛИ"**.

Сигналы	Состояния							
	Обязательные				Запрещенные			
	1	2	3	4	5	6	7	8
x_1	1	1	0	1	0	1	0	0
x_2	1	0	1	1	0	0	1	0
x_3	0	1	1	1	0	0	0	1
y	1	1	1	1	0	0	0	0

Таблица 8.7.

Сигналы	Состояния		
	1	2	3
x_1	1	1	–
x_2	1	–	1
x_3	–	1	1
y	1	1	1

Таблица 8.8.

Итак, логические выражения выходных функций можно существенно упростить путем склеивания друг с другом ряда соседних обязательных и условных состояний. Чем большее количество состояний удастся склеить, тем меньше букв остается в выражении выходной функции и, следовательно, тем проще получается БУ.

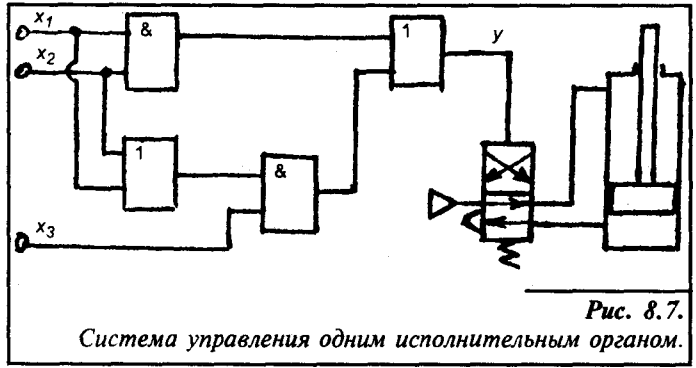


Рис. 8.7.

Система управления одним исполнительным органом.

8.6. Структурный синтез многотактных систем управления.

В предыдущем разделе был рассмотрен синтез одноктактных систем управления, в которых появление выходных сигналов обуславливается только комбинацией входных сигналов в данном такте не зависит от сигналов в предыдущих тактах.

Системы управления в большинстве своем являются многотактными. В многотактных системах работа исполнительных органов в каждом такте определяется не только комбинацией входных сигналов в данном такте, но и сигналами, поступившими ранее в предыдущих тактах. Необходимость использования сигналов предыдущих тактов вызывается тем, что комбинации выходных сигналов, поступающих от конечных выключателей на вход БУ, в разных тактах часто совпадают, а реакция на них БУ должна быть различной, в соответствии с последовательностью технологических операций. При наличии совпадающих тактов в БУ вводится дополнительная информация в виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств-триггеров. Для включения триггера используется выходной сигнал n -го такта или же с БУ подается дополнительный выходной сигнал y_T .

Таким образом, БУ многотактной системы представляет собой многополюсник, на вход которого поступают входные сигналы x_1, \dots, x_m от конечных выключателей, внешние сигналы α и β от пульты управления и дополнительные входные сигналы x_{T1}, \dots, x_{TS} от триггеров (рис. 8.8). Триггеры образуют обратные связи в БУ и поэтому многотактные системы управления называют также системами с обратными связями или автоматами с "памятью".

Многие методы структурного синтеза многотактной системы используют ее одноктактный эквивалент в виде многополюсника (рис. 8.8, б) в котором обратные связи условно разрываются.

Далее по аналогии с одноктактными системами устанавливаются логические зависимости между входными и выходными сигналами. При этом в качестве входных сигналов рассматривают сигналы $x_1 \dots x_m$ и сигналы x_{T1}, \dots, x_{TS} , а в качестве выходных — $y_1 \dots y_n$ и $y_{T1} \dots y_{TS}$. Следует иметь в виду, что для управления

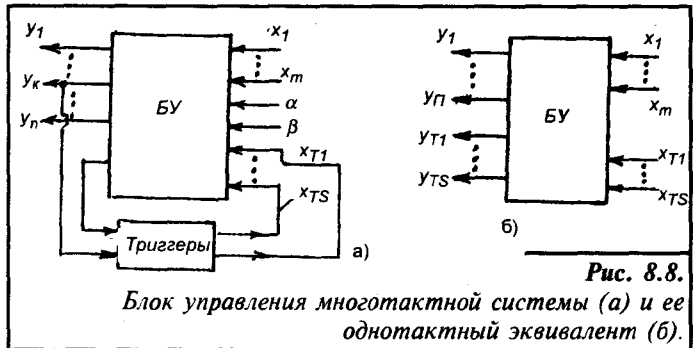


Рис. 8.8.

Блок управления многотактной системы (а) и ее одноктактный эквивалент (б).

триггерами выгодно использовать (насколько это возможно) основные сигналы из ряда $у_1... у_n$, поскольку организация дополнительных сигналов $у_{T1}... у_{Tn}$ требует применения дополнительных логических элементов в БУ.

Этапы структурного синтеза многотактной системы управления отличаются от этапов синтеза одноктактной системы и могут быть представлены в виде:

1) На основе технического задания на систему строится тактограмма, если она не задана, и составляется таблица состояний (включений). При использовании графоаналитического метода синтеза составляется граф последовательности тактов (первичный граф) и граф включений (вторичный граф).

2) Проверяется реализуемость тактограммы (таблицы, графа) и определяется необходимое число элементов памяти – триггеров. Устанавливается последовательность включения триггеров.

3) Составляются уравнения выходных сигналов и производится их минимизация.

4) Строится структурная и принципиальная схема системы управления, в которую входят исполнительные органы с распределителями и конечными выключателями, БУ с обратными связями – триггерами.

5) В соответствии с техническим заданием уточняются сигналы и алгоритм воздействия оператора на систему в наладочном режиме и при нерегулярных ситуациях.

Проследим этапы синтеза на простых примерах. Пусть требуется построить систему управления двумя цилиндрами, работающими по циклу $1 - 2 - \bar{2} - \bar{1}$ (черточка над цифрой означает возвратное перемещение соответствующего поршня); в схеме использовать пневмораспределители двустороннего действия; исходным положением поршней являются положения, когда штоки втянуты; для контроля исполнения команд использовать конечные пусковые выключатели. Обозначения цилиндров, распределителей, входных сигналов, поступающих от конечных выключателей в БУ, выходных сигналов принимаем согласно рис. 8.1 (для двух первых цилиндров).

Составляем по заданному циклу таблицу состояний (см. таблицу 8.9). В таблице представлены граничные выходные сигналы, поступающие от конечных выключателей в начале каждого такта (в конце каждого предыдущего), и в скобках – те промежуточные

Сигналы	Такты			
	1	2	3	4
x_1	1(0)	0	0	0
x'_1	0	1	1	1(0)
x_2	1	1(0)	0	1
x'_2	0	0	1(0)	0
y_1	1	–	–	0
y'_1	0	0	0	1
y_2	0	1	0	0
y'_2	–	0	1	–

Таблица 8.9.

входные сигналы, которые не совпадают с граничными. Прочерками отмечаются условные состояния выходных сигналов.

Полученную таблицу состояний следует проверить на ее реализуемость. Если в таблице нет совпадающих тактов, то она считается реализуемой, если же есть – нереализуемой. Такты называются **совпадающими**, когда при одинаковых комбинациях входных сигналов должны быть получены разные выходные сигналы. В рассматриваемом примере совпадающими являются такты 2 и 4, следовательно, таблица 8.9 является нереализуемой.

Для анализа более сложных таблиц на реализуемость можно комбинации входных сигналов представлять в виде числа в десятичной системе. Это число называется **весом** входных сигналов. Перевод комбинации входных сигналов из двоичной системы в десятичную производится известным способом, причем порядок написания комбинации сигналов в двоичном коде может быть по возрастающим индексам x_1, x_2, \dots, x_m или по убывающим индексам x_m, \dots, x_2, x_1 , но должен быть одинаковым для всех тактов.

Если цикл нереализуем, для его реализации необходима развязка совпадающих тактов, что достигается вводом в БУ обратных связей с включенными в них триггерами. Такой прием позволяет образовать дополнительные входные сигналы и совпадающие такты превратить в несовпадающие. Например, согласно таблице 8.9 следует установить в БУ триггер с отдельными входами, на первый вход которого подается сигнал y'_1 в 3-ем такте (включение триггера), на второй вход — сигнал y_1 в 1-ом такте (отключение триггера). В результате с выхода триггера будет в тактах 3 и 4 поступать на вход БУ дополнительный входной сигнал $x_T=1$, а в тактах 1 и 2 будет $x_T=0$. Следовательно, комбинации входных сигналов в тактах 2 и 4 станут разными, т.е. эти такты преобразуются в несовпадающие.

Сигналы	Такты				Вес сигнала
	1	2	3	4	
x_1	1(0)	0	0	0	2^0
x'_1	0	1	1	1(0)	2^1
x_2	1	1(0)	0	1	2^2
x'_2	0	0	1(0)	0	2^3
x_T	0	0	1	1	2^4
Вес без памяти	5(4)	6(2)	10(2)	6(4)	Веса комбинаций
Вес с памятью	5(4)	5(2)	26(18)	22(20)	
y_1	1	—	—	0	
y'_1	0	0	0	1	
y_2	0	1	0	0	
y'_2	—	0	1	—	

Таблица 8.10.

С учетом вышеизложенного, таблица 8.9 преобразуется в таблицу 8.10, в которой веса комбинаций промежуточных входных сигналов проставлены в скобках. При определении веса комбинации входных сигналов принят порядок написания сигналов по убывающим индексам. Таблица 8.10 реализуема, поскольку все веса с памятью разные как для граничных, так и промежуточных комбинаций.

Таким образом, триггер должен включаться перед одним из совпадающих тактов и выключаться перед другим, т.е. дополнять комбинации входных сигналов одного из совпадающих тактов единичным сигналом. При наличии нескольких пар совпадающих тактов необходимо вводом одного или нескольких триггеров преобразовать совпадающие такты в несовпадающие.

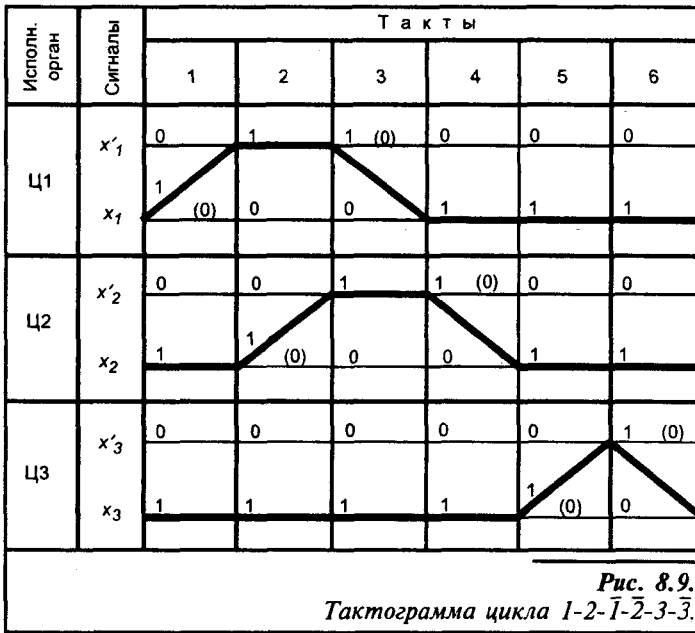
Следует отметить, что если в системе управления имеет место совпадение между собой комбинаций промежуточных входных сигналов, а также с комбинацией граничных входных сигналов в различных тактах, то такие совпадающие такты необходимо развязать вышеописанным способом. Для анализа таблицы с учетом состояния выходных сигналов при промежуточных комбинациях входных сигналов в таблицах состояний такты условно разбиваются на подтакты, либо в скобках проставляются промежуточные входные сигналы и веса их комбинаций, как это сделано в таблице 8.10.

По таблице 8.10 можно записать уравнения выходных сигналов в виде ДСНФ:

$$y_1 = x_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 \bar{x}_T; \quad y_2 = \bar{x}_1 x'_1 x_2 \bar{x}'_2 \bar{x}_T; \quad (8.7)$$

$$y'_2 = \bar{x}_1 x'_1 \bar{x}_2 x'_2 x_T; \quad y'_1 = \bar{x}_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 x_T$$

Рассмотрим другой пример. Пусть требуется построить систему управления тремя цилиндрами, работающими по циклу 1-2-1-2-3-3. Предусмотрено в системе использовать



Сигналы	Такты						Вес сигнала
	1	2	3	4	5	6	
x_1	1(0)	0	0	1*	1	1	2 ⁰
x'_1	0	1*	1(0)	0	0	0	2 ¹
x_2	1	1(0)	0	0	1*	1	2 ²
x'_2	0	0	1*	1(0)	0	0	2 ³
x_3	1*	1	1	1	1(0)	0	2 ⁴
x'_3	0	0	0	0	0	1*(0)	2 ⁵
x_T	1	0*	0	0	0	1*	2 ⁶
Вес без памяти	21(20)	22(18)	26(24)	25(17)	21(5)	37(5)	Вес комбинаций
Вес с памятью	85(84)	22(18)	26(24)	25(17)	21(5)	101(69)	
y_1	1*	1	0*	0	0	0	
y_2	0	1*	1	0*	0	0	
y_3	0	0	0	0	1*	0*	
y_T	-	0*	0	0	0	1*	

Таблица 8.11.

гидрораспределители одностороннего действия, для контроля перемещения поршней цилиндров применить путевые конечные выключатели. Обозначения цилиндров и сигналов примем аналогично первому примеру, с той лишь разницей, что в данном примере должны отсутствовать выходные сигналы y'_i (см. рис.8.5), поскольку распределители одностороннего действия.

Строим тактограмму согласно заданной последовательности технологического процесса (рис.8.9). На основе этой тактограммы заполняем таблицу состояний и подсчитываем весовые коэффициенты без "памяти", на основе которых определяем необходимость введения дополнительных сигналов x_T (таблица 8.11). В таблице, как и в тактограмме, в скобках проставлены промежуточные входные сигналы лишь в тех местах, где они отличаются от граничных.

Анализ весовых коэффициентов без "памяти" показывает, что совпадающими являются такты 1 и 5. Для развязки этих совпадающих тактов необходимо применить триггер с раздельными входами и включить его в шестом такте, а выключить во втором или третьем. Тогда сигналы x_T будут равны единице в 6-ом и 1-ом тактах, а в остальных тактах — нулю. Подсчитываем весовые коэффициенты с "памятью"

и убеждаемся, что совпадающие такты развязаны. Кроме того комбинации промежуточных входных сигналов не совпадают с комбинациями граничных входных сигналов.

Теперь нужно организовать выходные сигналы для включения триггера в 6-ом такте и выключения его в одном из тактов 2 - 4. Для отключения триггера можно использовать основной выходной сигнал y_2 , появляющийся во 2-ом такте и исчезающий в 4-ом такте. Для включения триггера в 6-ом такте нет основного сигнала, следовательно, необходимо создать на выходе БУ дополнительный сигнал y_T , равный единице в 6-ом такте.

Согласно таблице 8.11 записываем уравнения выходных сигналов (с учетом промежуточных комбинаций) в виде ДСНФ:

$$y_1 = x_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 x_3 \bar{x}'_3 x_T + (x_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 x_3 \bar{x}'_3 x_T) + \bar{x}_1 x'_1 x_2 \bar{x}'_2 x_3 \bar{x}'_3 \bar{x}_T + (\bar{x}_1 x'_1 \bar{x}_2 \bar{x}'_2 x_3 \bar{x}'_3 \bar{x}_T) \quad (8.8)$$

$$y_T = x_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 \bar{x}_3 x'_3 x_T + (x_1 \bar{x}'_1 x_2 \bar{x}'_2 \bar{x}_3 \bar{x}'_3 x_T)$$

В уравнениях (8.8) в скобках написаны комбинации промежуточных входных сигналов. Эти комбинации необходимо учитывать в уравнениях, поскольку в рассматриваемой системе уравнения применяются односторонние распределители, и необходимо поддерживать обязательное состояние выходных сигналов в указанных в таблице 8.11 тактах как при граничных так и при промежуточных комбинациях входных сигналов.

Выражения (8.7) и (8.8) содержат избыточность и нуждаются в упрощении. Если по этим уравнениям построить структурную схему системы управления, то получится неоправданно громоздкая и дорогая схема. Чтобы реализовать указанные зависимости наиболее рациональным образом, нужно провести минимизацию уравнений (8.7) и (8.8).

8.7. Способы минимизации многотактных систем

Под минимизацией, как известно, понимается сведение к минимуму числа членов логической функции, числа переменных в каждом члене и числа знаков логических операций. В конечном итоге, минимизация проводится с целью максимального упрощения структуры проектируемой системы и построение ее с минимальным количеством логических элементов.

При синтезе многотактных систем могут использоваться те же методы минимизации, что и при синтезе одноктактных систем. Некоторые методы применимы только к многотактным системам, например, методы определения минимального числа триггеров для обеспечения реализуемости таблиц состояний. Широко известны и используются следующие методы минимизации:

- методы синтеза по таблицам состояний с последующей минимизацией структуры табличным способом (раздел 8.4) или при помощи матриц Карно;
- графоаналитический метод, базирующийся на представлении условий работы многотактной системы в виде графа;
- метод Хафмена определения минимально необходимого числа триггеров;
- метод, разработанный во ВНИИ гидропривода с применением языка режимов, условий и ситуаций (ЯРУС).

8.6.1. Минимизация логических функций с использованием матриц Карно представляет собой разновидность табличного метода минимизации. Матрица Карно – это таблица, содержащая 2^n клеток, где n – число переменных входных сигналов. Матрица составляется для каждого выходного сигнала отдельно, по сторонам матрицы располагаются значения входных сигналов так, чтобы рядом расположенные клетки (по горизонтали и по вертикали) были соседними, т.е. отличались друг от друга значением только одной пе-

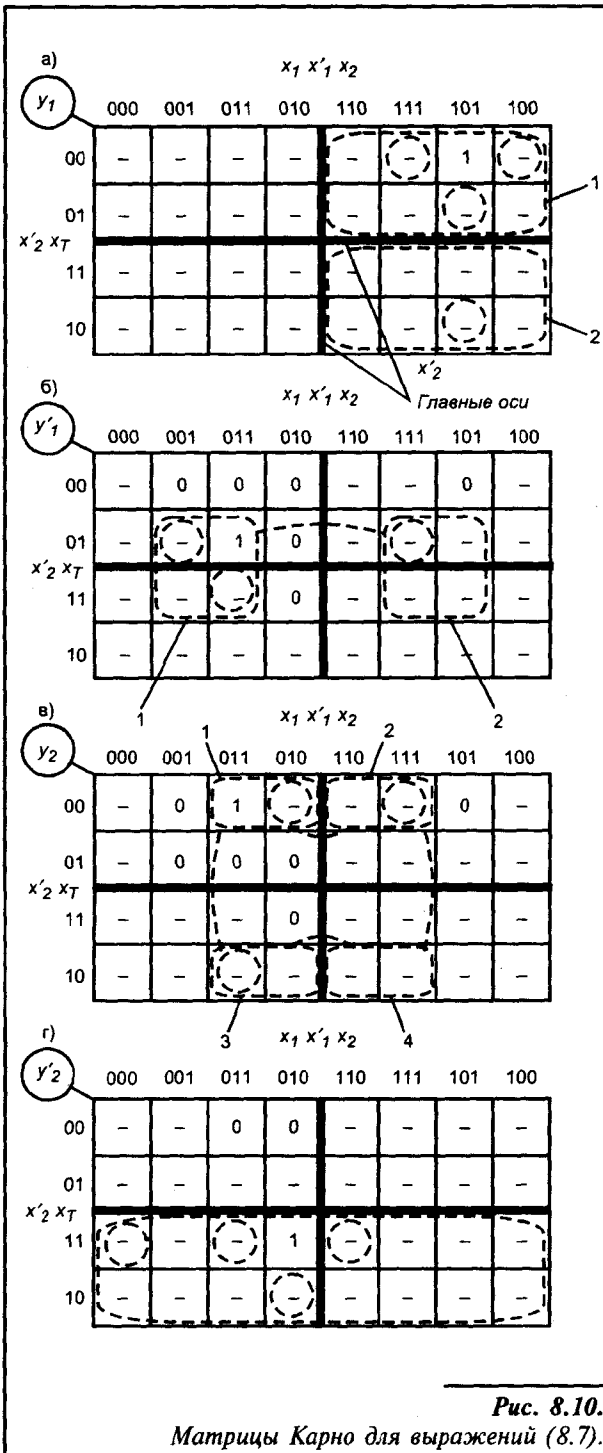


Рис. 8.10.

Матрицы Карно для выражений (8.7).

ременной. Кроме того, соседними должны быть клетки, расположенные симметрично относительно главных, половинных, четвертинных осей таблицы. Указанный принцип соседности обеспечивается соответствующим чередованием комбинаций переменных, распределенных по каждой стороне матрицы (таблицы). Например, для двух переменных их комбинации следуют в порядке 00 - 01 - 11 - 10, а для трех - 000 - 001 - 011 - 010 - 110 - 111 - 101 - 100 (см. рис. 8.10). Эти матрицы построены согласно таблице 8.10.

В клетки матрицы записывают рабочие (обязательные), запрещенные и условные состояния выходного сигнала для всех комбинаций входных сигналов - граничных (устойчивых) и промежуточных (неустойчивых). Оставшиеся свободными клетки относятся к условным состояниям и в них ставятся прочерки.

Процесс минимизации осуществляется путем объединения (склеивания) соседних клеток с рабочим и условным состоянием. Клетки с рабочим состоянием (содержащие единицы) будем называть рабочими клетками, а с условным состоянием - условными клетками. Чем больше клеток входит в объединение, тем больше переменных исключается из уравнения. Объединением двух соседних клеток исключается одна переменная, двух пар соседних клеток - две переменные, четырех пар - три переменные и т.д. Исключаемые переменные определяются по следующему правилу: в результате объединения двух клеток матрицы исключается та переменная x_i , значение которой разное в объединяемых клетках (см. закон склеивания - раздел 8.4).

Процедура объединения клеток

сводится к следующему. Первоначально объединяются две рядом расположенные рабочая и условная клетки и тем самым исключается одна переменная. В результате получается зона из двух клеток. Эту зону можно склеивать с рядом расположенной другой зоной, состоящей из двух условных клеток, в результате чего исключается другая переменная и получается новая квадратная зона, состоящая из четырех клеток. Затем эту новую зону можно склеивать с другой рядом расположенной зоной из 4-х условных клеток и объединять в этих зонах рабочую клетку с соседней с ней условной клеткой, что приводит к исключению еще одной переменной. При таком объединении клеток в склеиваемых зонах рабочая клетка объединяется только с соседней условной клеткой каждой зоны. Получившаяся вследствие склеивания зона обводится штриховой линией, а объединенные в ней клетки – штриховыми кружочками (см. рис. 8.10).

Рабочая клетка, а также полученная в результате объединения рядом расположенных клеток зона могут объединяться с условными клетками и соответствующими зонами, симметрично расположенными, относительно главной или половинной осей матрицы. При этом должно соблюдаться условие – все клетки склеиваемой зоны должны быть условными.

Покажем на примере рис. 8.10 порядок объединения клеток. Рабочую клетку $y_1=1$ объединяем с рядом расположенной нижней клеткой (рис. 8.10,а) и тем самым исключаем переменную x_7 , так как ее значения в этих клетках разные. Полученную зону из двух клеток склеиваем с симметричной ей относительно четверенной оси зоной, состоящей из двух условных клеток и, следовательно, исключаем переменную x_2 . Далее образовавшаяся зона из 4-х клеток может быть склеена с симметричной ей относительно вертикальной половинной оси зоной, состоящей из 4-х условных клеток. Отыскиваем в этой новой зоне соседнюю к рабочей клетку и объединяя их исключаем переменную x'_1 . Таким образом образовалась зона 1, в которой произведено тройное объединение рабочей клетки с соседними к ней условными клетками, в результате чего из уравнения исключены три переменные.

Анализируя далее матрицу Карно (рис. 8.10,а) видим, что в ней имеется зона 2, симметричная зоне 1, относительно горизонтальной главной оси и состоящая из условных клеток. Следовательно, можно в этих зонах объединить рабочую и условную соседние клетки и исключить еще одну переменную x'_2 . Рабочую клетку зоны 1 нельзя объединять с соседней условной клеткой, симметрично расположенной относительно вертикальной главной оси, так как в зоне, в которую входит эта клетка со значением переменных 00100 и которая располагается симметрично зоне 1 относительно главной вертикальной оси матрицы, имеются запрещенные состояния. В результате проведения описанной процедуры объединения клеток матрицы получим окончательное выражение $y_1=x_1$.

Проделав аналогичную процедуру с матрицей (рис. 8.10,б), получаем $y'_1=x_2x_1$. Здесь первоначально объединив рабочую клетку с условной клеткой 01111, а затем с условной клеткой 00101, исключили переменные x'_2 и x'_1 . Затем, объединив расположенную в зоне 1 рабочую клетку с клеткой 11101, расположенной в симметричной зоне 2, исключили x_7 . Других возможностей объединения клеток в данной матрице нет.

В матрице на рис. 8.10,в объединение клеток сначала осуществлялось в зоне 1, а затем объединялась рабочая клетка с соседними клетками в симметричных относительно главных осей зонах 2 и 3. В результате исключены переменные x_1 , x_2 , x'_2 и получено $y_2=x'_1x_7$.

И, наконец, в матрице рис. 8.10,г) рабочая клетка объединяется с клетками 01010 и 01111, что приводит к исключению x_7 и x_2 . Дальше объединяется рабочая клетка с клеткой 00011, расположенной симметрично относительно вертикальной половинной оси, и исключается еще одна переменная x'_1 . Так как в образовавшейся зоне, расположенной слева от главной вертикальной оси, и в симметричной ей зоне, расположенной

справа от указанной оси, нет запрещенных состояний, можно объединять рабочую клетку с соседней клеткой 11011. В результате исключается переменная x_7 и в итоге всей процедуры получаем $y'_2 = x'_2$. Итак, на основании проведенной минимизации с помощью матриц Карно уравнения (8.7) принимают вид:

$$y_1 = x_1; \quad y_2 = x'_1 \bar{x}_T; \quad y'_2 = x'_2; \quad y'_1 = x_2 x_T \quad (8.9)$$

Методика минимизации с помощью матриц Карно оказывается удобной при небольшом количестве тактов, входных и выходных сигналов, а также при приобретении

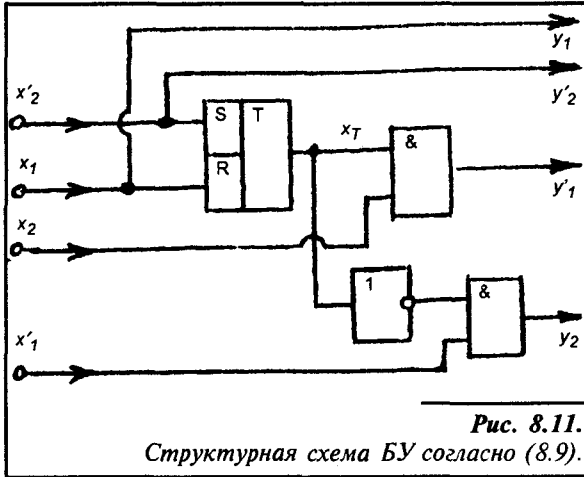


Рис. 8.11.

Структурная схема БУ согласно (8.9).

навыков использования матриц. Простота решения исчезает при большом количестве тактов, входных и выходных сигналов. В таких случаях более удобными оказываются другие методы минимизации, например, графоаналитический метод, который рассматривается ниже.

Структурная схема логического БУ согласно уравнениям (8.9) показана на рис. 8.11. В эту схему входят два элемента "И", один элемент "НЕ" и триггер с отдельными входами. Буквой *S* обозначается включающий (взводящий) вход, а буквой *R* — отключающий (сбрасывающий) вход триггера.

8.6.2. Графоаналитический метод синтеза (минимизации). Этот метод разработан учеными Киевского политехнического института и отличается простотой, наглядностью и сравнительно небольшой затратой времени на его исполнение. Структурный синтез системы управления по этому методу проводится в следующем порядке:

- строится первичный граф (граф последовательности тактов) и проводится его анализ на реализуемость;
- первичный граф приводится к реализуемому в случае необходимости;
- строится вторичный граф (граф включений);
- на основе вторичного графа составляются минимизированные уравнения выходных сигналов и при необходимости производится их корректировка;
- по полученным уравнениям производится построение структурной схемы.

Рассмотрим указанные этапы синтеза системы управления с использованием распределителей разных типов.

1. Построение первичного графа. С целью проверки цикла на реализуемость и установления нужного количества триггеров (элементов памяти) строится первичный граф в виде окружности, разделенной на равные дуговые участки (рис. 8.12). Число дуговых участков соответствует числу тактов в цикле, точки деления окружности образуют вершины графа. Одну вершину графа принимают за исходную (начало цикла) и, начиная от нее по часовой стрелке нумеруют по порядку все вершины в соответствии с последовательностью работы исполнительных органов. Например, первичный граф (рис. 8.12, а) соответствует очередности работы исполнительных органов 1-2-3-1̄-2̄-3̄; рис. 8.12, б — 1-2-3-2̄-1̄-3̄; рис. 8.12, в — 1-2-1̄-2̄-3-3̄. Все циклы приведенных первичных графов начинаются с работы первого исполнительного органа, хотя могут быть циклы, начинающиеся с работы второго или другого исполнительного органа. Инверсные друг к другу вершины графа, например, вершины 2 и 2̄, называемые сопряженными вершинами, соединяют-

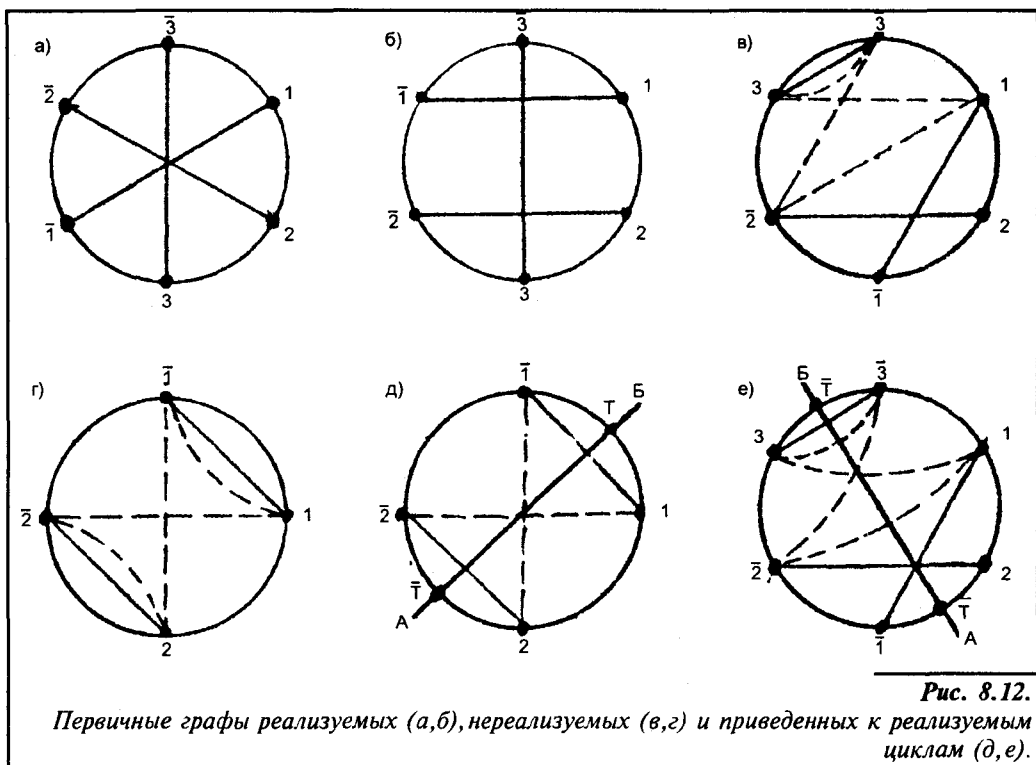


Рис. 8.12.

Первичные графы реализуемых (а,б), нереализуемых (в,г) и приведенных к реализуемым циклам (д,е).

ся между собой сплошными линиями связи. Линии связи образуют внутри первичного графа зоны (см. рис. 8.12, а, б).

О реализуемости цикла можно судить по наличию в первичном графе одной или нескольких неопределенных зон, которые характеризуются наличием в них линий неопределенности. Линией неопределенности называется линия, соединяющая две любые вершины графа и разделяющая имеющиеся внутри графа линии связи, не пересекая ни одну из них. В графах рис. 8.12, а, б невозможно провести ни одну линию неопределенности. Значит в этих графах отсутствуют зоны неопределенности и, следовательно, циклы реализуемы — не требуется вводить дополнительно элементы памяти. Графы (рис. 8.12, в, г) имеют по одной зоне неопределенности, в которых проведены линии неопределенности (штриховые линии). Значит эти графы требуется привести к реализуемым.

II. Для приведения нереализуемого графа к реализуемому необходимо провести через весь граф одну или несколько дополнительных прямых линий обратной связи таким образом, чтобы эти линии пересекли максимально возможное число основных линий связи и линий неопределенности, а также пересекались между собой (если несколько линий обратной связи). Пересечения дополнительной линии обратной связи (линии АБ на рис. 8.12) с окружностью графа образуют дополнительные вершины — новые состояния в обратной связи БУ, получающиеся при вводе триггера. Каждая дополнительная линия обратной связи означает ввод в БУ новой и обратной связи для развязки цикла. Для преобразования циклов согласно рис. 8.12, д, е из нереализуемых в реализуемые достаточно провести по одной дополнительной линии АБ, поскольку эти линии обратной связи пересекают все основные линии связи и линии неопределенности (штриховые).

Положение дополнительных линий обратной связи и, следовательно, дополнительных

вершин на окружности графа определяет последовательность включения (вершина T) и выключения (вершина \bar{T}) каждого триггера. Анализ графа рис. 8.12, д показывает, что триггер нужно включать после выполнения команды 2-го такта в промежутке между совпадающими тактами, а выключать — после выполнения команды 4-го такта и также в промежутке между совпадающими тактами. Сопоставление этого графа с таблицей 8.10 подтверждает сказанное.

В цикле по графу рис. 8.12, е триггер должен включаться в промежутке между совпадающими тактами после выполнения команды 2-го такта, а выключаться — после выполнения команды 5-го такта (см. таблицу 8.11). Заметим, что вершины графа T и \bar{T} можно поменять местами между собой.

III. *Построение вторичного графа (графа включений)* осуществляется по реализуемому первичному графу и служит для составления минимизированных уравнений выходных сигналов. Этот граф выполняется в виде окружности с вершинами, изображающими условия перехода от одного такта к другому. Вторичный граф отличается от графа операций (рис. 8.3) — вершины вторичного графа сопоставляются не с технологической операцией, как в графе операций, а с условиями перехода от одного такта к другому, определяемыми комбинациями граничных (устойчивых) сигналов на границе тактов.

Для построения вторичного графа проводится окружность, которую делят на равные участки по числу тактов в реализуемом графе. Точки деления образуют вершины вторичного графа возле которых в периферийных кружочках проставляются опорные входные сигналы. Под опорными входными сигналами понимаются те сигналы, которые поступают от выключателя или триггера и свидетельствуют о выполнении команды в предшествующем данной вершине такте. Последовательность вершин соответствует последовательности тактов и отсчитывается начиная от принятой исходной вершины (обычно верхняя вершина на окружности) по часовой стрелке. Если в каком-либо такте выполняется одновременно несколько команд, то есть работают одновременно несколько исполнительных органов, то опорный сигнал для вершины, которая следует за этим тактом, представляет собой конъюнкцию входных сигналов от конечных выключателей, контролирующих выполнение команд соответствующими исполнительными органами.

Дуговые участки окружности, соединяющие две рядом расположенные вершины, соответствуют выходным сигналам (командам), поступающим из БУ на распределители. Возле каждой дуги проставляются лишь те команды, которые появляются или снимаются в данном такте для осуществления прямого (команды y_j) или обратного (команды y'_i или y_j) перемещения исполнительного органа или включения (выключения) триггера. Последовательность выходных сигналов определяется первичным графом и не зависит от типа распределителей, используемых для управления исполнительными органами. При выполнении в одном такте одновременно нескольких команд возле дуги соответствующего такта проставляются все эти команды.

Рассмотрим построение вторичного графа на примере цикла $1, 2-3-\bar{1}, 4-\bar{2}-\bar{3}, \bar{4}$. Анализируя первичный граф этого цикла (рис. 8.13, а) убеждаемся, что он является реализуемым, поскольку в первичном графе невозможно провести ни одной линии неопределенности. На вторичном графе (рис. 8.13, б) после расстановки выше описанным способом опорных входных x_i и выходных сигналов (команд) y_j строятся внутри графа сигнальные линии. Для построения сигнальных линий каждую вершину графа, в которую входит данный выходной сигнал y_j , связывают направленной линией с ближайшей по циклу вершиной, из которой выходит обратный выходной сигнал y'_i (или \bar{y}_i)*, а также верши-

* Для систем управления с распределителями двустороннего (триггерного) типа выходной сигнал, обеспечивающий обратное переключение распределителя, целесообразно обозначать в виде y'_i , чтобы различать запрещенное состояние \bar{y}_i , прямого сигнала y_j и обязательное состояние обратного сигнала y'_i , которое не всегда совпадает с исчезновением прямого выходного сигнала.

ну, в которую входит обратный сигнал, связывают сигнальной линией с вершиной, из которой выходит прямой сигнал y_i . В результате получается замкнутый контур, состоящий из двух дуг y_i и y'_i и двух соединяющих их сигнальных линий. Таких контуров в каждом графе образуется столько, сколько рабочих операций совершают все исполнительные органы за один цикл.

На сигнальных линиях желательно проставлять соответствующие им опорные сигналы, что облегчает чтение вторичного графа. На каждой сигнальной линии проставляется опорный сигнал той вершины, из которой выходит сигнальная линия. При этом, если в вершине несколько опорных сигналов и выходят из нее несколько сигнальных линий (см. рис. 8.13, б), то на линии пишется лишь опорный входной сигнал, контролирурующий выполнение тех команд (прямой и обратной), которые связываются данными сигнальными линиями.

Например, на рис. 8.13, б прямой выходной сигнал y_3 и обратный выходной сигнал y'_3 связываются сигнальными линиями x'_3 и x_3 и образуют замкнутый контур. Выполнение команды y_3 второго такта контролируется конечным выключателем, сигнал которого x'_3 является опорным, а выполнение команды y'_3 — конечным выключателем с опорным сигналом x_3 .

Сигнальные линии определяют зоны действительного и нулевого значений опорных входных сигналов. Зона действительных значений входного сигнала, принадлежащего данной сигнальной линии (проставленного на ней) располагается слева от сигнальной линии по направлению ее стрелки. Например, заштрихованная слева от сигнальной линии x'_1 , зона является зоной действительных значений опорного сигнала x'_1 , заштрихованная зона слева от сигнальной линии x'_2 является зоной действительных значений опорного сигнала x'_2 . Вся зона графа, расположенная справа от сигнальной линии x'_2 , является зоной нулевых значений сигнала x'_2 (рис. 8.13, б).

IV. Составление уравнений выходных сигналов для систем с разными типами распределителей осуществляется по построенному вторичному графу.

Для систем с распределителями двухстороннего типа уравнения составляются как для прямого, так и для обратного выходных сигналов. В уравнение выходного сигнала вносится опорный сигнал (или сигналы) той вершины графа x_j , из которой выходит рассматриваемый сигнал y_i . Например, согласно рис. 8.13 $y_1 = y_2 = x_3 x_4$. Если данный выходной сигнал повторяется в графе, то уравнение повторяющегося в разных тактах выходного сигнала записывается в виде логической суммы (дизъюнкции) опорных входных сигналов соответствующих вершин.

Для системы управления с распределителями одностороннего типа (без "памяти") уравнения составляются только для прямых выходных сигналов y_i с учетом того, что обязательное состояние y_i должно поддерживаться в одном или нескольких тактах в соответствии с заданной последовательностью цикла. Это условие могло бы изображаться на вторичном графе в виде повторного написания на дугах всех обязательных состояний

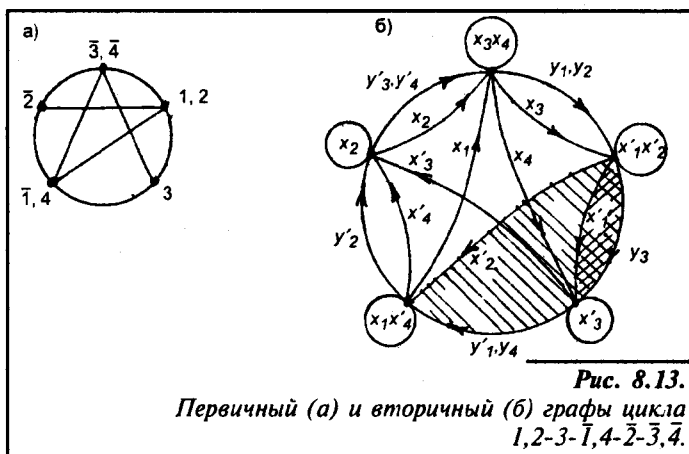


Рис. 8.13.
Первичный (а) и вторичный (б) графы цикла
1,2-3-1,4-2-3,4.

выходных сигналов в каждом такте. Однако принято с целью упрощения графа записывать на дугах соответствующих тактов лишь те прямые и инверсные выходные сигналы, которые появляются или исчезают в данном такте и осуществляют переключение распределителя. С учетом сказанного уравнение выходного сигнала должно включать в себя дизъюнкцию или конъюнкцию (как удобнее) опорного сигнала вершины x_j , из которой выходит y_i , и инверсию опорного сигнала той вершины \bar{x}_k , из которой выходит инверсный сигнал \bar{y}_i , т.е. $y_i = x_j + \bar{x}_k$. Если же имеются такты с обязательным состоянием y_i , но не охваченные зоной действительных значений опорного сигнала x_j или зоной инверсных значений опорного сигнала x_k (см. соответствующие сигнальные линии на вторичном графе), то в уравнение добавляются опорные сигналы, в зоне действительных значений которых находятся эти неохваченные такты.

Полученные изложенным методом уравнения выходных сигналов могут подвергаться дальнейшему упрощению на основе законов алгебры логики и должны быть скорректированы по следующим правилам:

1) Если зона действительных значений опорного входного сигнала вершины x_j , из которой выходит сигнал y_i , распространяется также и на такт, в котором появляется обратный выходной сигнал y'_i , то в уравнение данного прямого сигнала y_i добавляется в виде множителя действительный для зоны y_i опорный входной сигнал той сигнальной линии, которая разделяет такты с командой y_i и с командой y'_i , то есть разделяет зоны действия прямого и обратного выходных сигналов. Это правило распространяется на системы с распределителями двустороннего типа (с "памятью").

Например, на рис. 8.13,б уравнение для прямого выходного сигнала y_4 будет $y_4 = x'_3$, поскольку из вершины x'_3 выходит одна сигнальная линия x'_3 . Вместе с тем это уравнение нужно корректировать из-за того, что зона действительных значений опорного входного сигнала x'_3 , располагающаяся слева от сигнальной линии x'_3 , распространяется и на вершину графа x_2 из которой выходит инверсный сигнал y'_4 . Это означает: условие $y'_3 = 1$, появившееся в конце 2-го такта, является достаточным для реализации $y'_i = 1$ и $y_4 = 1$, однако сохранение этого условия в зоне действительных значений x'_3 , т.е. в конце 4-го и начале 5-го тактов не позволяет реализовать обратное переключение четвертого распределителя при появлении команды $y'_4 = 1$ вследствие того, что сохраняется $y_4 = 1$. Чтобы снять к началу 5-го такта команду $y_4 = 1$, надо использовать дополнительные условия переключения команд с целью ограничения зоны обязательных состояний команды y_4 зоной действительных значений опорных входных сигналов, охватывающей лишь зону 3-го такта. С этой целью в соответствии с изложенным выше правилом корректировки ограничиваем зону обязательных состояний команды y_4 с помощью сигнальной линии x'_2 , разделяющей между собой зоны действия выходных сигналов y_4 и y'_4 , т.е. разделяющей 3-ий и 5-ый такты. В результате корректировки получаем $y_4 = x'_3 x'_2$.

2) Если во вторичном графе имеются повторяющиеся вершины, т.е. вершины с одинаковыми опорными сигналами, то в уравнения соответствующих им выходных сигналов вводятся дополнительные множители тех опорных входных сигналов, сигнальные линии которых отделяют друг от друга действительные зоны повторяющихся опорных сигналов. При этом в уравнение вводится дополнительно опорный сигнал той разделяющей сигнальной линии, в зоне положительных значений которой располагается зона действия рассматриваемого выходного сигнала. Вместо этого может вводиться в уравнение инверсное значение опорного сигнала разделяющей сигнальной линии, если зона действия рассматриваемого выходного сигнала находится в зоне нулевых значений этой линии.

Эта корректировка уравнения в сущности представляет собой процедуру развязки совпадающих тактов с использованием опорных входных сигналов. Поэтому не обязательно вводить дополнительный сомножитель опорного сигнала разделяющей сигнальной линии в оба уравнения выходных сигналов с совпадающими вершинами, часто оказывается достаточным ввести этот сомножитель в одно уравнение.

Таким образом, на основе изложенной методики составления уравнений выходных сигналов и правил их корректировки получаем для графа рис. 8.13 в случае применения распределителей с "памятью" следующие выражения:

$$y_1 = y_2 = x_3 x_4; \quad y_3 = x'_1 x'_2; \quad y_4 = x'_3 x'_2;$$

$$y'_1 = x'_3; \quad y'_2 = x_1 x'_4; \quad y'_3 = y'_4 = x_2$$

Практическое использование рассмотренного графоаналитического метода синтеза систем управления иллюстрируем на конкретных примерах.

Пример 1. Требуется составить уравнения выходных сигналов для цикла 1-2- $\bar{2}$ - $\bar{1}$ с использованием распределителей как одностороннего типа, так и двухстороннего типа (с "памятью"). Первичный граф этого цикла показан на рис. 8.12, г, д.

Для системы с распределителями одностороннего типа построив вторичный граф (рис. 8.14, а) находим:

$$y_T = x_1; \quad y_1 = x_T + \bar{x}_2;$$

$$y_2 = x'_1 x_T; \quad y'_T = x'_2$$

Корректировка 2-го и 3-го уравнений необходима, так как прямой сигнал y_i следует удерживать до появления инверсного сигнала \bar{y}_i , а действие сигнала y_2 надо ограничить до появления инверсного сигнала \bar{y}_2 . В соответствии с правилами составлены уравнения для прямых выходных сигналов y_1 , y_2 и y_T , а также для обратного сигнала y'_T , поскольку этот обратный сигнал фактически представляет собой не инверсию сигнала y_T , а отдельный сбрасывающий сигнал, необходимый для отключения триггера. Добавление на вторичном графе тактов, введенных для переключений триггера (такты с сигналами y_T и y'_T), чисто формальное, фактически таких дополнительных

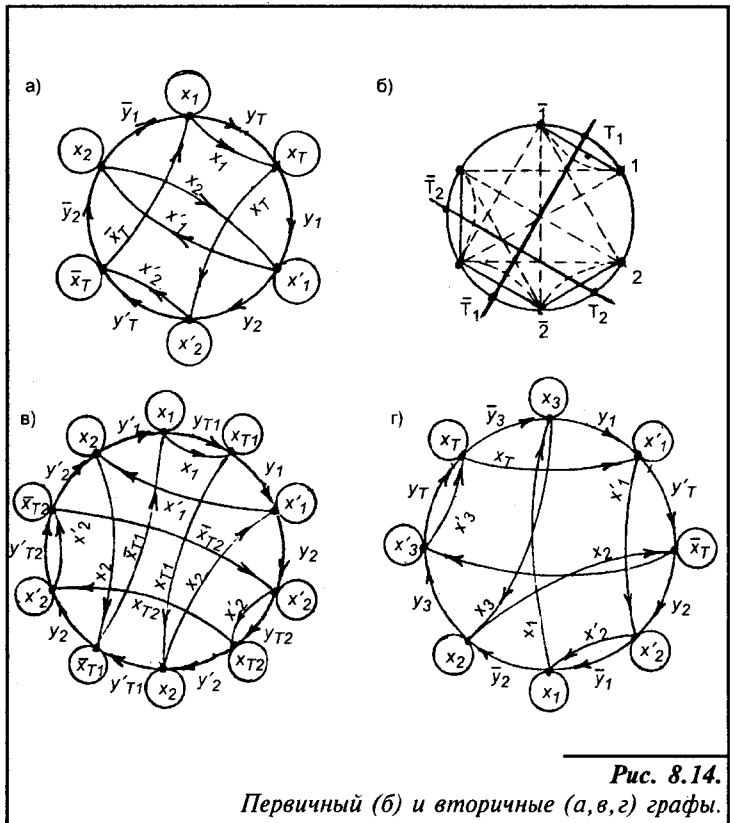


Рис. 8.14. Первичный (б) и вторичные (а, в, г) графы.

тактов нет — триггер включается в 1-ом такте и выключается в 3-ем такте.

Для системы с распределителями двухстороннего типа уравнения выходных сигналов будут:

$$y_T = x_1; \quad y_1 = x_T; \quad y_2 = x'_1 x_T$$

$$y'_T = x'_2; \quad y'_1 = x_2 \bar{x}_T; \quad y'_2 = x_2 \bar{x}_T$$

Здесь y'_1 и y'_2 — обратные рабочие сигналы на вторичном графе для систем с распределителями двустороннего типа они пишутся вместо инверсных выходных сигналов. Предпочтительность такого обозначения обратных сигналов для распределителей с "памятью" обуславливается тем, что выходные сигналы y'_i и инверсные сигналы \bar{y}_i не одно и то же. Действительно, в системах с распределителями без "памяти" инверсный сигнал \bar{y}_i означает снятие команды y_i , причем всегда при $y_i=1$, $\bar{y}_i=0$ и наоборот. В системах же с распределителями с "памятью" сигнал y'_i есть обратный сигнал действующий на второй вход распределителя, причем появление или исчезновение сигнала y'_i не обязательно связывается с одновременным исчезновением или появлением прямого сигнала y_i .

Пример 2. Задана последовательность технологического цикла в виде 1-2- $\bar{2}$ -2- $\bar{2}$ -1. Требуется составить уравнения выходных сигналов для двух вариантов системы: с распределителями двухстороннего и одностороннего типа.

Для решения задачи строим первичный граф заданного цикла (рис. 8.14, б). Проводим линии неопределенности (штриховые) и убеждаемся, что существует зона неопределенности. Следовательно, для развязки совпадающих тактов необходимо ввести обратные связи (триггеры), для чего проводим линию обратной связи $T_1 \bar{T}_1$. Эта линия не пересекает все линии связи и линии неопределенности, значит необходимо провести еще одну линию обратной связи $T_2 \bar{T}_2$. Теперь пересекаются все линии связи и линии неопределенности двумя линиями обратной связи.

По первичному графу строим вторичный граф (рис. 8.14, в) и на его основе составим уравнения выходных сигналов для случая использования в системе распределителей с "памятью".

$$y_{T1} = x_1; \quad y_1 = x_{T1}; \quad y_2 = x'_1 x_{T1} \bar{x}_{T2} + \bar{x}_{T1} x_{T2}$$

$$y_{T2} = x'_2; \quad y'_2 = x_{T2} x_{T1} + \bar{x}_{T2} \bar{x}_{T1}; \quad y'_{T1} = x_2 x_{T2};$$

$$y'_{T2} = x'_2; \quad y'_1 = x_2 \bar{x}_{T1} \bar{x}_{T2}$$

(множитель \bar{x}_{T1} ограничивает зону действия выходного сигнала одним тактом, а множитель \bar{x}_{T2} отделяет зону действия опорного сигнала x_2 от зоны действия такого же опорного сигнала в нижней части графа). При составлении уравнений использовались пп. 1 и 2 правил корректировки.

В результате анализа полученных уравнений и построенной для данного цикла тактограммы видим, что можно провести дальнейшее упрощение (минимизацию) уравнений. Например, учитывая, что команды y_{T1} и y_1 подаются одновременно в 1-ом такте, можно записать $y'_1 = y_{T1} = x_1$, и использовать команду y_1 в качестве взводящего (включающего) сигнала триггера T_1 .

Для системы с распределителями одностороннего типа (без "памяти") уравнения записываются в виде:

$$y_1 = x_{T1} + x'_1; \quad y_2 = x'_1 x_{T1} \bar{x}_{T2} + \bar{x}_2 + \bar{x}_{T1} x_{T2}$$

Здесь, как и в примерах 1 и 3, на вторичном графе увеличение числа вершин из-за применения триггеров в обратной связи является условным, на самом деле технологический цикл согласно графу рис. 8.14, в состоит из 6 тактов. Такты включения и отклю-

чения триггеров совпадают с соответствующими рабочими тактами, например, действие сигналов y_T и y_1 происходит одновременно в 1-ом такте.

Пример 3. Нужно составить минимизированные уравнения выходных сигналов системы управления, работающей по циклу согласно рис. 8.9 и таблице 8.11 (распределители без "памяти").

Для решения задачи строим вторичный граф (рис. 8.14, г), в котором на дугах записываем выходные сигналы, отмеченные звездочками в таблице 8.11, а в вершинах — опорные входные сигналы (тактирующие сигналы), также отмеченные звездочками (*). На основании вторичного графа получаем (для распределителей одностороннего типа):

$$y_1 = x_3 x_T + x'_1; \quad y_2 = \bar{x}_T \bar{x}_1$$

$$y_3 = x_2 \bar{x}_T + x'_3; \quad y_T = x'_3; \quad y'_T = x'_1$$

Сравнив полученные выражения с написанными выше уравнениями (8.8) убеждаемся в эффективности рассмотренного графоаналитического метода. Этот метод позволяет составлять уравнения выходных сигналов в разных вариантах, что облегчает возможность минимизации системы управления как за счет количества используемых приборов, так и по количеству линий связи БУ с распределителями.

Глава 9.

Системы технических средств гидропневмоавтоматики

9.1. Устройство и работа пневматического решающего усилителя

В основе построения непрерывных пневматических регулирующих приборов лежат три основных принципа: принцип компенсации перемещений, принцип компенсации сил и принцип компенсации расходов [2]. Принцип компенсации перемещений состоит в том, что перемещение одних упругих элементов компенсируется перемещениями других упругих элементов. Сложение перемещений выполняется на рычагах, что обусловило громоздкость конструкции.

Принцип компенсации сил заключается в том, что на штоке автоматически поддерживается баланс сил. Торец штока управляет соплом пневматического усилителя сопло-заслонка. Перемещение штока составляет сотые доли миллиметра. На этом принципе построены приборы непрерывного действия Универсальной системы элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА).

Принцип компенсации расходов заключается в том, что расход воздуха, направляемый с выхода решающего усилителя через дроссель в суммирующую камеру, компенсирует расходы воздуха от входных сигналов, поступающих через дроссели в эту же камеру. При этом давление в камере либо остается постоянным, либо все время равным давлению, формируемому в другой камере решающего усилителя. Основной элемент приборов этого принципа – решающий усилитель – работает по принципу компенсации сил. Кроме решающего усилителя, для построения вычислительных приборов используют несколько простых стандартных и обычных для пневматики элементов: постоянные и регулируемые линейные и нелинейные дроссели, эжекторы, емкости и др.

Пневматический решающий усилитель (рис. 9.1, а) состоит из корпуса 1, в котором размещен мембранный блок 4 с двумя одинаковыми тонкими мембранами низкого давления, сопла 6, которое может быть установлено относительно заслонки, и эжектирующего постоянного дросселя 8. Жесткие центры мембран связаны скобкой 7, выполняющей по отношению к соплу 6 функцию заслонки. Мембраны образуют в корпусе три камеры 2, 3 и 5. К камерам 2 и 5 подведены давления p_1 и p_2 , а камера 3, где расположено сопло 6 и заслонка, сообщается с атмосферой. Питающая магистраль с давлением p_0 , соединена последовательно с эжектором 8 и с соплом 6. Давления p_1 и p_2 являются для усилителя входными, а давление p , устанавливающееся в межсоединительной камере эжектора 8, – выходным. При закрытой заслонке $p = p_0$, при открытой $p < p_0$.

Выражение для статической характеристики (рис.9.1, б) рассматриваемой схемы решающего усилителя.

$$p = p_0 S \delta(p_1 - p_2)$$

т.е. $p = p_0$ при $p_1 > p_2$ и $p_0 = 0$ при $p_1 < p_2$.

На рис.9.1, в, показано условное изображение усилителя.

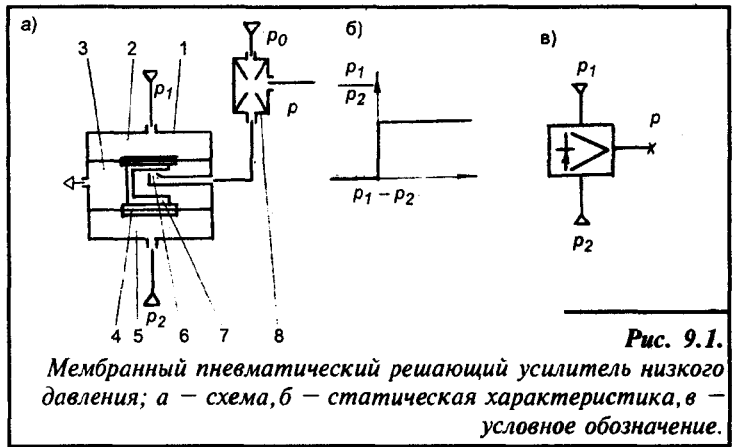


Рис. 9.1. Мембранный пневматический решающий усилитель низкого давления; а – схема, б – статическая характеристика, в – условное обозначение.

9.2. Приборы, построенные на основе решающего усилителя

Рассмотрим примеры построения пневматических вычислительных приборов на основе решающего усилителя. Приборы могут выполнять линейные и нелинейные математические операции и операцию интегрирования.

На рис.9.2 дана схема компенсационного инвертирующего сумматора, работающего по принципу компенсации расходов и каждый из его входных сигналов суммируется с обратным знаком. К камере 2 решающего усилителя (рис.9.1, а) подводится постоянное давление $p = p^*$ (рис.9.2, а) – так называемый условный нуль, а к камере 5 через постоянные дроссели $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ давление входных сигналов p_i и через дроссель α^* – давление, устанавливающегося на выходе усилителя. Обычно $p^* = 500 \text{ Па}$. В результате действия отрицательной обратной связи давление в камере 5 всегда поддерживается равным давлению в камере 2, т.е. равным давлению p^* . Уравнение расходов для камеры 5 при допущении, что все дроссели линейные:

$$\alpha^* (p - p^*) + \sum_{i=1}^n \alpha_i (p_i - p^*) = 0, \tag{9.1}$$

где α – коэффициент проводимости дросселя.

Приняв p^* за условный нуль, обозначим $\bar{p}_i = p_i - p^*$ и $\bar{p} = p - p^*$. Тогда из (1) следует:

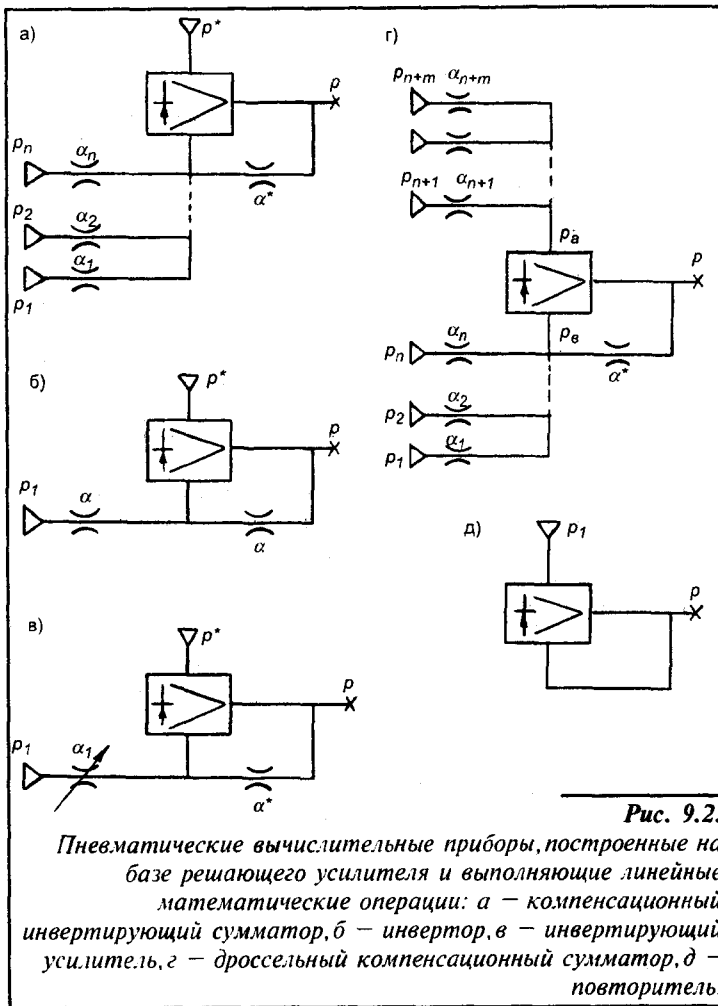
$$\bar{p} = - \sum_{i=1}^n k_i p_i, \quad \text{где } k = \alpha_i / \alpha^*, \quad 0 < k < \infty.$$

Так как $k_i > 0$, то этот тип сумматора может обеспечить только сложение и не может – вычитания.

При $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i = \dots = \alpha_n = \alpha^*, k_1 = k_2 = \dots = k_n = 1$ и

$$\bar{p} = - \sum_{i=1}^n p_i.$$

На рис.9.2, б представлен частный случай сумматора – инвертор, выполняющий операцию $p = -p_1$. Схема инвертора получена из схем сумматора подачей на его вход только одного давления p_1 при условии равенства проводимостей $\alpha_1 = \alpha^* = \alpha$. Если в инверторе постоянный дроссель, к которому подводится входное давление p_1 , заменить регулируемым линейным сопротивлением, то проводимость α_1 , а следовательно, и коэффициент $k = \alpha_1 / \alpha_2$ можно настраивать, т.е. получим инвертирующий усилитель.



На рис. 9.2, г представлен другой тип устройства — дроссельный компенсационный сумматор. Как и в предыдущем сумматоре к камере 5 решающего усилителя проводят n входных давлений и выходное давление усилителя p . Кроме того, к камере 2 усилителя через постоянные линейные дроссели подводят m входных сигналов.

Давления p_a и p_b в камерах решающего усилителя в процессе работы изменяются. Однако в результате действия компенсирующей отрицательной обратной связи эти давления в процессе работы решающего усилителя будут стремиться выравниваться. Сумматор этого типа позволяет выполнять любую линейную алгебраическую операцию. Такой сумматор часто применяют при построении различных пневматических вычислительных устройств непрерывного действия.

При $n=0$ схема вырождается в схему повторителя (рис. 9.2. д) выполняющего операцию $p=p_1$. Дроссели в повторителе не нужны, так как ухудшают динамику устройства.

Рассмотрим использование сумматора для построения приборов на примере схемы пропорционального регулятора, закон регулирующего воздействия которого выражается уравнением:

$$p = k(p_1 - p_2) + p_3,$$

где p — давление на выходе из регулятора, p_1 и p_2 — давления, пропорциональные измеряемой и заданной величинам регулируемого параметра, p_3 — давление, соответствующее контрольной точке, k — коэффициент усиления регулятора.

Если в схемы сумматоров ввести нелинейные дроссели, то с помощью этих сумматоров можно выполнять некоторые нелинейные алгебраические операции.

Операции возведения в квадрат и извлечения квадратного корня можно выполнить на базе компенсационного сумматора первого типа, заменив в нем некоторые линейные дроссели с расходными характеристиками вида $\sigma = \alpha \Delta p$ на нелинейные дроссели с расходными характеристиками вида $\sigma = \beta \sqrt{\Delta p}$ (рис. 9.3, а и б).

Установив нелинейный дроссель в линии отрицательной обработки связи (рис.9.3 а) из (9.1) получим прибор, называемый квадратичным инвертирующим сумматором. При $p \geq p^*$:

$$\sum_{i=1}^{\bar{n}} \alpha_i (p_i - p^*) = -\beta \sqrt{p - p^*}, \quad (9.2)$$

а при $p \leq p^*$:

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i (p_i - p^*) = \beta \sqrt{p^* - p}. \quad (9.3)$$

Возведем уравнения (9.2 и 9.3) в квадрат и, переходя к отсчету от условного уровня p^* , объединим их в одно:

$$\bar{p} = - \left[\sum_{i=1}^n k_i \bar{p}_i \right]^2 \text{sign} \sum_{i=1}^n k_i \bar{p}_i, \quad (9.4)$$

где $k_i = \alpha_i / \beta$.

При $n=1$ и $\alpha_i = \beta$ получается прибор, называемый квадратичным инвертором. Его уравнение:

$$\bar{p} = -p_1^2 \text{sign} \bar{p}_1$$

На рис.9.3, в показан график этой функции.

Устройство, реализующее зависимость:

$$\bar{p}_2 = -\bar{p}_1 \text{sign} \bar{p}_1, \quad (9.5)$$

состоит из инвертора 2 и двух клапанов 3 и 4 (рис.9.4, а). Конструкция клапанов обеспечивает соединение входной и выходной линий при давлении снизу больше давления сверху. Условное обозначение клапана на схеме такое же, как и решающего усилителя, но без V-образного знака. На рис.9.4, б показан график функции (9.5).

Включив последовательно с квадратичным инвертором 5 устройство, реализующее зависимость (5) получим квадратор, (рис.9.4, а), выполняющий операцию:

$$\bar{p} = \bar{p}_1^2$$

График этой функции дан на рис.9.4, в.

Входной сигнал p_1 , подается к дросселю 1 инвертора 2 и к обоим клапанам 3 и 4.

При $p_1 < p_0^*$ клапан 3 закрыт, а клапан 4 открыт и входной сигнал беспрепятственно проходит на вход квадратичного инвертора 5, где возводится в квадрат. При $p_1 > p^*$ клапан 4 закрыт и сигнал через открытый клапан 3 поступает на вход квадратичного инвертора, через инвертор 2, т.е. изменив свой знак с положительного на отрицательный. Для получения инвертирующего квадратора, выполняющего операцию:

$$\bar{p} = -\bar{p}_1^2,$$

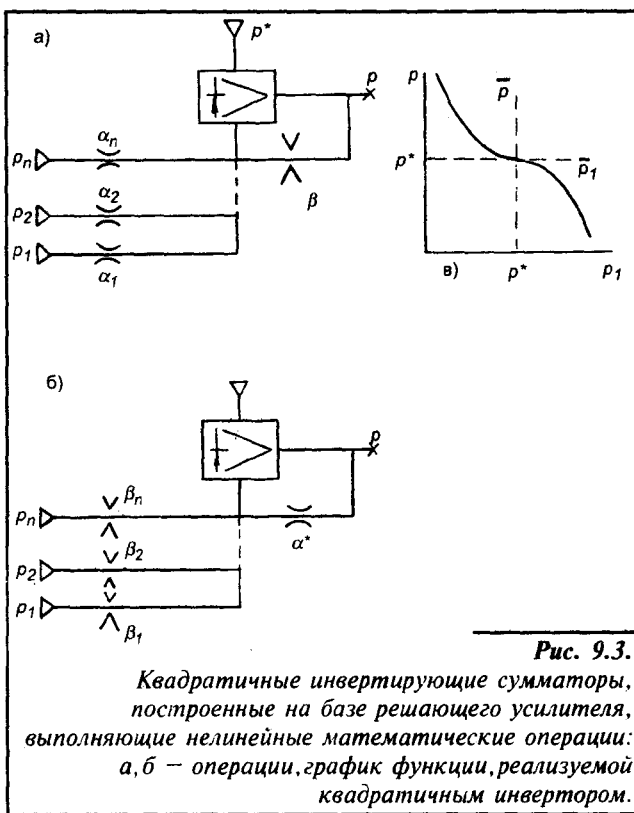
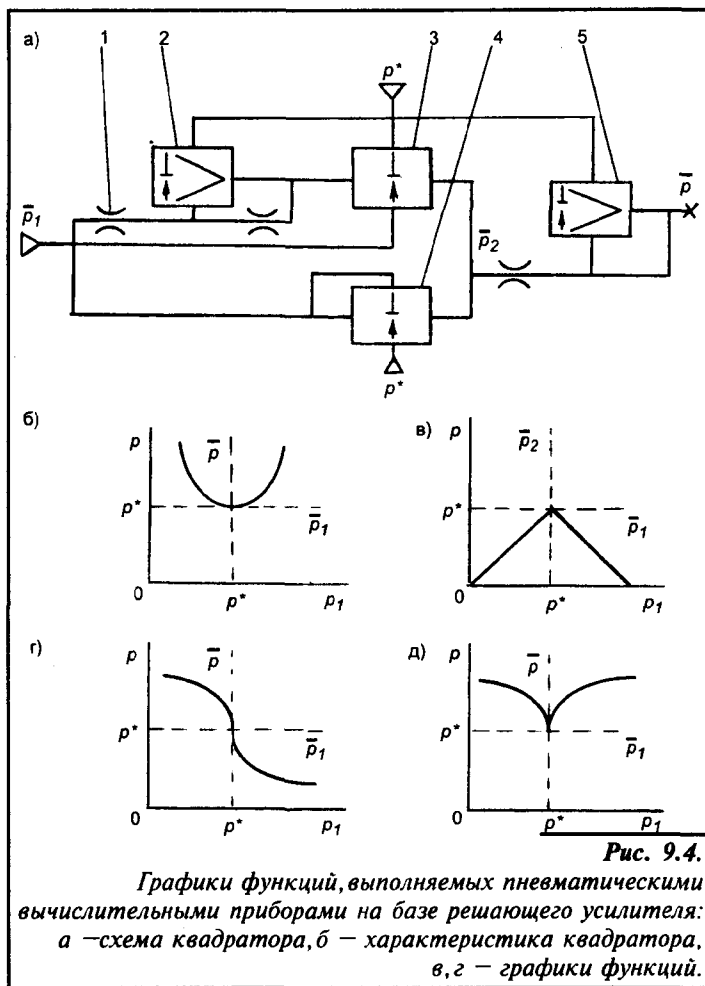


Рис. 9.3.

Квадратичные инвертирующие сумматоры, построенные на базе решающего усилителя, выполняющие нелинейные математические операции: а, б — операции, график функции, реализуемой квадратичным инвертором.



квадратичный инвертор соединяют последовательно с устройством, реализующим зависимость:

$$\bar{p}_2 = -\bar{p}_1 \text{sign } \bar{p}_1$$

и состоящим из тех же клапанов и инвертора, но включенных по другой схеме.

Если в компенсационном инвертирующем сумматоре (рис.9.4, а) заменить входные линейные дроссели на турбулентные с квадратичной расходной характеристикой, то уравнение будет иметь вид:

$$\bar{p} = -\sum_{i=1}^n k_i^* \sqrt{|\bar{p}_i|} \text{sign } \bar{p}_i,$$

где $k_i^* = \beta/\alpha^*$.

При $n=1$ и $\alpha=\beta_1$ получим прибор, реализующий зависимость:

$$\bar{p} = -\sqrt{|\bar{p}_1|} \text{sign } \bar{p}_1. \quad (9.6)$$

График этой функции показан на рис.9.4,г. Для извлечения квадратного корня из одной переменной:

$$\bar{p} = \sqrt{|\bar{p}_1|}, \quad (9.7)$$

нужно прибор, реализующий функцию (9.6), включить

последовательно с квадратором. График функции (9.7) представлен на рис.9.4,д.

На рис.9.5, а показана схема пневматического интегратора, аналогичного схеме электронного интегратора. Интегратор имеет решающий усилитель 2, пневматический конденсатор 4 в цепи отрицательной обратной связи и линейный регулируемый дроссель 3 на входе. Выход решающего усилителя соединен с инверсным усилителем давления и мощности 1 имеющим характеристику, представленную на рис.9.5,б.

Работает устройство следующим образом. При увеличении давления p_2 мембрана 5, преодолевая усилие пружины, опустится вниз. Клапан 6 перекроет нижнее отверстие, через которое на выход подается питающее давление p_0 . Выход усилителя давления и мощности сообщается с атмосферой. При отсутствии сигнала p_2 пружина поднимает мембрану, и клапан закрывает верхнее отверстие седла. Питающее давление p_0 поступает на выход усилителя. Последовательное соединение решающего усилителя с инверсным усилителем давления и мощности увеличивает выходную мощность интегратора и общий коэффициент усиления. Коэффициент усиления в этом случае равен произведению коэффициента усиления решающего усилителя на коэффициент усиления усилителя дав-

ления и мощности. Повышается точность работы интегратора. Кроме того, благодаря отсутствию внутренней отрицательной обратной связи в инверсном усилителе, последний имеет высокий коэффициент усиления.

В верхней камере решающего усилителя 2 поддерживается давление, равное давлению в нижней камере. При возрастании давления в верхней камере давление p уменьшается и сильфон 4 увеличивается в объеме. Давление в верхней камере становится равным давлению в нижней камере.

Интегратор работает по принципу компенсации расходов, т.е. расход воздуха через линейный дроссель 3 равен расходу воздуха в сильфон 4 пневматического конденсатора.

Расход сильфона конденсатора:

$$G = -C \frac{d(p - p_2)}{dt} = -C \frac{dp}{dt}, \quad (9.8)$$

где $C = \frac{F^2 \rho}{c_1}$ — пневматическая емкость.

Благодаря постоянному давлению, плотность воздуха в верхней мембранной камере решающего усилителя также постоянна. Расход воздуха через дроссель 3:

$$G = \alpha(p_1 - p_2).$$

Так как расходы сильфона и дросселя равны, то:

$$\alpha(p_1 - p_2) = -C \frac{dp}{dt} \Rightarrow p = -\frac{\alpha}{c} \int_0^t (p_1 - p_2) dt = \frac{1}{T_H} \int_0^t (p_1 - p_2) dt, \quad (9.9)$$

где $T_H = C/\alpha$ — постоянная времени интегратора, настраиваемая дросселем 3.

9.3. Система пневматических одномембранных элементов

Преимуществами одномембранных пневматических элементов перед двух- и многомембранными являются их компактность и конструктивная и технологическая простота. Одномембранные пневмореле не содержат пружин и склеенных деталей, допускают изготовление схем печатным способом [3].

В одномембранных элементах используются как закрепленные, так, и незакрепленные мембраны. Общим для пневматических реле с закрепленной мембраной является то, что при воздействии на них давления мембраны деформируются. В пневмореле со свободной

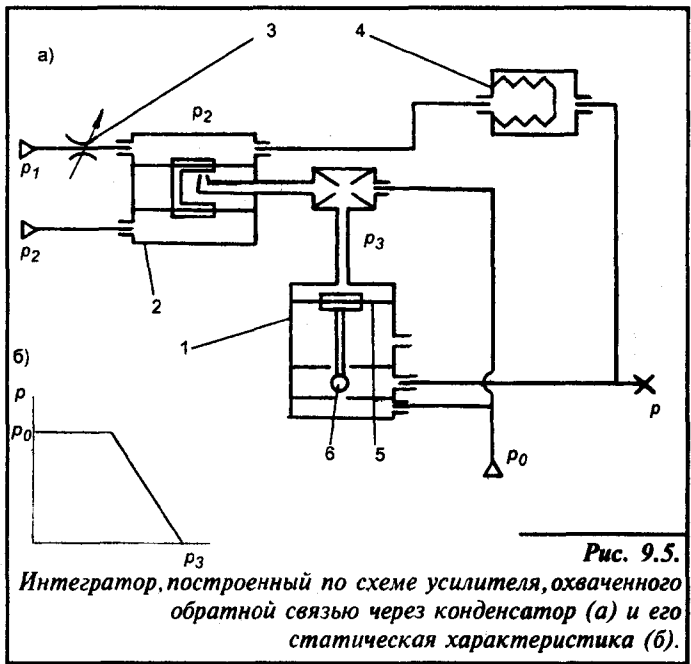
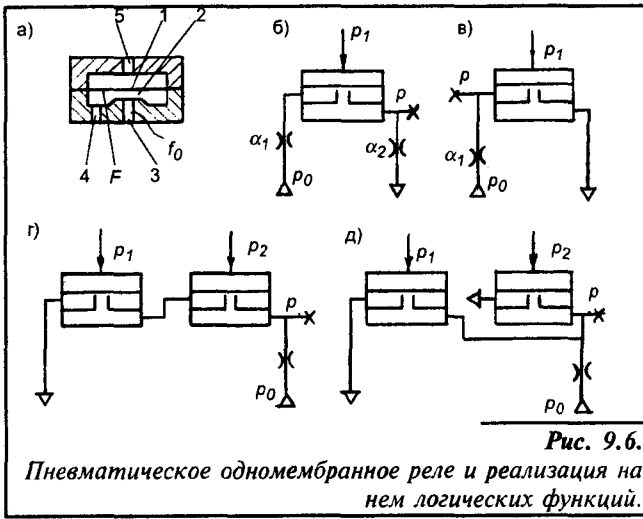


Рис. 9.5. Интегратор, построенный по схеме усилителя, охваченного обратной связью через конденсатор (а) и его статическая характеристика (б).



мембраной последняя не растягивается и не изгибается, что повышает надежность реле.

На рис. 9.6, а показана схема одномембранного пневматического реле. Реле имеет составной корпус зажатой в нем резиноканевой мембраной 1. На нижней части корпуса выполнено седло 2. Детали корпуса могут быть изготовлены из металла или пластмассы методом штамповки. Реле имеет два состояния, определяемые положением мембраны 1. При наличии сигнала из канала 5, каналы 4 и 3 разобщены, а при отсутствии его — соединены.

С использованием сопротивлений на одномембранном пневматическом реле можно построить любые логические функции. Выполнение операции отрицания возможно на одномембранном реле с двумя постоянными дросселями, рис. 9.6 б. При отсутствии управляющего давления p_1 мембрана поднята и воздух питания через замкнутый пневматический контакт проходит на выход 4 реле. Мембрана закроет вход 3 при условии $p_1 > p$.

Величину p устанавливают подбором сопротивлений α_1 и α_2 .

Из условия баланса сил на мембране получим значения давлений p_1 и p'_1 , при которых происходит переключение реле:

$$p_1 = p_k = k p_0 / k + k_1, \quad (9.10)$$

$$p'_1 = (F - f) p_0 / F.$$

Ширину петли статической характеристики реле:

$$\Delta p = p_1 - p'_1 = [k / (k + k_1) - (F - f) / F] p_0, \quad (9.11)$$

при заданных конструктивных размерах можно изменить, подбирая проводимости k_1 и k .

Повторитель, построенный на базе одномембранного реле показан на рис. 9.6, в. При $p_1 = 0$ $p = p_0$, а для $p = 0$ давление p_1 определяется из уравнения (9.10).

На рис. 9.6, г, д показаны схемы включения одномембранного реле соответственно для выполнения операций **ИЛИ** и **И**. В первой схеме при любом из сигналов p_1 или p_2 $p = p_0$, во второй для получения выходного сигнала $p = p_0$ должны быть оба сигнала p_1 и p_2 . Наличие сопротивлений в схемах подключения одномембранных реле, которые вместе с емкостями образуют аperiodические звенья, определяют их инерционность. Кроме того эти реле требуют постоянного расхода сжатого воздуха.

Применением двухпроводных схем включения пневматических реле указанные недостатки можно исключить. В отличие от однопроводных, в двухпроводных схемах каждая входная переменная представляется двумя сигналами, поступающими к логическим элементам по двум инверсным линиям.

В реле со свободной мембраной не требуется заделки мембраны, что позволяет значительно уменьшить размеры и ее массу. Уменьшение массы и отсутствие влияния жесткости положительно сказываются на быстродействии, надежности и долговечности реле. К известному недостатку одномембранных реле — непрерывному расходу воздуха в схемах с

однопроводной связью в реле со свободной мембраной добавляется еще один — отсутствие полной герметичности между входной и прочной камерами в моменты срабатывания.

Конструктивное исполнение реле показано на рис. 9.7 а. В корпусе выполнена полость, в которой свободно размещена пластинка 4. Канал 1 является управляющим. Канал 3 соединен с выходным и с линией питания, а канал 2 — с атмосферой.

На рис. 9.7,б показан повторитель. При $p_1=0$ давление в камере реле также равно 0, т.к. канал 2 соединен с атмосферой. При $p_1>0$ мембрана перекрывает каналы 2 и 3 и давление в канале 3, соединенным с выходной линией становится равным $p=p_0-\Delta p_a$, где Δp_a — сопротивление дросселя. Петлеобразная форма статической характеристики реле формируется за счет различных площадей мембраны и отверстий канала питания.

Инвертор (рис. 9.7.в) на базе реле со свободной мембраной получается соединением канала 3 с давлением питания p_0 , а канал 2 через дроссель с атмосферой. Схема реализации операций **ИЛИ** и **И** показана соответственно на рис. 9.7,г,д.

На базе реле со свободной мембраной разработана система пневматических элементов релейной автоматики (ПЭРА). Элементы системы позволяют четыре операции **ДА**, **НЕ**, **ИЛИ** и **И**.

Элемент реализующий операцию **ДА** (рис. 9.8,а) содержит свободные мембраны 1 и 2, между которыми располагается стержень 3, имеющий длину больше длины отверстия, в котором он перемещается. Большая мембрана 1 может перекрывать седло 5. Под малой мембраной 2 имеется канавка 4.

При отсутствии управляющего сигнала $p_1=0$, малая мембрана под действием давления питания поджимается вверх, толкает шток 3 и отводит мембрану 1 от седла 5. При подаче сигнала управления $p_1=1$, мембрана 1 закрывает седло 5 и отключает выходной канал от соединения с атмосферой. Кроме того мембрана 1 через шток 3 передвигает

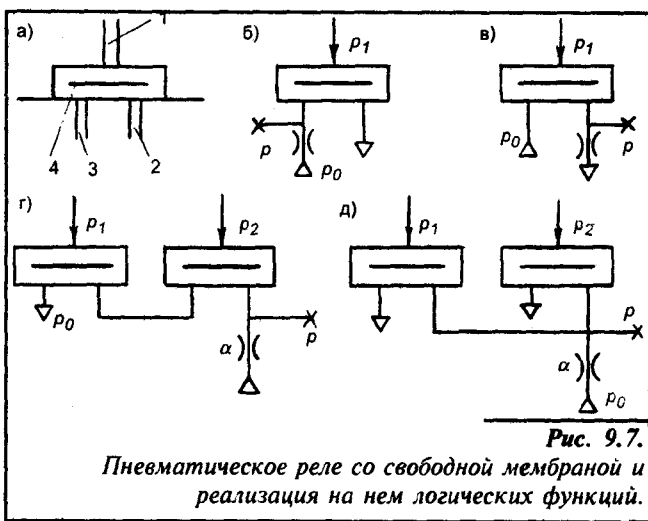


Рис. 9.7. Пневматическое реле со свободной мембраной и реализация на нем логических функций.

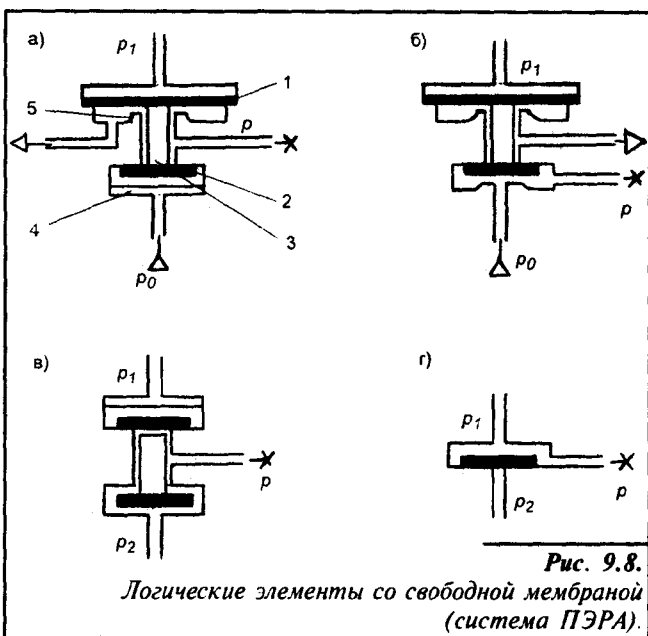


Рис. 9.8. Логические элементы со свободной мембраной (система ПЭРА).

вниз мембрану 2. Давление питания p_0 поступает в выходной канал, обеспечивая $p=p_0$.

В элементе, реализующем операцию **НЕ** (рис. 9.8, б), седло 5 расположено в нижней камере и выходной клапан, соединен с нею. При $p_1=1$ мембрана 1 через шток 3 прижимает мембрану 2 к седлу 5, разобщает выходной канал с питанием p_0 , и сообщает его с атмосферой.

Элемент, реализующий операцию **И** (рис. 9.8, в) имеет две одинаковые мембраны 1 и 2, между которыми находится подвижный стержень 3. При наличии только одного из давлений p_1 или p_2 сигнал на выходе $p=0$. Сигнал $p=1$ только при $p_1=p_2=1$. Усиления мощности сигнала при этом не происходит, т.е. элемент выполняет операцию **И** пассивно.

Элемент **ИЛИ** содержит одну свободную мембрану (рис. 9.8, г) и три канала. При подаче давлений в один из торцевых каналов мембрана прилегает к противоположному каналу и канал, по которому подано давление, соединяется с выходным.

9.4. Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА)

УСЭППА представляет собой реализацию элементного принципа построения приборов в пневмоавтоматике. Каждый элемент выполняет простые функции, но их совокупность позволяет построить практически любую схему автоматического управления — непрерывного, дискретного и непрерывно-дискретного действия. Функционально система УСЭППА заменяет все существующие приборы пневмоавтоматики и позволяет синтезировать принципиально новые: системы оптимизации, непрерывные регуляторы, управляемые релейным сигналом логической части.

Элементы УСЭППА компактны, имеют малые вес и стоимость, внутри системы многие детали унифицированы: штуцеры, ножки. Технология изготовления обеспечивает необходимые характеристики, что исключает доводку элементов при отладке и запуске схемы. Монтаж схем осуществляется на коммутационных платах, внутри которых имеются каналы для соединения и питания. Соединение элемента с платой осуществляется через кольматационные ножки, служащие также креплениями и выходами для контрольных приборов, а также трубками из полихлорвинилового пластика.

Питание УСЭППА осуществляется воздухом, очищенным от пыли, влаги и масла. Давление составляет $0,14 \pm 0,014$ МПа; при давлении 0,1 МПа по имеющимся данным надежность и долговечность элементов увеличивается в 2-5 раз. За исключением пневмоэлектропреобразователей элементы могут использоваться в пожаро- и взрывоопасных условиях эксплуатации. Защита элементов от действия агрессивных сред обеспечивается анодированием алюминия, хромоникелевым или кадмиевым покрытием, молотковой эмалью на поверхности стали, цветных металлов и их сплавов.

Номенклатура элементов УСЭППА содержит пневмосопротивления, делители, усилители, повторители, задатчики, элементы сравнения, пневмореле, клапаны пневмоэлектропреобразователи, тумблеры и кнопки, фильтры, вентили. УСЭППА разделяют на группы элементов непрерывной и дискретной техники. С помощью их комбинации создают системы управления дискретно-аналогового типа.

Элементы непрерывной техники предназначены для построения аналоговых пневматических устройств. Они работают по принципу компенсации сил, воздействующих на чувствительный элемент-мембрану. Входные и выходные давления в процессе работы принимают в заданных пределах любое значение.

Элементы дискретной техники предназначены для построения логических устройств. Выходное давление может принимать значения 0 или $0,08 \dots 0,14$ МПа, соответствующие логическим переменным 0 и 1.

Пневмоемкости выпускаются нерегулируемыми (постоянными) и регулируемыми

(переменными). Постоянная емкость (рис. 9.9, а) представляет полый жесткий цилиндр, а регулируемая (рис. 9.9, б) – сиффон.

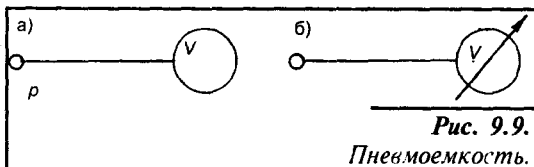


Рис. 9.9.

Пневмоемкость.

Пневмосопротивления (пневмодросели) выполняются нерегулируемыми (рис. 9.10, а) и регулируемыми (рис. 9.10, б). Нерегулируемые сопротивления представляют собой капилляр с отверстием, диаметром 0,18 и 0,32 мм. Выпускаются совместно с фильтром и без него. В качестве регулируемого сопротивления используют специальную конструкцию, содержащую рабочую пару "конус-конус". Расходные характеристики пневмосопротивлений представлены на рис. 9.10, в. Как видно из этих графиков, в полном диапазоне давлений пневмосопротивления нелинейны. Однако в узком диапазоне перепада давлений можно использовать их как линейные сопротивления. При построении регуляторов, а также других управляющих непрерывных устройств невычислительного назначения нелинейностью можно пренебречь.

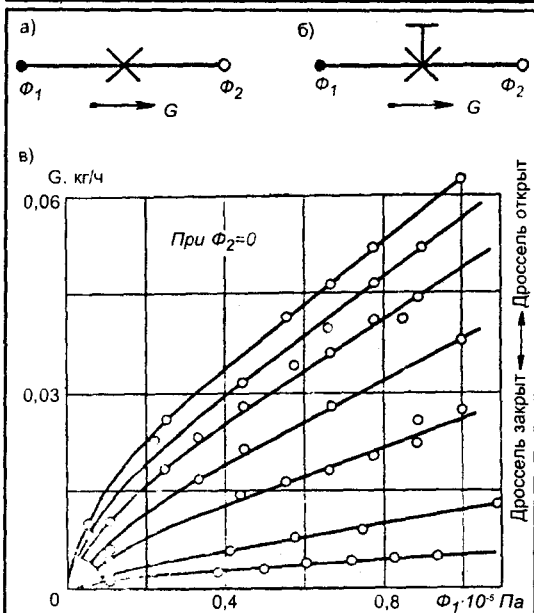


Рис. 9.10.

Пневмосопротивления.

Для получения сопротивления, дающего более строгую линейную зависимость расхода в широком диапазоне изменения давлений необходимо использовать более сложные устройства, например, пульсирующее сопротивление.

Пневмоусилители УС ЭППА применяются в двух вариантах с двумя и четырьмя входами, схемы усилителей и их статическая характеристика показаны на рис. 9.11, а, б, в.

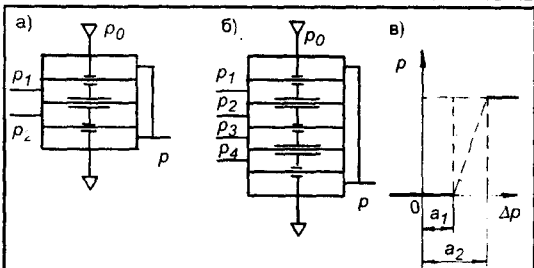


Рис. 9.11.

Пневмоусилители.

Каждый усилитель состоит из двух пар сопло-заслонка и мембранного блока, образующего в корпусе глухие камеры. Число мембран на одну больше числа входов. Как видно из схем, пары сопло-заслонка образуют переменные сопротивления в пневмолинии питание-заслонка. Величина сопротивлений задается положением мембранного блока, т.к. его торцы являются заслонками. Увеличение сопротивления одной пары сопло-заслонка приводит к уменьшению его у другой. Соотношение сопротивлений определяет уровень выходного давления p . Однозначно уровень задается величинами входных давлений, в соответствии с которыми выставляется мембранный блок.

Это соответствие показывает статическая характеристика пневмоусилителя на рис. 9.11, в. Чувствительность усилителя характеризуется следующими параметрами в Па со-

ответственно для двухходового усилителя:

$$\Delta p_1 > -2 \cdot 10^{-2}, \Delta p_2 < 2 \cdot 10^{-2}, \Delta p_2 - \Delta p_1 < 2 \cdot 10^{-2},$$

для четырехходового усилителя:

$$\Delta p_1 > -4 \cdot 10^{-2}, \Delta p_2 < 4 \cdot 10^{-2}, \Delta p_2 - \Delta p_1 < 4 \cdot 10^{-2}.$$

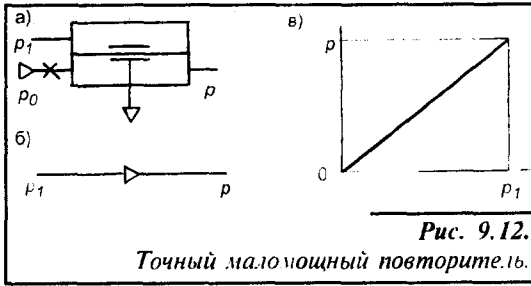


Рис. 9.12.

Точный мало мощный повторитель.

Относительно хорошие параметры усилителей достигнуты использованием двух узлов сошло-заслонка и тонких гибких мембран в блоке. Для окончательной регулировки сопла устанавливают в корпусе усилителя с возможностью осевого перемещения.

Пневмоповторители применяются в четырех вариантах: маломощный без сдвига и со сдвигом, грубый и точный мощные повторители.

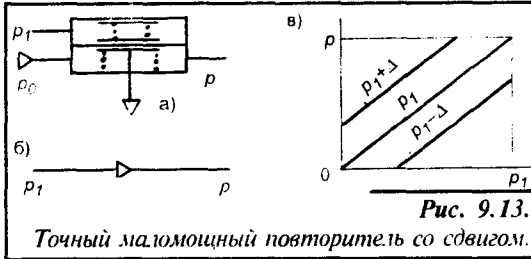


Рис. 9.13.

Точный мало мощный повторитель со сдвигом.

Маломощный повторитель состоит из одномембранного элемента, подключенного к линии питания через постоянное сопротивление (рис. 9.12.а). На рис. 9.12.б представлено условное обозначение повторителя. на рис. 9.12.в - статическая характеристика. Статическая погрешность операции $p = p_1$ составляет $\pm 0.25\%$. Под статической погрешностью маломощного повторителя понимают отношение максимальной величины рассогласования между выходным сигналом p и входным p_1 во всем рабочем диапазоне к максимальному значению рабочего давления выраженное в процентах.

Введение в схему одномембранного элемента двух пружин, одна из которых регулируется, позволяет получить маломощный повторитель (рис. 9.13, а,б), со сдвигом на величину Δ в соответствии со статической характеристикой, приведенной на рис. 9.13, в. Элемент выполняет операцию:

$$p = p_1 \pm \Delta$$

Знак "+" соответствует большему усилию верхней пружины относительно нижней, знак "-" наоборот.

Динамические амплитудные и фазовые частотные характеристики маломощного повторителя без сдвига, без нагрузки и с нагрузкой в виде емкости объемом 50 см³ приведены на рис. 9.14. Характерис-

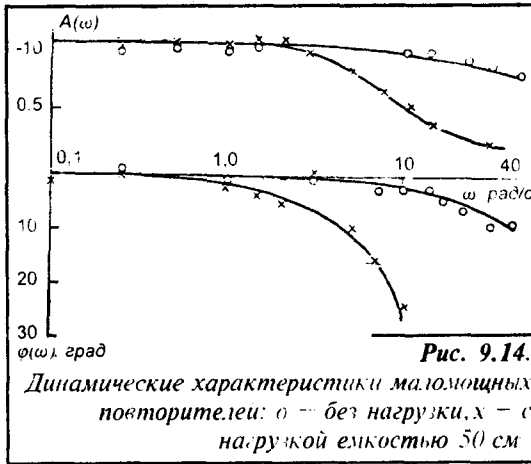


Рис. 9.14.

Динамические характеристики мало мощных повторителей: о - без нагрузки, х - с нагрузкой емкостью 50 см³

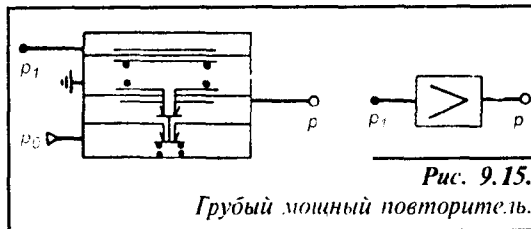


Рис. 9.15.

Грубый мощный повторитель.

тики снимались при подаче на вход элемента гармонических колебаний вида $p_j = a_j \sin \omega t$ с амплитудой входного сигнала $a_j = 5 \cdot 10^{-1} \dots 2 \cdot 10^1$ Па. Выходное давление при этом описывается уравнением $p = a \cdot \sin \omega t + \phi$. На рис. 9.14 приведены характеристики $A(\omega) = a/a_j$ и $\phi(\omega)$. Повторители предназначены для использования в качестве внутрисхемного элемента, выход которого обычно коммутируется с замкнутой (глухой) камерой.

Грубый мощный повторитель (рис. 9.15) устанавливается на выходе приборов или систем управления или используется для передачи сигнала по линиям связи длиной до 300 м. Погрешность повторителя $\pm 3\%$.

Точный мощный повторитель (рис 9.16) содержит три мембраны и предназначен для усиления пневматического сигнала по мощности с коэффициентом усиления по давлению, равным единице. Погрешность повторения сигнала $\pm 0,5\% p_{imax}$

Пневмореле является основным элементом для постройки любых однотактных и многотактных релейных схем (алгебраических, временных логических и т.п.).

Схема пневмореле (рис.9.17. а) совпадает со схемой двухвходового усилителя (см. рис.9.11.а). Однако эти элементы имеют принципиально различное назначение, существенное конструктивное оформление, способы включения в схемы и различные требования к их статическим свойствам. Жестким требованием для пневмореле является наличие петлеобразной статической характеристики, для чего в пневмореле организуется положительная обратная связь путем объединения выводов 2 и 6 в общую выводную ли-

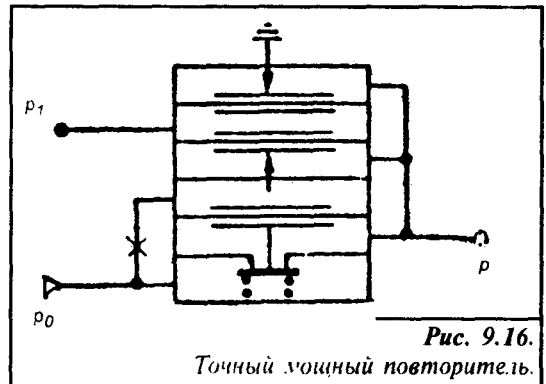


Рис. 9.16. Точный мощный повторитель.

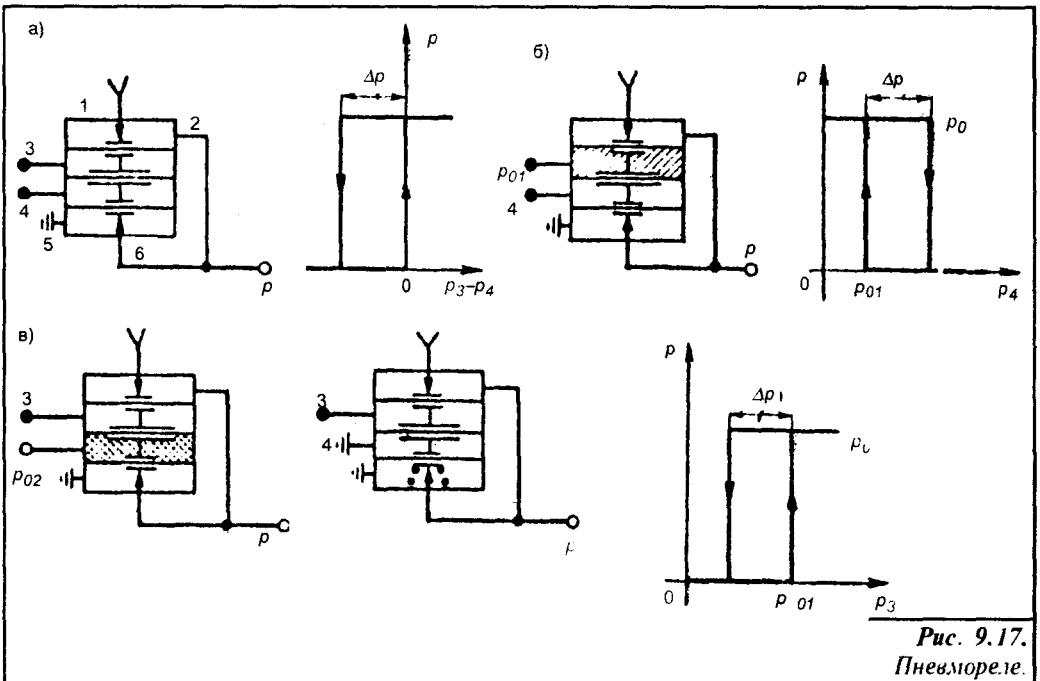
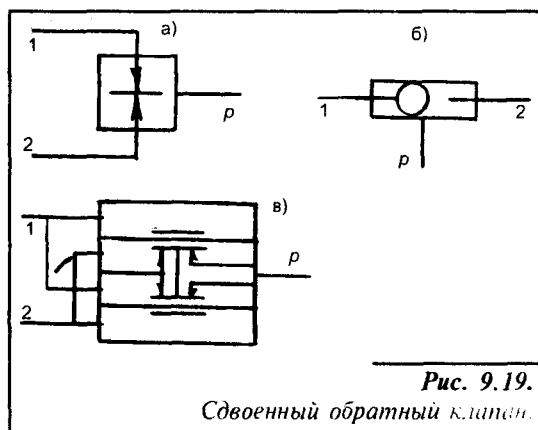
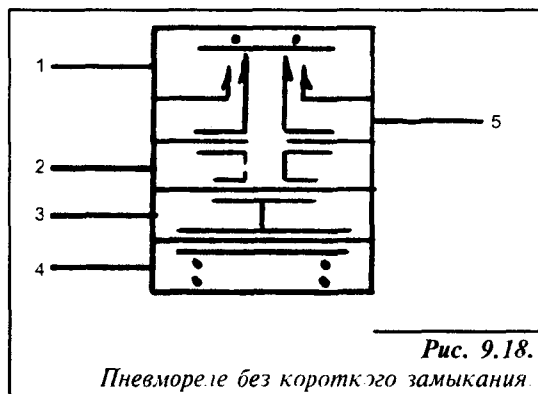


Рис. 9.17. Пневмореле.

нию и соединения вывода 5 с атмосферой. Использование выводов 1, 3 и 4 аналогичное с усилителем.

Ширину зоны срабатывания (петлю p) для пневмореле делают равной $(0,3...0,4)p_0$. Пониженные требования к точности реализации статической характеристики позволили для пневмореле применить более простую и более грубую, чем в усилителях конструкцию: сопла имеют большее проходное сечение и не регулируются, мембраны больше по толщине, заслонка неметаллическая. По габаритным размерам пневмореле меньше усилителя. При использовании в реле двух узлов сопло-заслонка воздух расходуется лишь порциями. Каждая порция поступает из питающей магистрали в момент, когда на выходе реле устанавливается высокий уровень давления, равный давлению питания, и выбрасывается в атмосферу при изменении выходного давления от значения равного давлению питания, до атмосферного. Таким образом расход воздуха существенно зависит от частоты срабатывания реле. Необходимо учитывать также и то обстоятельство, что при переходе мембранного блока из одного крайнего положения в другое, оба сопла на короткое время соединяются с атмосферой ("короткое замыкание"), что кроме дополнительного расхода воздуха может привести к снижению давления p_0 питающей магистрали.

При работе пневмореле в релейных схемах оно участвует в переработке лишь дискретных сигналов, принимающих два значения $p=p_0$ и $p=0$. Подача дискретных сигналов к выводам 3 и 4 пневмореле приводит к неработоспособной схеме, т.к. при одинаковых значениях этих дискретных сигналов $\Delta p=0$, а такому значению Δp по статической характеристике соответствует неопределенное значение выходной переменной. Поэтому сигнал подводят лишь к одному из выводов 3 или 4, а к другому — некоторое постоянное давление, называемое подпором или опорным.



ная подводят лишь к одному из выводов 3 или 4, а к другому — некоторое постоянное давление, называемое подпором или опорным.

В зависимости от того, к какому из выводов подводится переменный сигнал, получаем две основные схемы включения пневмореле, отличающиеся также величиной подпора. При использовании в схеме рис 9.17,б так называемого малого подпора $p_n=(0,3...0,4)p_0$, а в схеме 9.17,в — большого подпора $p_n=(0,7...0,8)p_0$ обеспечивается симметричное размещение статических характеристик. При использовании пружины вместо подпора оба вывода 3 и 4 можно использовать для подачи к ним сигналов.

При необходимости полного устранения "короткого замыкания" применяют пневмореле, защищенное от этого нежелательного явления.

Пневмореле (рис. 9.18) содержит разновысокое сливное сопло, управляемое одной заслонкой, поддерживаемое верхней пружиной. Одновременное открытие обоих сопел исключается. Первоначальное состояние сопел поддерживается нижней пружиной. Последняя статическая характеристика реле обеспечивается обрат-

ной связью за счет разных эффективных площадей мембран.

Кроме пневмореле при реализации релейных схем применяют логический элемент **ИЛИ**, представляющий собой обратный клапан, выполняемый в виде свободной мембраны (рис. 9.19, а), с шариком (рис. 9.19, б) и с двумя закрепленными мембранами (рис. 9.19, в).

К органам управления в УСЭППА относятся формирователи сигналов (задатчики), пневмокнопки и пневмотумблеры. Для внутрисхемных заданий используют маломощные задатчики трех типов (рис. 9.20): дроссельный, мембранный и шариковый. В обоих последних задатчиках выходное давление определяется натягом пружины и, в отличие от первого, не зависит от изменения давления питания. На рис. 9.20, г изображена схема мощного задатчика, используемого для шитового монтажа, погрешность задатчика давления $\pm 0,5\%$.

Схема кнопок, используемых в УСЭППА, показана на рис. 9.21. Кнопки рис. 9.21, а, в защищены от короткого замыкания. Кнопка рис. 9.21, а при ненажатом положении обеспечивает $p=0$, кнопки рис. 9.21, б, в — $p=p_0$.

Тумблеры УСЭППА выполняются в двух вариантах: защищенные от короткого замыкания (рис. 9.22, а) и с коротким замыканием (рис. 9.22, б).

Преобразователи УСЭППА предназначены для преобразования дискретных пневматических сигналов в электрические (ПЭ), дискретных электрических сигналов в пневматические (ЭП) и дискретных механических — в пневматическую форму (конечный выключатель). В преобразователях ПЭ и ЭП используется напряжение постоянного тока с уровнями 0 и 24В.

Электропневматический преобразователь (рис. 9.23, а) состоит из двухконтактного клапана и электромагнита, якорь которого связан с заслонкой. Пневмоэлектрический преобразователь (рис. 9.23, б) представляет собой комбинацию одно-мембранного клапана и микропереключателя.

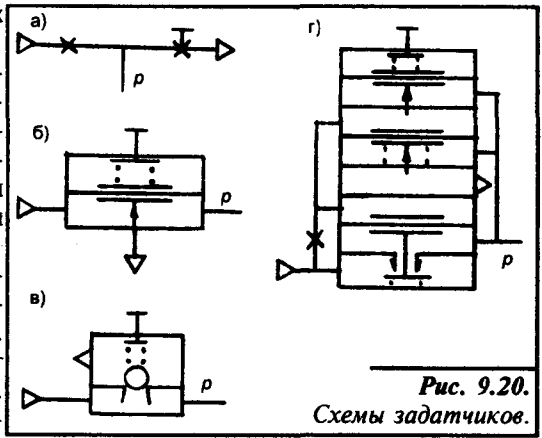


Рис. 9.20. Схемы задатчиков.

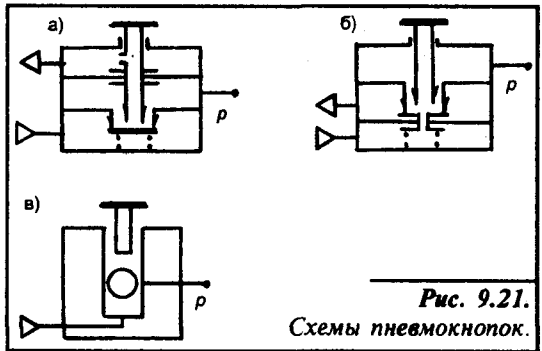


Рис. 9.21. Схемы пневмокнопок.

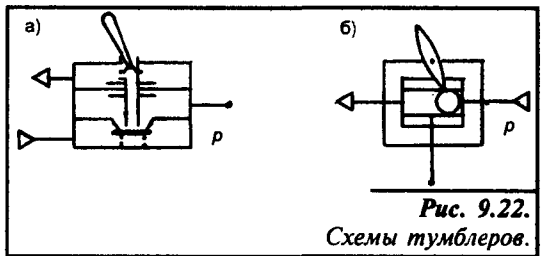


Рис. 9.22. Схемы тумблеров.

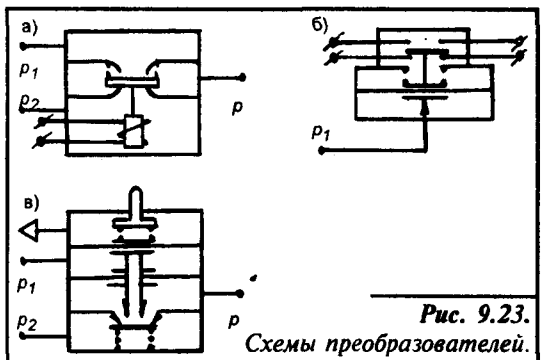
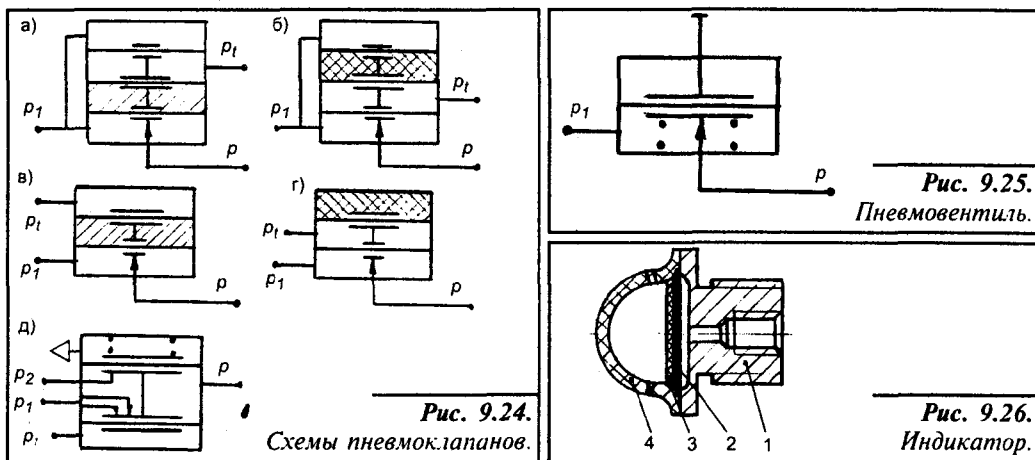


Рис. 9.23. Схемы преобразователей.



чателя, контакт которого жестко связан с мембраной.

Конечный выключатель (рис.9.23,в) представляет собой сочетание двухконтактного узла и механического толкателя.

Коммутирующими органами являются мембранные клапаны, предназначенные для замыкания и размыкания пневматических линий. На рис. 9.24 показаны схемы различных клапанов, в которых узел сопло-заслонка выполняет роль пневмоконтакта. Пневмоконтакт принято считать замкнутым, если его заслонка от сопла и пневмоцепь не прервана. По схеме включения все клапаны можно разделить на разгруженные (рис.9.24, а) и неразгруженные (рис. 9.24, б). При разгруженной схеме включения на орган управления пневмоконтакта оказывает действие давление в линии, которую клапан перекрывает. На рис.9.24, в показан клапан (реле переключения) предназначенный для установки на выходе приборов. Клапан имеет большие размеры проходного сечения.

К вспомогательным элементам относятся фильтры, вентили, индикаторы. Фильтр предназначен для очистки подаваемого в приборы воздуха. В качестве фильтрующего элемента используются сменные войлочные диски.

Вентиль предназначен для ручного замыкания или размыкания мощной пневматической линии. Состоит из двух секций, разделенных мембраной (рис.9.25), жесткий центр которой прикрывает сопло при ручном повороте маховичка вентиля. При открытом вентиле мембрана отжимается проходящим давлением.

Пневматический индикатор является аналогом электрической индикаторной лампочки. Индикатор (рис.9.26) состоит из корпуса 1, мембраны 2, шторки 3 и стекла 4. При подаче давления эластичная мембрана растягивается и секторные участки шторки раздвигаются. Окрашенная мембрана выкладывается по профилю стекла, что соответствует загоранию лампочки. При снятии давления мембрана возвращается в исходное положение и шторки закрывают её.

9.5. Пневматический агрегатный комплекс ЦЕНТР

Комплекс ЦЕНТР используется для автоматизации объектов с непрерывными процессами, комплексы ЦИКЛ, КОМПАС – для объектов с периодическими процессами. В качестве элементной базы в комплексе ЦЕНТР применяются элементы УСЭППА.

Комплекс ЦЕНТР построен по блочному принципу, при котором в один блок собираются однотипные функциональные узлы, например, регуляторы, узлы обнаружения отклонений и т.п. Такая компоновка привела к сложному проектированию на уровне узлов и разветвленным коммутационным связям между блоками, монтируемыми на объ-

екте управления. Кроме того в комплексе ЦЕНТР не предусмотрено выполнение некоторых важных функций – таких, как централизованное управление, автоматическое выравнивание сигналов при переходе с автоматического регулирования на ручное дистанционное управление и обратно.

В комплексе ЦЕНТР реализован централизованный контроль и осуществлен переход от трудоемкой и малоэффективной диагностики состояния технологического процесса по показаниям многочисленных приборов контроля к автоматическому контролю с помощью развитой системы сигнализации. Система обеспечивает сигнализацию об отклонениях параметров за допустимые пределы и возможность получения в нужный момент информации о состоянии процесса. Такое представление информации создает удобства ориентации и оценки сложившейся ситуации на объекте.

Комплекс ЦЕНТР целесообразно применять на объектах со следующими особенностями:

- непрерывность технологического процесса и относительно большая длительность установившихся режимов;
- многомерность технологических процессов (число контролируемых параметров до 500, число дистанционно управляемых исполнительных механизмов до 250);
- многосвязность технологических параметров;
- преимущественное оснащение пневматическими датчиками и исполнительными механизмами;
- компактность размещения технологического оборудования (датчики и исполнительные механизмы находятся на расстоянии не более 300 м от операторского помещения).

Функциональные возможности и состав комплекса.

Системы управления, построенные на основе комплекса ЦЕНТР, имеют следующие функциональные возможности:

- автоматическое одноконтурное регулирование параметров по П или ПИ-законам;
- обнаружение технологических и аварийных отклонений параметров от номиналов или за допустимые жесткие границы и сигнализация этого отклонения на мнемосхеме с помощью пневматических или электрических лампочек;
- непрерывную регистрацию в аналоговой форме значений важнейших технологических параметров;
- контроль по вызову оператора текущих значений параметров, их номиналов, управляющих сигналов и сигналов задатчиков ручного дистанционного управления;
- ручное дистанционное управление исполнительными механизмами;
- многоканальную цифровую регистрацию параметров и номиналов.

Комплекс обеспечивает обнаружение отклонений параметров в двух случаях:

- при отклонении за технологическую зону параметра П от номинала Н;
- при отклонении параметров за допустимые границы, назначенные в соответствии с технологией процесса. Определяется также и знак отклонения.

Для своевременной корректировки технологического процесса оператору необходимо знать текущие значения и тенденцию изменения параметров определяющих качественные и количественные характеристики готовой продукции, а также наиболее ответственные параметры технологического процесса.

Для контроля параметры вызываются на многошкальный прибор ППМ-20П. При вызове регулируемого параметра контролируются четыре величины: параметр П, номинал Н, выход Р регулятора и выход Д датчика ручного дистанционного управления. П и Н могут указываться в абсолютных значениях, а Р и Д - в относительных. Вызов параметра для контроля осуществляется при его отклонении за технологические и аварийные границы, при изменении установок номинала или при переходе с режима на режим.

Многоканальная цифровая регистрация выполняется с помощью авторегистратора,

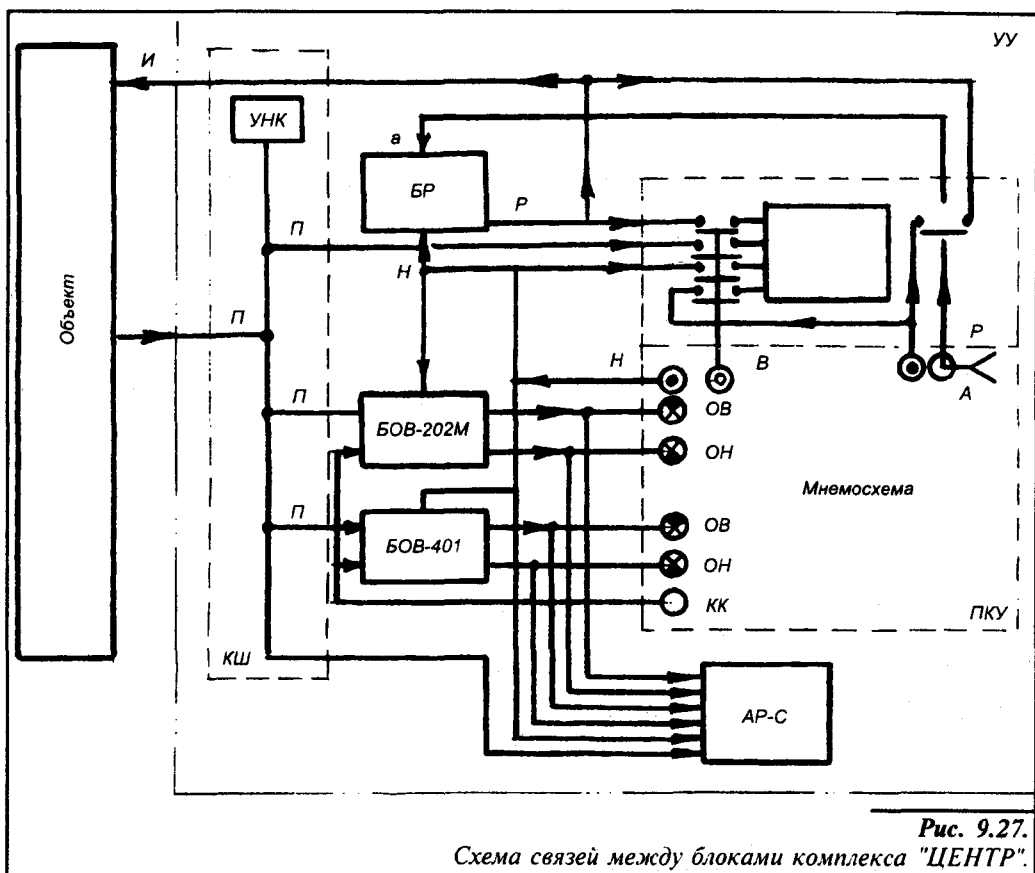


Рис. 9.27.
Схема связей между блоками комплекса "ЦЕНТР".

при этом могут регистрироваться значения параметров и номиналов через определенные интервалы времени, а также значения параметров по вызову оператора или при отклонении параметров.

Комплекс ЦЕНТР построен по блочно-функциональному признаку, т.е. в один блок собраны однотипные многофункциональные модули. Комплекс содержит:

- блок регуляторов БР;
- блок обнаружения отклонений БОВ-202М и БОВ-401;
- пульт контроля и управления ПКУ;
- кросс-шкаф КШ и устройство непрерывного контроля УНК;
- блок питания групповой БПГ;
- устройство цифровой регистрации — авторегистратор АР-С;
- блок приборов извлечения квадратного корня БКП-20.

Каждый блок выпускается в нескольких модификациях, различающихся числом или типами обрабатываемых параметров. Схема связей между блоками комплекса для обработки регулируемого параметра представлена на рис.9.27. Сигнал П от датчика, установленного на объекте, поступает в блок, состоящий из кросс-шкафа КШ и устройства контроля УНК. Кросс-шкаф выполняет функции развязок, усиления и размножения входных сигналов, а блок контроля содержит регистрирующие приборы. На блок регуляторов, кроме параметра П поступает сигнал номинала Н от задатчика, расположенного на мнемосхеме в пульте ПКУ.

Переключателем, установленным в ПКУ, задается режим контура регулирования. На исполнительный механизм поступает сигнал И, который в автоматическом режиме (А) представляет собой сформированное в БР регулирующее воздействие Р, а в режиме ручного дистанционного управления (Р) – сигнала Д с задатчика ручного дистанционного управления, расположенного на мнемосхеме. Одновременно сигналы П и Н поступают в блок БОВ-202М и БОВ-401, где вырабатываются сигналы верхнего ОВ и нижнего ОН отклонений, на индикаторы, расположенные на мнемосхеме, и на авторегистратор АР-С для записи отклонений. При появлении отклонения параметра на мнемосхеме начинает мигать соответствующий индикатор и появляется звуковая сигнализация. Перевод пульсирующего свечения в ровное осуществляется по сигналу КК при нажатии кнопки квитирования. На авторегистратор заводятся также сигналы П и Н. По вызову оператора (при нажатии кнопки В) к многошкальному прибору ППМ-20П подключается весь контур регулирования, т.е. сигналы П, Н, Р и Д.

Конструктивно блоки оформлены в виде шкафов или пультов. Внутри блоков проведена агрегатизация на уровне модулей, выполняющих законченные функции на определенное число параметров. Модули укомплектованы элементами УСЭППА.

9.6. Комплексы циклических технологических процессов ЦИКЛ и КОМПАС.

При изготовлении деталей или обработке порции продукта требуется определенная повторяющаяся последовательность технологических операций. Такие процессы называются циклическими, шаговыми или периодическими. Переход к последующей операции осуществляется по сигналам от датчиков, фиксирующих окончание предыдущей операции или по истечении заданного времени. При автоматизации таких процессов управляющее устройство должно реализовывать алгоритм управления, т.е. заданную последовательность технологических операций, вырабатывая воздействия на соответствующие исполнительные механизмы в каждой технологической операции.

Для создания управляющих устройств используют различные средства дискретного типа: электронные, электромеханические, пневматические, гидравлические. В таких отраслях промышленности, как химическая, нефтеперерабатывающая, газовая, пищевая и другие, пневмоавтоматика продолжает оставаться основным средством автоматизации. Кроме того пневмоавтоматика хорошо себя зарекомендовала в пожароопасной среде, при сильной запыленности, в зоне низких и высоких температур, в зоне сильных электромагнитных и радиационных волн и полей.

Основной функциональной и конструктивной единицей комплексов является субблок, имеющий унифицированную конструкцию на базе элементов УСЭППА. Субблоки укомплектованы стандартными элементами и размещаются в каркасах, которые в свою очередь, располагаются в шкафах и пультах, входящих в систему унифицированных типовых конструкций УТК ГСП.

Комплекс пневматических агрегатных средств циклической автоматики ЦИКЛ изготавливает завод "Тизприбор", комплекс КОМПАС – МПО "Пневмоаппарат".

Комплекс ЦИКЛ. Функциональные возможности, состав и технические характеристики.

Комплекс ЦИКЛ позволяет строить любые дискретные устройства управления, вырабатывающие воздействия на дискретные исполнительные механизмы для реализации определенной (жесткой или разветвленной) последовательности технологических операций [4]. Комплекс включает две группы субблоков – с жесткими функциональными возможностями и с изменяющимися функциональными возможностями, зависящими от используемых элементов, установленных на плате.

Первую группу составляют субблоки:

командно-циклический П1213 для реализации жесткой последовательности из восьми операций;

обегания П-1211 для счета до восьми в унитарном коде;

задержек П-1215 для задержки каждого из четырех входных сигналов на заданное время;

дешифратора П-1214 для преобразования четырехразрядных чисел двоичного кода в числа унитарного кода;

сравнения двух чисел П-1222, заданных в унитарном коде;

генератора 9992001 для формирования чередующихся импульсов 0 и 1.

Субблоки с изменяющимися функциональными возможностями:

универсальной логики П-1209 для реализации логических функций и функций памяти;

функциональных усилителей П-1207 для реализации -Функций П,ЗАПРЕТ, ДА и НЕ;

промежуточных усилителей П-1208 для реализации Функций ДА и НЕ.

В качестве элементной базы использована струйно-мембранная техника, состоящая из струйных моделей, реализующих основные логические операции, согласующих мембранных усилителей давления и мощности. Кроме того, в субблоках применены некоторые элементы УСЭППА.

Комплекс КОМПАС. Функциональные возможности, состав и технические характеристики.

Функциональной и компоновочной единицей комплекса КОМПАС является субблок. Комплекс позволяет строить дискретные управляющие устройства, реализующие заданную жесткую или разветвленную последовательность технологических операций для формирования в каждой из операций воздействий на дискретные исполнительные механизмы. Базой комплекса являются две группы субблоков с жесткими и изменяющимися функциональными возможностями. К первой группе относятся субблок команд БК1М и субблок триггеров БТ1М. Ко второй — субблоки логики четырех модификаций БЛ1М, БД11М, БЛ111М, БЛ1УМ и субблок времени БВ1М. Все субблоки унифицированы по габаритным и присоединительным размерам и по конструкции аналогичны конструкции субблоков ЦИКЛ.

Глава 10.

Применение средств гидропневмоавтоматики в мобильной технике

10.1 Гидравлические системы управления механизмами трансмиссий.

Гидравлические приводы широко используются для управления агрегатов трансмиссии: муфты сцепления, коробки передач, увеличителя крутящего момента, привода переднего ведущего моста, вала отбора мощности (ВОМ), механизма блокировки дифференциала, гидроходоуменьшителя и др. Эти приводы весьма разнообразны по конструктивному исполнению и принципу работы. Рассмотрим некоторые схемы этих приводов.

Гидравлический привод сцепления (рис. 10.1) обеспечивает передачу усилия от педали 1 к вилке 9 включения сцеплений через рабочую жидкость, находящуюся в главном цилиндре 3, исполнительном цилиндре 10 и соединяющем их трубопроводе 11. Полость главного цилиндра сообщается с бачком 5 через перепускное А и компенсационное Б отверстие. При нажатии на педаль 1 сцепления тяга 2 воздействует на поршень 4 главного цилиндра, который перемещаясь перекрывает компенсационное отверстие Б и вытесняет рабочую жидкость в исполнительный цилиндр 10. Поршень 7 цилиндра через шток 8 поворачивает вилку 9 включения сцепления.

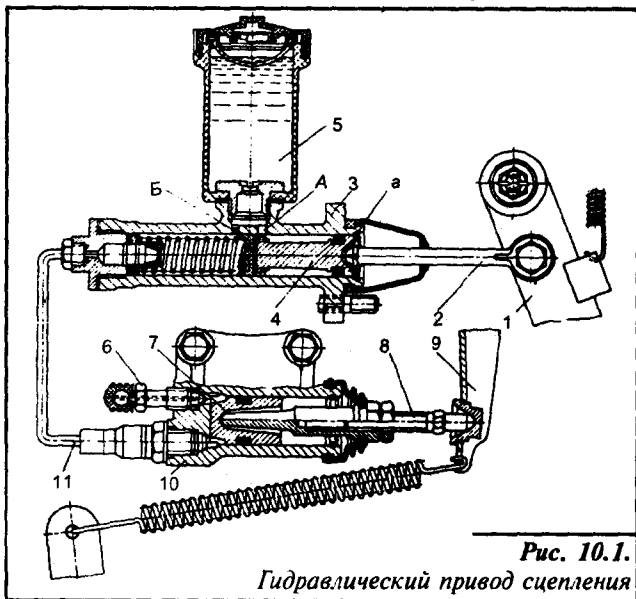


Рис. 10.1.
Гидравлический привод сцепления

При резком отпускании педали часть жидкости из бачка 5 через перепускное отверстие А отжимая края уплотнительной манжеты поршня 4 поступает в пространство слева от поршня, тем самым устраняется опасность появления паров жидкости из-за разрежения. В исполнительном цилиндре имеется клапан 6 для выпуска воздуха при прокачивании гидросистемы.

Для снижения усилий на педали в гидравлический привод может устанавливаться пневматический усилитель, схема которого показана на рис. 10.2. При нажатии на педаль сцепления 1 жидкость из главного цилиндра 2 подается к цилиндру 8 следящего механизма и рабочему цилиндру 4, шток которого связан с рычагом 3 вилки включения сцепления. Шток цилиндра 8 в свою очередь воздействует на клапан следящего механизма, через который воздух из ресивера поступает в цилиндр 5 пневмоусилителя. При подводе воздуха в полость справа от диафрагмы 7 усилитель осуществляет слежение по давлению в пневмоцилиндре, а при наличии калиброванного отверстия 6 — по скорости изменения усилия, что позволяет улучшить динамические свойства привода. Работоспособность сцепления сохраняется при выходе пневмосистемы. Конструктивное исполнение рассматриваемого пневмоусилителя приведено на рис. 10.3, где: 1 — сферическая гайка; 2, 26 — толкатели поршня выключения сцепления; 3 — защитный чехол; 4 — корпус комбинированного уплотнения; 5 — манжета следящего поршня; 6 — следящий поршень; 7 — корпус следящего поршня; 8 — перепускной клапан; 9 — уплотнитель выпускного отверстия; 10, 18 — крышки;

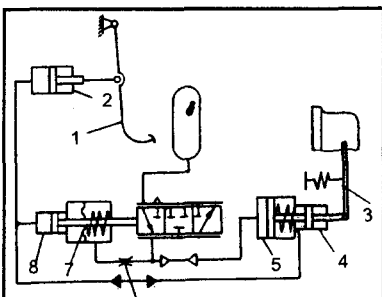


Рис. 10.2.

Принципиальная схема гидропривода сцепления с пневмоусилителем

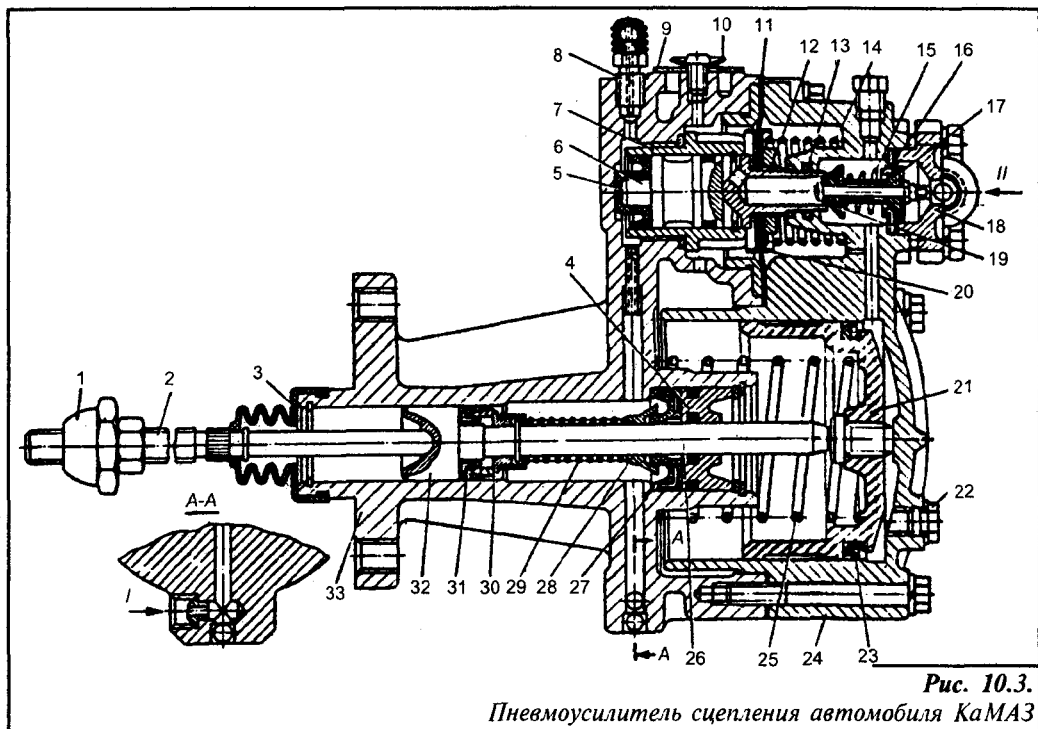


Рис. 10.3.

Пневмоусилитель сцепления автомобиля КаМАЗ

11 – мембрана следящего устройства; 12 – седло выпускного клапана; 13 – уплотнительное кольцо; 14 – пружина мембраны; 15 – пружина впускного и выпускного клапанов; 16 – седло впускного клапана; 17 – впускной, 19 – выпускной клапана; 20 – тарелка пружины; 21 – пневмопоршень; 22 – пробка; 23,31 – манжеты поршня; 24 – передний, 33 – задний корпуса; 25 – возвратная пружина пневмопоршня; 27 – манжета уплотнителя; 28,30 – втулки; 29 – пружина поршня выключения сцепления; 32 – гидропоршень выключения сцепления; I – подвод масла; II – подвод воздуха.

Гидросистема управления трансмиссией полноприводного универсально-пропашного трактора, приведенная на рис. 10.4, предназначена для управления агрегатами трансмиссии, смазывания подшипников, охлаждения элементов трансмиссии и подпитки насоса гидронавесной системы. Она состоит из фильтра заборника 2 шестеренчатых насосов 3 с приводом от двигателя и 1 с приводом от ходовых колес. От ходовой части приводят в действие насос 1 при буксировке трактора с неработающим двигателем и при пуске дизеля буксированием трактора. Предохранительный клапан 4 ограничивает повышение давления в магистрали свыше 2 МПа.

Рабочая жидкость проходя через полнопоточный фильтр 5 очищается и поступает в гидросистему управления коробкой передач 6, вала отбора мощности (ВОМ) 10, автоматической блокировки дифференциала заднего моста 13, привода ведущего моста (ПВМ) 15 и фильтр-распределитель 26. После чего масло поступает на смазывание деталей коробки передач. Излишки масла проходя через радиатор 27, подпитывают насос гидронавесной системы или сливается в картер трансмиссии. Направляющий распределитель 8 гидросистемы управления коробки передач 6 обеспечивает при перемещении рычага 7 подачу рабочей жидкости из нагнетательной магистрали управления в одну из четырех полостей цилиндров 9 гидроподжимных фрикционных муфт. При этом он соединяет полости остальных муфт со сливом. Гидроаккумулятор 28 служит для обеспечения неразрывности штока мощности при переключении передач.

Управление ВОМ осуществляется гидросистемой 10, которая содержит двухпозиционный золотник 12 управляемый рукояткой 11 и гидроцилиндр 25. В первой позиции золотник 12 соединяет гидроцилиндр 25 со сливом.

Для повышения тяговых качеств трактора используется блокировка дифференциала задних колес. Гидросистема управления блокировкой дифференциала 13 содержит золотник 14 управляемый электромагнитом и гидроцилиндр 24 муфты блокировки дифференциала. Электромагнит золотника 14 связан с датчиком, фиксирующим угол поворота направляющих колес и управляется из кабины водителя тумблером, который имеет три положения. В первом положении "Блокировка выключена" напряжение на электромагните отсутствует и золотник 14 соединяет гидроцилиндр 24 блокировки дифференциала со сливом. Во втором положении "Автоматическая блокировка дифференциала" управление электромагнитом золотника 14 осуществляется от датчика фиксирующего угол поворота направляющих колес. Причем до поворота сошки рулевого механизма на угол до 10° от среднего положения золотник 14 соединяет гидроцилиндр 24 с нагнетательной магистралью. При больших углах поворота сошки золотник 14 соединяет гидроцилиндр 24 со сливом. Дифференциал разблокируется, вследствие чего улучшается маневренность трактора. В третьем положении "Принудительная блокировка" дифференциала золотник 14 соединяет гидроцилиндр 24 с нагнетательной магистралью независимо от угла поворота рулевой сошки.

Кран управления ПВМ 15 предназначен для направления потока рабочей жидкости, подводимого к гидроподжимной фрикционной муфте 23 привода ПВМ для автоматического или принудительного его включения (выключения), а также включения переднего моста трактора при торможении. Он 15 состоит из трехпозиционного золотника 20, золотника 21, включения переднего моста при торможении, золотника 17 автоматичес-

кого включения (выключения) переднего моста, клапана 22 сброса давления при торможении, золотника 18 и цилиндра 23 гидроджимной муфты ПВМ.

В правом положении рычага 19 золотник 20 соединяет напрямую нагнетательную магистраль с цилиндром 23, а золотник 18 перекрывает магистрали. Фрикционная муфта

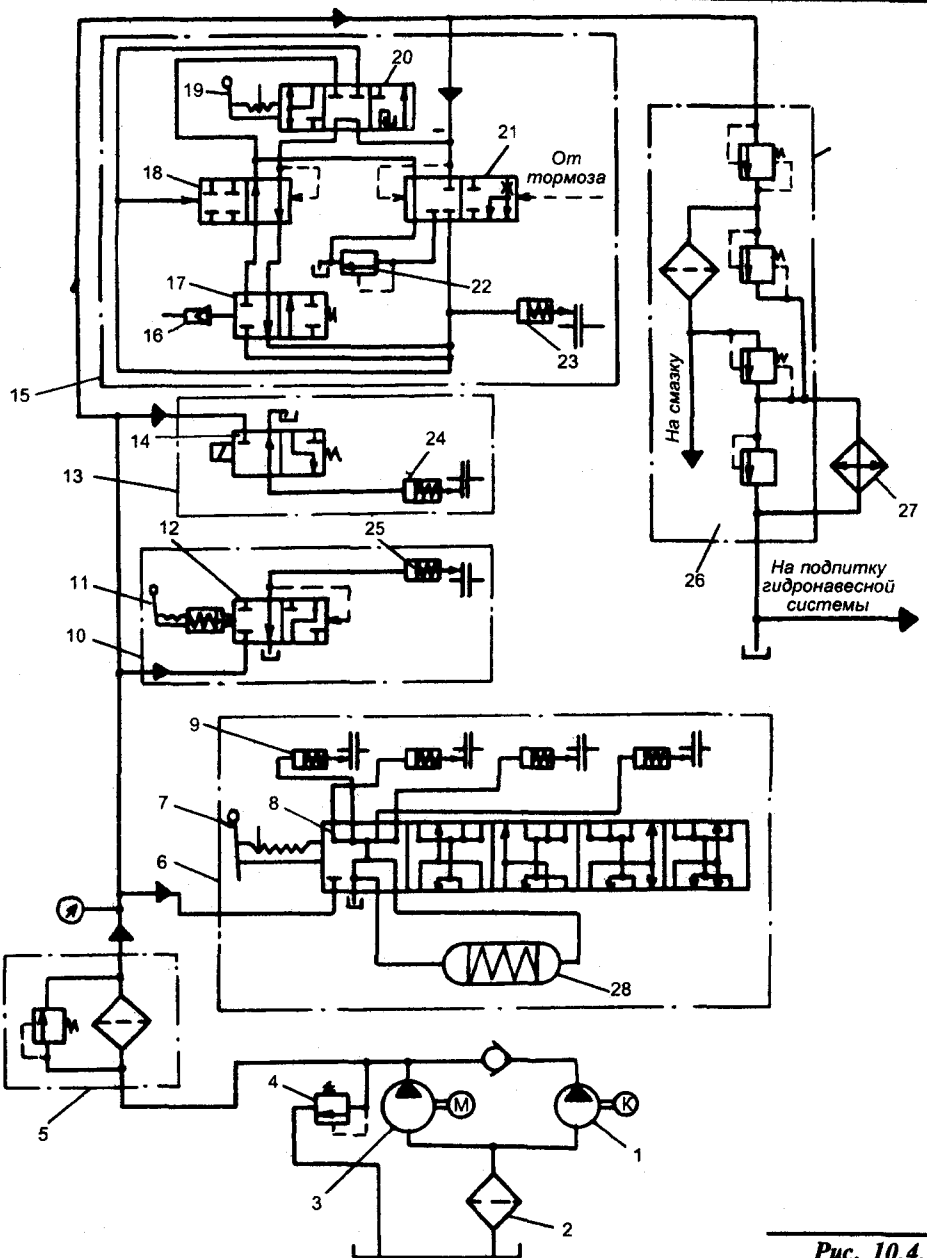


Рис. 10.4. Гидросистема управления трансмиссией полноприводного универсально-пропашного трактора

привода переднего моста включается независимо от золотника 17. В среднем положении рычага 19 рабочая жидкость от нагнетательной магистрали поступает через золотник 20 и золотник 18 к золотнику 17, который в зависимости от положения зубчаток датчика 16, фиксирующего буксование задних колес трактора, направляет поток рабочей жидкости в цилиндр 23 или на слив. Таким образом происходит автоматическое включение или выключение привода ПВМ. в зависимости от буксования задних колес трактора. В левом положении рычага 19 золотник 20 перекрывает магистраль нагнетания и соединяет цилиндр 23 со сливом, принудительно отключая фрикционную муфту переднего ведущего моста. При торможении рабочая жидкость поступает от тормозного крана на управление золотником 21, который соединяет нагнетательную магистраль с цилиндром 23, принудительно включая привод ПВМ, что обеспечивает торможение колес переднего моста.

10.2. Гидравлический привод тормозов

Гидравлический привод тормозов по виду источника энергии делится на следующие типы: гидростатические и гидродинамические. Гидростатические приводы являются объемными и подразделяются на гидравлические приводы прямого действия, когда тормозные механизмы приводятся в действие непосредственно водителем и гидравлические приводы непрямого действия, в которых тормозные механизмы приводятся в действие усилием на тормозную педаль и параллельно включенным усилителем. Эти приводы находят широкое применение в рабочих тормозных системах легковых и легких грузовых автомобилей. В гидродинамических приводах давление рабочей жидкости создается специальным насосом и он используется для управления тормозных систем сверхтяжелых автомобилей и некоторых типов тракторов.

Структурные схемы гидростатических приводов приведены на рис. 10.5, а, б, в, г. Простейший одноконтурный гидравлический привод (рис. 10.5, а) содержит орган управления — главный тормозной цилиндр 2, связанный с тормозной педалью 1 и исполнительные органы — колесные тормозные цилиндры 3, приводящие в действие тормозные механизмы. Для повышения надежности работы тормозной системы гидроприводы выполняются двухконтурными (рис. 10.5, б).

В этой тормозной системе при повреждении одного из контуров рабочая жидкость вытекает из них, а другой исправный контур обеспечивает остановку автомобиля.

Для снижения усилий на тормозной педали в схему двухконтурного привода (рис. 10.5, в) включаются вакуумные или гидровакуумные усилители 4, а для регулирования тормозных сил на задней оси автомобиля устанавливается регулятор тормозных сил 5. Могут также быть использованы гидравлические или пневматические усилители.

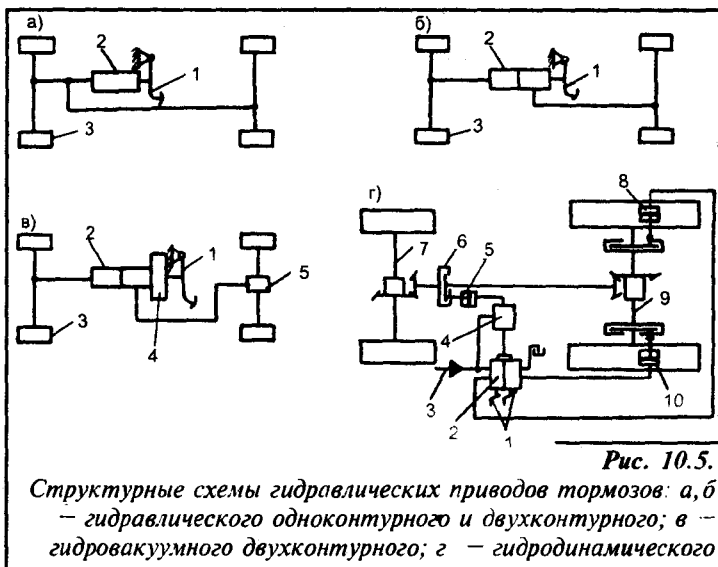


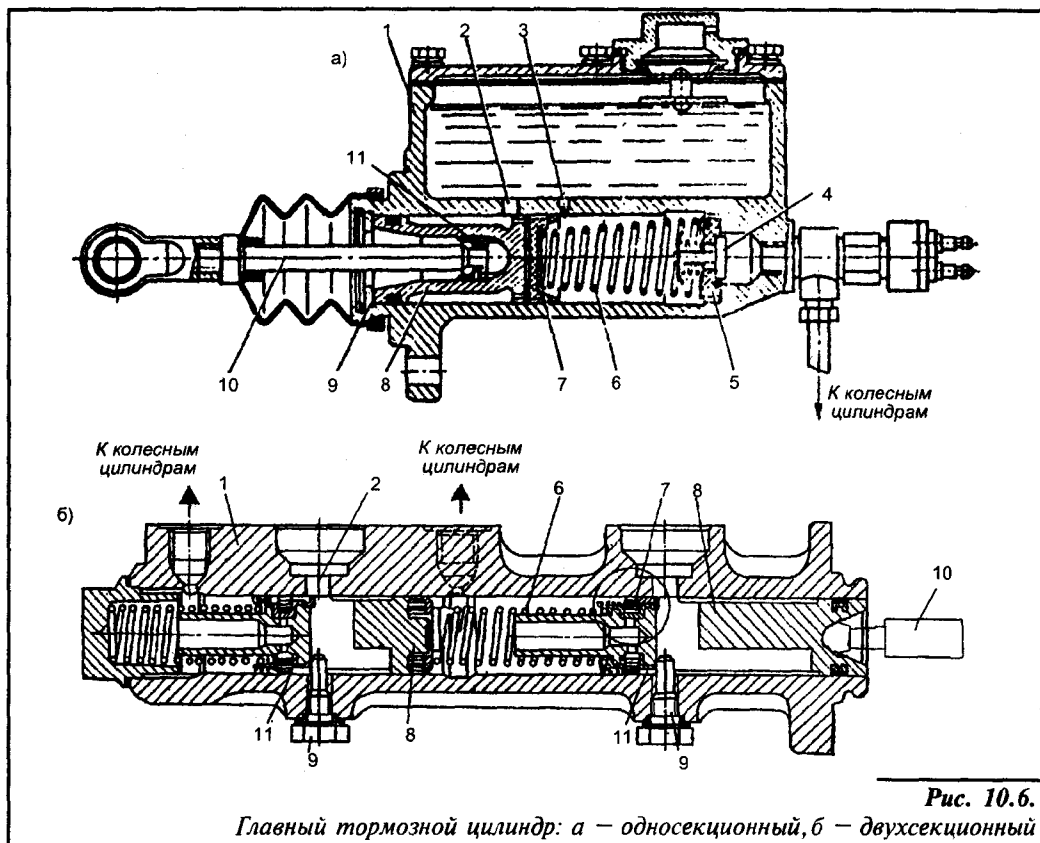
Рис. 10.5. Структурные схемы гидравлических приводов тормозов: а, б — гидравлического одноконтурного и двухконтурного; в — гидровакуумного двухконтурного; г — гидродинамического

Схема тормозной системы универсально-пропашного трактора класса 2 с гидро-

намическим приводом приведена на рис. 10.5, г. При воздействии на педали управления тормозами 1 тормозной кран 2 соединяет нагнетательную магистраль 3 насосной установки с гидроцилиндрами 8 и 10 тормозных механизмов заднего моста 9. Одновременно рабочая жидкость от тормозного крана 3 поступает на управление краном 4, который соединяет нагнетательную магистраль 3 с гидроцилиндром 5, замыкая муфту привода 6 переднего моста 7. При такой схеме осуществляется торможение колес переднего и заднего моста тормозными механизмами, расположенными в заднем мосту трактора. Тормозной кран 2 позволяет осуществлять раздельное торможение задних колес трактора.

Основным элементом гидростатического привода является главный тормозной цилиндр, который обеспечивает подачу рабочей жидкости в контуры тормозной системы под давлением, пропорциональным усилию нажатия на тормозную педаль, обеспечивая следящее действие привода.

На рис. 10.6 а, б, показаны конструкции односекционного и двухсекционного главных тормозных цилиндров, применяемых на легковых автомобилях ГАЗ. В расторможенном состоянии односекционного цилиндра (рис. 10.6, а) рабочая жидкость из резервуара в корпус 1 свободно поступает в рабочую полость через компенсационное отверстие 3. При нажатии на педаль толкатель 10 перемещает поршень 8 и его манжета 7 перекрывает компенсационное отверстие 3. В цилиндре создается небольшое давление при котором открывается выпускной клапан 4 и рабочая жидкость поступает к колесным цилиндрам. Дальнейшее перемещение поршня приводит к увеличению давления в приводе, обеспечивая необходимое торможение автомобиля.



При отпускании педали возвратная пружина 6 перемещает поршень 8 в исходное положение, а рабочая жидкость из колесных гидроцилиндров возвращается в главный цилиндр через открытый впускной клапан 5. Для того чтобы при резком отпускании педали и быстрым обратном движении поршня за ним не возникло разрежения, в поршне имеются отверстия, а на манжете поршня выполнены аксиальные канавки. Рабочая жидкость, которая через перепускное отверстие 2 постоянно заполняет внутреннюю полость поршня, через указанные отверстия и отогнутые края манжета 7 поступает в полость за поршнем, предотвращая возникновение там вакуума.

На рис. 10.6. б, показан главный цилиндр типа "тандем" автомобилей ВАЗ. В растороженном состоянии внутренний торец поршня 8 под действием возвратной пружины 6 отходит от торца манжеты 7 на расстояние, определяемое данной распорной втулки 11, которая упирается в стопор 9. Рабочая жидкость проходит по торцевому зазору между поршнем и манжетой, а затем по радиальным впускным отверстиям в пустотелом поршне 8 поступает к колесным цилиндрам. При перемещении толкателя 10 главного цилиндра первичный поршень 8 перемещается, торцевой зазор между ним и манжетой 7 перекрывается. В рабочей жидкости позади первичного поршня и в первом контуре привода начинает возрастать давление. Вследствие этого перемещается вторичный поршень 8, зазор между ним и его манжетой также перекрывается и давление во втором контуре тормозного привода возрастает.

Гидровакуумный усилитель гидропривода тормоза автомобиля (рис. 10.7) состоит из вакуумной камеры, гидроцилиндра и мембранного следящего механизма прямого действия, смонтированных как одно целое. При нажатии на педаль рабочая жидкость от главного тормозного цилиндра 9 через полость В и открытый шток диафрагмы обратный клапан в поршне 8 поступает к колесным тормозным цилиндрам. Одновременно она воздействует на поршень клапана 6, который при определенном

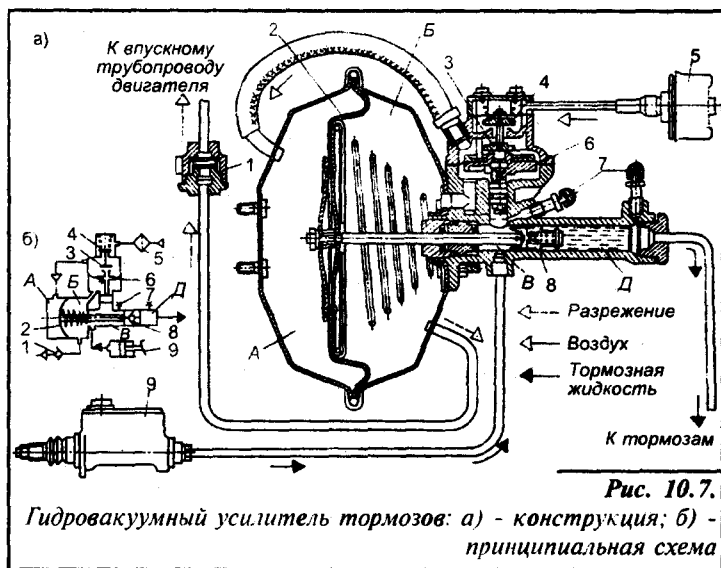


Рис. 10.7. Гидровакуумный усилитель тормозов: а) - конструкция; б) - принципиальная схема

усилии на педаль закрывает вакуумный клапан 3 и, сжимая пружину, открывает воздушный клапан 4. При этом полость А через воздушный фильтр 5 сообщается с атмосферой, а полость Б через запорный клапан 1 постоянно сообщена с выпускным трубопроводом двигателя, вследствие чего в ней создается разрежение. В результате различия давлений в полостях А и Б усилие передается через толкатель на поршень 8, за счет чего и обеспечивается дополнительное давление в контуре гидропривода. В зависимости от изменения усилия на тормозную педаль изменяется и давление, полости В, а значит, и положения клапана управления 6. Следящее действие усилителя обеспечивается уравниванием сил, действующих на диафрагму клапана. При растормаживании давление в полости В снижается, поршень клапана 6 перемещается вниз. Клапан 3 открывается — полости А и Б сообщаются между собой. Диафрагма усилителя 2 пружиной отводится в исходное положение. Для удаления воздуха из гидросистемы предназначены перепускные клапаны 7.

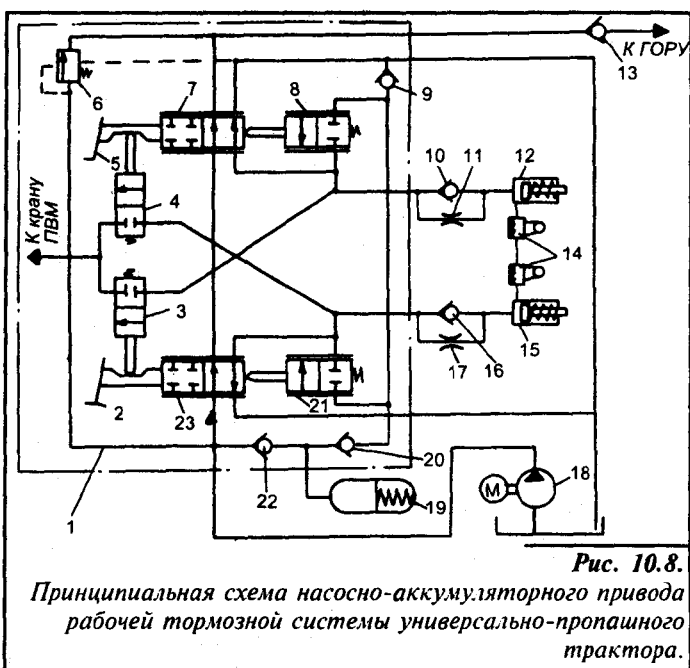


Рис. 10.8.

Принципиальная схема насосно-аккумуляторного привода рабочей тормозной системы универсально-пропашного трактора.

распределители тормозов 7 и 23 разобщают тормозные цилиндры 12 и 15 со сливом. Рабочая жидкость от насоса 18 под давлением через обратные клапаны 22 и 20 гидроаккумулятора 19, запорные клапаны 8 и 21 обратные клапаны 10 и 16 поступает в тормозные цилиндры 12 и 15 осуществляя торможение трактора. Одновременно рабочая жидкость через уравнивательные клапаны 3 и 4 поступает к крану управления передним ведущим мостом (ПВМ), обеспечивая включение его для более эффективного торможения. Давление в цилиндрах тормозов 12 и 15 пропорционально усилию действующего на тормозные педали 2 и 5.

Раздельное управление тормозами обеспечивается при нажатии на одну из тормозных педалей. При этом к крану ПВМ рабочая жидкость не подается. Зарядка гидроаккумулятора тормозов 19 происходит при нажатии на одну (или обе) из педалей тормозов либо при повороте направляющих колес трактора. В случае остановки двигателя давление в тормозной системе создается гидроаккумулятором тормозов 19, обеспечивая эффективность торможения не менее 40%. Для удаления воздуха из гидросистемы тормозов служат вентили прокачки 14, для ограничения давления в тормозной системе и перепуска рабочей жидкости к ГОРУ при нажатых тормозных педалей служит предохранительный клапан 6. Обратный клапан 9 используется для всасывания рабочей жидкости в цилиндры при неработающем насосе 18.

10.3. Гидросилители рулевого управления.

В мобильных машинах (автомобилях большой грузоподъемности, тягачах, тракторах) на управляемые колеса приходится большой вес. В таких машинах рулевые управления оборудуются гидравлическими усилителями. Усилители снижают усилие управления на рулевом колесе и реакцию дороги, повышают безопасность движения машины.

Гидросилитель рулевого управления является следящим гидростатическим устройством (приводом), обеспечивающим определенную зависимость угла поворота управляемых колес от угла поворота рулевого колеса.

Требования, предъявляемые к конструкции гидроусилителей:

- 1) обладать кинематическим и силовым следящим действием;
- 2) обеспечивать функционирование рулевого управления в случае выхода из строя гидроусилителя;
- 3) иметь высокую чувствительность к повороту рулевого колеса;
- 4) обладать высокой жесткостью и динамической устойчивостью, что особенно важно для машин с шарнирно-сочлененной рамой.

Гидроусилители рулевого управления состоят из блока питания, распределителя, исполнительного и рулевого механизмов и трубопроводов. Блок питания включает насос 5 (рис. 10.9) с баком 3. Распределитель 6 имеет золотник 7 с реактивными камерами В, Г и центрирующими пружинами 17. Исполнительный механизм (гидроцилиндр) 9 шарнирно закреплен на раме машины, а его шток кинематически связан с рычагом 13 поворотной цапфы управляемого колеса. При прямолинейном движении мобильной машины золотник занимает

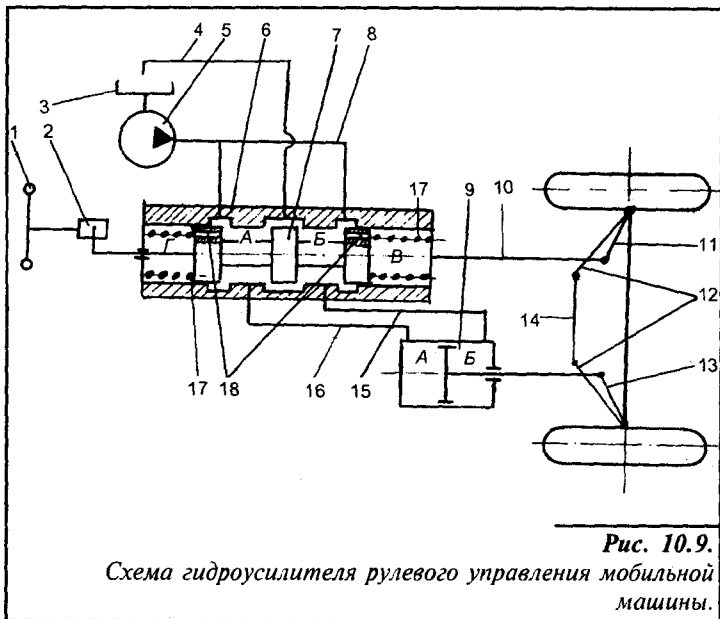


Рис. 10.9.
Схема гидроусилителя рулевого управления мобильной машины.

нейтральное положение (как показано на схеме), а рабочая жидкость от насоса 5 по трубопроводу 8 поступает в полости А, Б, В и Г распределителя и далее по трубопроводу 4 идет в бак. Давление жидкости, установившееся в полостях А и Б, по трубопроводам 15, 16 передается в полости А и Б гидроцилиндра 9.

При повороте рулевого колеса 1, например влево, посредством рулевого механизма 2, золотник 7 распределителя 5 смещается вправо. В результате рабочая жидкость от насоса через распределитель, по трубопроводу 15 попадает в полость Б гидроцилиндра 9, который начинает поворачивать управляемые колеса влево через рычаги 13, 12 и поперечную тягу 14. Одновременно полость А силового цилиндра 9 через трубопровод 16 и распределитель 6 соединяется со сливной магистралью 4.

После прекращения поворота рулевого колеса золотник 7 остается еще сдвинутым вправо, рабочая жидкость продолжает поступать в полость Б силового цилиндра 9 и, действуя через рычаг 11 и тягу 10 обратной связи одновременно с поворотом управляемых колес смещает вправо корпус распределителя 6, то есть возвращает систему в нейтральное положение. Дальнейший поворот управляемых колес прекращается. Таким образом осуществляется кинематическое следящее действие.

Силовое следящее действие при повороте влево достигается реактивной камерой В и расположенной в ней пружины 17. В камеру В через калиброванное отверстие 18 в золотнике поступает жидкость которая воздействует на торец золотника. В результате усилие необходимо для смещения золотника оказывается зависящим от давления в нагнетательной магистрали, которое определяется моментом сопротивления повороту уп-

руляемых колес. Это создает у водителя "чувство дороги". Работа системы при повороте рулевого колеса в другую сторону отличается тем, что роль камер А и Б распределителя меняется, а поворот управляемых колес осуществляется под действием давления в полости А гидроцилиндра.

Центрирующие пружины 17 установлены по обе стороны золотника 7 и исключают возможность включения в работу усилителя под действием незначительных сил со стороны управляемых колес, сил вибрации, инерции, когда величины этих сил меньше силы предварительного сжатия пружин. Давление рабочей жидкости в реактивных камерах В, Г (см. рис. 10.9) также способствует предотвращению самопроизвольного включения распределителя.

При неработающем насосе усилие от рулевого колеса 1 передается на управляемые колеса через золотник 7, пружины 17, на корпус распределителя 6 и далее на систему рычагов и тяг рулевой трапеции (10, 11, 12, 13, 14). Рабочая жидкость перетекает из полостей А и Б гидроцилиндра 9 по трубопроводам 15, 16 и полостям А и Б гидрораспределителя. Усилие на рулевом колесе резко возрастает, однако работоспособность рулевого управления сохраняется.

В некоторых конструкциях мобильных машин (с шарнирно сочлененной рамой) гидроусилители одновременно с основными функциями выполняют функции рулевого механизма и рулевого привода.

Примером тому могут служить колесные тракторы К-701, Т-150К и другие. Упрощенная схема такого привода представлена на рис. 10.10. Она включает в себя: рулевое колесо с валом 1, распределитель 2 с редуктором 6 и тягой обратной связи 7, цилиндр поворота 8 с запорными клапанами 3, 5, насос 11, трубопроводы 13, 14, 15.

Насос 11 создает необходимое рабочее давление как при работе двигателя так и при буксировке машины при неработающем двигателе. При повороте рулевого колеса влево червяк редуктора 6 свинчиваясь по червячному сектору вместе с золотником распределителя 2 сдвигается вправо.

Рабочая жидкость, подаваемая насосом 11 по трубопроводу 13 под давлением, поступает через клапан 3 и трубопроводу 14 в полость Б силового цилиндра поворота 8, перемещая его поршень. Одновременно под действием давления рабочей жидкости поршень 4 запорного устройства, перемещаясь влево, открывает клапан 5. Благодаря открытию клапана 5 рабочая жидкость по трубопроводу с противоположной полости А цилиндра 8 идет на слив. В результате происходит поворот передней 9 и задней 10 полурам относительно друг друга. Машина со-

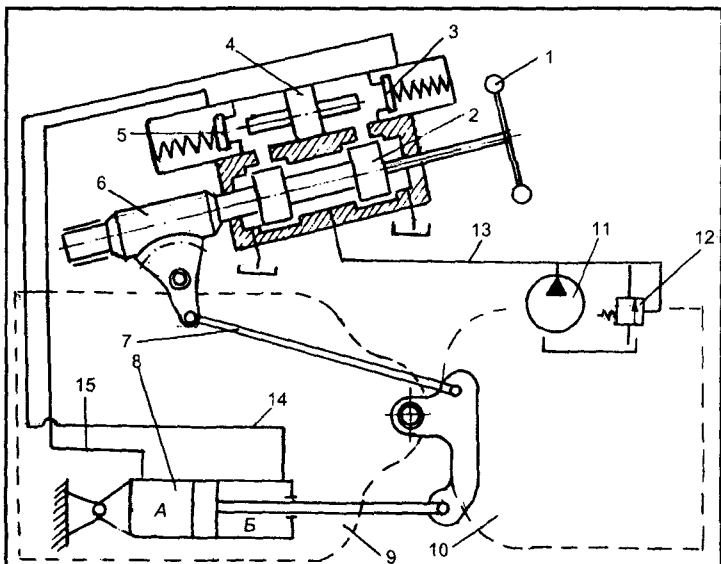


Рис. 10.10.

Схема рулевого управления трактора с шарнирно-сочлененной рамой.

вершает левый поворот. Когда вращение рулевого колеса прекращается золотник 2 остается еще сдвинутым вправо, рабочая жидкость продолжает поступать в полость Б силового цилиндра 8 и, действуя через тягу обратной связи 7, сектор и червяк возвращает золотник в нейтральное положение. Рабочая жидкость поступает на слив (в бак). Поворот машины заканчивается. Клапаны 3 и 5 закрываются под действием пружины. Машина движется по заданному радиусу поворота.

При повороте рулевого колеса вправо, червяк редуктора 6 навинчивается по червячному сектору вместе с золотником 2 и сдвигается влево. Рабочая жидкость под давлением поступает через клапан 5 и трубопровод 15 в полость А гидроцилиндра 8, выполняя правый поворот машины. Одновременно под действием рабочей жидкости поршень 4 открывает клапан 3. Рабочая жидкость из полости Б идет на слив. Машина совершает правый поворот. Как и при выполнении левого поворота, если вращение рулевого колеса прекращается золотник 2 еще остается сдвинутым влево, рабочая жидкость продолжает поступать в полость А цилиндра 8 и, действуя через тягу обратной связи 7, сектор и червяк возвращает золотник в нейтральное положение. Рабочая жидкость из полости Б поступает на слив. Поворот машины заканчивается, клапаны 3 и 5 закрываются под действием пружин. При прямолинейном движении как и по завершении поворота золотник 2 находится в нейтральном положении, клапаны 3 и 5 закрыты, рабочая жидкость идет на слив.

В зависимости от расположения основных элементов (распределителя, силового цилиндра, рулевого механизма) имеется несколько схем компоновки усилителей. Во всех схемах насос располагается отдельно от остальных элементов усилителя.

При автономном расположении рулевого механизма, распределителя и силового цилиндра (см. рис. 10.10) схема является наиболее гибкой с точки зрения компоновки и унификации элементов. Однако из-за повышенной склонности к автоколебаниям, увеличенного числа и длины трубопроводов применяется редко.

При расположении распределителя, цилиндра и рулевого механизма в одном блоке (рис. 10.11, а, б) конструкция получается компактной с малым числом трубопроводов.

Трубопроводы, находящиеся в корпусе, обладают высокой жесткостью, что обуславливает малую склонность системы к автоколебаниям. Однако в такой конструкции весь рулевой привод нагружается дополнительным усилием, приложенным со стороны цилиндра к валу сошки. Это увеличивает массу привода и его габариты, что затрудняет его компоновку на мобильной машине. Такие конструкции неудобны с точки зрения унификации элементов. Однако они распространены на легковых, грузовых автомобилях типа ЗИЛ, КамАЗ, автобусах.

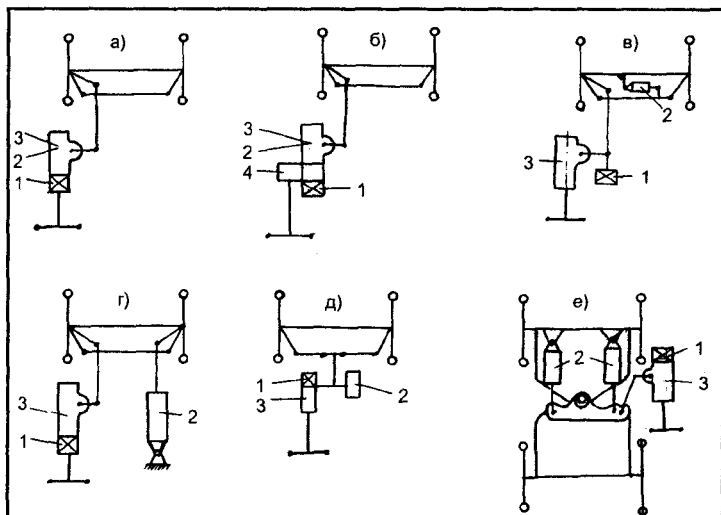


Рис. 10.11.

Схемы компоновки усилителей рулевого управления: 1 — рулевой механизм; 2 — распределитель; 3 — силовой цилиндр; 4 — редуктор.

Компоновка усилителей (рис. 10.11, в, г) характеризуется автономным расположением цилиндра. Это позволяет установить цилиндр в непосредственной близости от управляемых колес. Такие приводы менее нагружены, легко компонуются на машине и обладают малой склонностью к автоколебаниям. Цилиндр, расположенный у колес воспринимает удары со стороны дороги, предохраняя рулевой механизм от перегрузок. По таким схемам выполнены усилители автомобилей ГАЗ-66, КАЗ-608 (схема в), Урал-4320 (схема г).

Схема д) (рис. 10.11) применяется на тракторах "Беларусь". Она обладает высокой компактностью. Все элементы усилителя и датчик автоматической блокировки дифференциала заднего моста расположены в общем корпусе, который является одновременно и баком. Несмотря на высокую компактность, система склонна к возникновению автоколебаний, что обусловлено многими факторами, в том числе большими зазорами между сопряженными парами рейки-сектор, сектор-червяк и в шарнирах рулевой трапеции.

Схема е) аналогична схеме, изображенной на рис. 10.10 и отличается установкой двух цилиндров. Применяется на тракторах типа К-700.

Расчет гидроусилителя производится с целью определения его основных параметров: диаметра, хода штока, параметров корпуса силового цилиндра, диаметра штока, подачи насоса, диаметра золотникового распределителя, диаметров трубопроводов.

При проектировании усилителя в начале выбирается схема его компоновки затем из kinематического расчета находится ход поршня силового цилиндра. Максимальный ход штока ограничивается условием его продольной устойчивости: $x < 15D$, где D — диаметр поршня силового цилиндра.

Диаметр поршня силового цилиндра рассчитывается из условия обеспечения требуемого максимального усилия F_u , развиваемого цилиндром:

$$F_u = \frac{\Sigma M}{l_u \cdot U} \quad (10.1)$$

где ΣM — суммарный момент сил сопротивления повороту на цапфе управляемых колес, н.м; l_u — плечо действующей силы F_u , м; U — передаточное число рычагов, расположенных между цилиндром и управляемыми колесами.

Суммарный момент сопротивления рассчитывается по методике, изложенной в специальной литературе. Однако, с довольно высокой степенью точности можно использовать полуэмпирическую формулу:

$$\Sigma M = 10^{-3} \mu / 3 \sqrt{G^3 / p_w} \quad (10.2)$$

где μ — коэффициент трения шины о дорогу ($\mu=0,7...0,9$); G — осевая нагрузка, передаваемая управляемыми колесами; p_w — давление в шине, МПа.

Диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt{\frac{4F_u}{\pi p_{max}} + d_w^2} \quad (10.3)$$

где p_{max} — максимальное давление рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, Па; d_w — диаметр штока поршня, м.

Диаметр штока поршня определяется из условия продольной жесткости штока:

$$d_w = \sqrt[4]{\frac{64nx F_u}{\pi^3 E}} \quad (10.4)$$

где n — коэффициент запаса жесткости (1,5...2); E — модуль упругости материала штока (для сталей $E=2 \times 10^4$ Па); x — длина штока.

Корпус цилиндра гидроусилителя может быть тонко- и толстостенным. Тонкостен-

ным считается цилиндр, для которого $R_H/R \leq 1,2$, где R_H и R – соответственно наружный и внутренний радиусы стенки цилиндра.

Толщина стенки l тонкостенного цилиндра:

$$\ell = \frac{p_{max} D}{2[\sigma]} \quad (10.5)$$

где $[\sigma]$ – допустимое напряжение растяжения материала стенки ($[\sigma]=0,3\sigma_B$), где σ_B – предел прочности материала, Па.

Толщина стенки l_1 толстостенного цилиндра:

$$\ell_1 = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] - (1-R)p_{max}}{[\sigma] - (1+R)p_{max}}} - 1 \right) \quad (10.6)$$

где R для стали – отношение предела текучести при растяжении к пределу текучести при сжатии, для хрупких материалов – отношение пределов прочности при растяжении к пределу прочности при сжатии.

Толщина плоской крышки гидроцилиндра:

$$\ell_2 = 0,4 D \sqrt{p_{max}/[\sigma]}$$

Толщина сферической крышки:

$$\ell_3 = p_{max} D/4[\sigma]$$

Подача насоса [12]:

$$Q_n \geq \frac{A_H \Pi_p R_p}{U_p \eta_H (1-\Delta)} \quad (10.7)$$

где A_H – активная площадь поршня цилиндра усилителя, м²; R_p – радиус рулевого колеса, м; U_p – передаточное число части привода, расположенного между рулевым колесом и поршнем цилиндра; η_H – объемный КПД насоса при давлении $0,5p_{max}$ ($\eta_H=0,85$ для лопастных насосов, для шестеренчатых – $\eta_H=0,9$); Δ – утечки жидкости в системе ($\Delta \leq 0,15$).

Диаметр золотника гидрораспределителя:

$$d_3 = \frac{Q_n}{2\pi\epsilon_3} \sqrt{0,5\xi\rho/\Delta p} \quad (10.8)$$

где ξ – коэффициент сопротивления, для золотников при турбулентном режиме $\xi=3...6$; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; ϵ_3 – осевой зазор между кромками золотника и корпуса в нейтральном положении ($\epsilon_3=0,2...0,5 \times 10^{-3}$ м); Δp – потери давления в распределителе (обычно $\Delta p=0,04...0,08$ МПа) [12].

Условный диаметр трубопровода:

$$d_n = \sqrt{\frac{4Q_n}{\pi v}} \quad (10.9)$$

где v – скорость движения жидкости в трубопроводе. Рекомендуется для нагнетательных трубопроводов принимать не более 4 м/с, для сливных – 2 м/с.

10.4. Гидравлические системы управления рабочим оборудованием

К рабочему оборудованию мобильной машины относятся: гидравлическая навесная система, прицепные устройства и крюки, валы отбора мощности и приводной шкив.

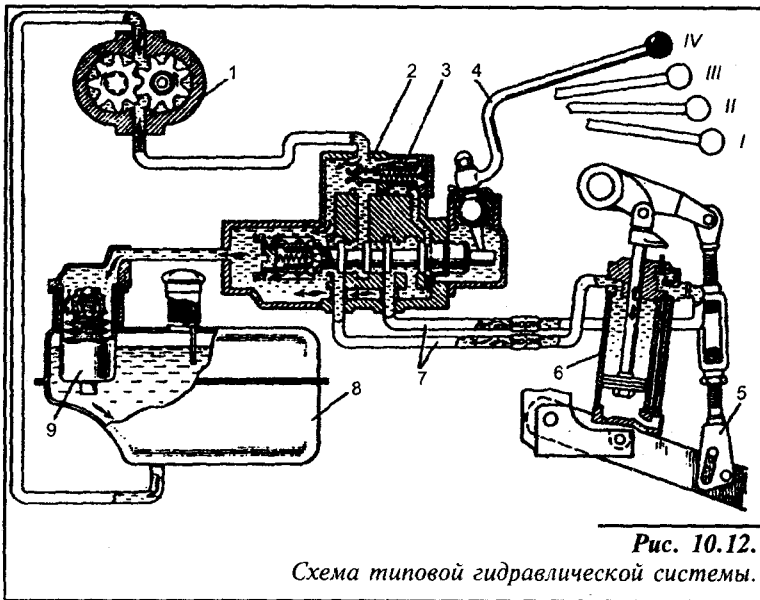


Рис. 10.12.

Схема типовой гидравлической системы.

Гидравлическая навесная система предназначена для соединения мобильной машины с навесными, полунавесными и гидрофицированными прицепными рабочими машинами и управления ими. Вобщем случае гидравлическая навесная система состоит из механизма навески и гидравлического привода. Механизм навески служит для присоединения машины и орудий к мобильной машине и представляет собой рычажную систему.

Гидравлический привод служит для управления этими машинами (их подъем и опускание, фиксация в определенном положении, регулирование глубины обработки почвы и др.). Типовой гидравлический привод состоит из унифицированных агрегатов: насоса 1 (рис. 10.12), распределителя 2 с перепускным клапаном 3 и рукояткой управления 4 (имеющей положения: I — подъем, II — нейтральное, III — принудительное опускание, IV — плавающее), навесного устройства 5, силового цилиндра 6, маслопроводов 7, бака 8 с фильтром 9. Агрегаты этого привода используются на тягачах, тракторах, сельскохозяйственных, дорожных, строительных, мелиоративных и специальных машинах, и отличаются лишь размерами расположением на машине, способом привода насоса и соединения силовых цилиндров с ведущими звеньями навесной системы или другими устройствами. Устройство, работа и обслуживание приводов скомпонованных по простой типовой схеме, как правило, описано в каждой инструкции на мобильную машину.

Наиболее сложным приводом, оборудованным дополнительными агрегатами позволяющими увеличивать тяговые возможности машины и осуществить различные способы регулирования глубины обработки почвы, является привод универсально-пропашных тракторов "Беларусь", зарубежных фирм: "Бош", "Рексрот", "Дойц", "Мисси-Фергюсон" и др.

Принципиальная схема гидравлического привода навесной системы тракторов "Беларусь" (Минский тракторный завод) представлена на рис. 10.13. Она включает: гидронасос 1, гидрораспределитель 2, регулятор давления 3, регулятор глубины обработки почвы 4, силовой цилиндр 6, гидроаккумулятор 5.

Регулятор давления, совместно с гидроаккумулятором образуют специальное устройство называемое гидроувеличителем сцепного веса (ГСВ). Это устройство позволяет увеличить сцепной вес трактора (тягача) за счет уменьшения нормальной реакции на опорное колесо орудия или сельскохозяйственной машины.

Регулятор глубины обработки почвы позволяет осуществить высотное, силовое, позиционное и комбинированное регулирование глубины обработки почвы.

Высотное регулирование заключается в установке специального опорного колеса орудия на различную высоту относительно рабочих органов. Опорное колесо копирует

рельеф поля и сохраняет заданную глубину обработки. Гидравлическая навесная система выполняет здесь лишь роль подъемника.

При силовом регулировании глубина хода рабочих органов поддерживается постоянной, благодаря сохранению орудием заданной величины его тягового сопротивления.

Позиционное регулирование заключается в установке орудия в определенное положение (позицию) по высоте относительно остова трактора.

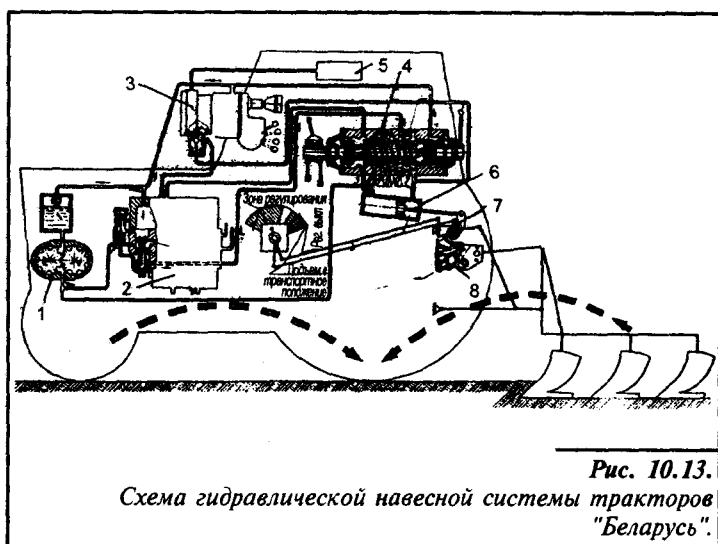


Рис. 10.13.
Схема гидравлической навесной системы тракторов "Беларусь".

Комбинированное регулирование предполагает сочетание двух различных способов.

Регулятор состоит из датчиков силового 8, позиционного 7 регулирования и исполнительного механизма. Датчики представляют собой совокупность пружин, тяг, рычагов механически связанных между собой и передающих сигнал от механизма навески к регулятору. Эти датчики совместно с рычагами и тягами выполняют функции механической обратной связи гидравлического привода.

Однако инерционность таких датчиков, наличие зазоров в соединениях, трение, остаточная деформация упругих элементов ухудшают быстродействие и чувствительность гидропривода навесной системы. Это оказывает существенное влияние на эффективность обработки почвы. Механические связи накладывают определенные ограничения на компоновочные возможности гидропривода, особенно их органов управления, при проектировании новых машин. Они требуют специальных передач и уплотнений для герметизации кабин, из-за износа механических соединений вызывают необходимость эксплуатационных регулировок.

Эти недостатки заставили ученых и конструкторов заняться совершенствованием приводов. Созданы электрогидравлические системы регулирования, в которых электрический сигнал, вырабатываемый считывающим устройством в датчике, обрабатывается в электронном блоке и после этого преобразуется в гидравлический сигнал. Обработка сигналов в электронных блоках позволяет вносить корректирующие сигналы от дополнительных датчиков и иметь на выходе из электронного блока желаемый сигнал для гидравлики: с запаздыванием, дискретный, пропорциональный и т.д. Электрогидравлическая система, разработанная фирмой "Бош", устанавливается на ряд тракторов зарубежных фирм: "Дойц", "Масси-Фергюссон" и др. Ведутся также работы по электрогидравлическому приводу навесных систем.

Однако электрогидравлический привод имеет ряд недостатков: высокая цена, сложность конструкции, применение драгоценных и редких металлов и сплавов, недостаточная надежность, вызванная наличием электрических контактов и паек непрочными низкотемпературными припоями, необходимость в специализированном эксплуатационном обслуживании. Дальнейшее развитие электрогидравлических приводов будет зависеть от успешного решения этих вопросов.

Вторым направлением явилось создание гидравлических обратных связей. На рис.

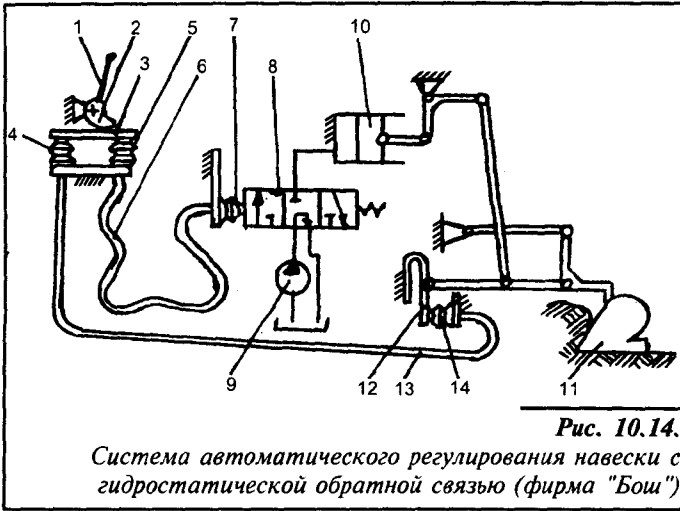


Рис. 10.14.
Система автоматического регулирования навески с гидростатической обратной связью (фирма "Бош")

10.14 изображена в упрощенном виде система с гидравлической обратной связью, разработанная фирмой "Бош". В ней механические элементы (рычаги, тяги, шарниры и т.д.) заменены на трубопроводы с двумя сильфонами, образующие замкнутый объем.

При изменении положения рукоятки управления 1, кулачок 2, который служит задатчиком регулируемой величины, поворачивает рычаг 3 вокруг штока сильфона 4, вытесняя жидкость из сильфона 5 через трубку 6 в

сильфон 7, переводящий регулирующий золотник 8 из положения "нейтраль" в положение, при котором насос 9 качает рабочую жидкость в гидроцилиндр 10. Происходит выглубление плуга 11, сопротивление его уменьшается и пружина силового датчика 12, изменяя величину своей деформации посредством трубки 13 с сильфонами 14 и 4 поворачивает рычаг 3 вокруг кулачка 2 в сторону, соответствующую возвращению золотника 8 в первоначальное положение. Аналогично происходит перевод плуга на большую глубину. Отклонение от настроенной глубины (точнее от настроенной величины сопротивления, создаваемого почвой) в дальнейшем устраняются автоматически.

К недостаткам этой системы относятся низкая надежность сильфонов и изменение настройки регулировочной цепи из-за изменения температуры окружающей среды.

В бывшем СССР делались попытки применить гидростатическую передачу, аналогичную передаче, применяемой для тормозной системы, в системе автоматического регулирования навески с регулятором УРН-ХТЗ на тракторах Харьковского тракторного завода Т-150К, для которой стоял вопрос сохранения нормальной работы системы регулирования при размещении узлов на передней и на задней частях ломающейся рамы. Конструктивная сложность и присущий гидроприводу такого типа гистерезис ставят под сомнение возможность его применения в системах автоматического регулирования.

Особого внимания заслуживают гидравлические приводы, использующие динамические свойства движущейся жидкости. Они получили название сервогидравлических. На рис. 10.15, а, представлена схема сервогидравлической системы с двумя переменными дросселями, разработанная фирмой "Бош".

Поток жидкости от вспомогательного насоса 1, переходя через дроссели 2 и 3, создает в точке А давление, которое поддерживает на нижнем торце золотника 4 усилие, уравновешенное пружиной 5. Дроссель 2 является задатчиком, а дроссель 3 датчиком регулируемого параметра. При частичном открывании задатчика 2 давление в точке А увеличивается, золотник 4 смещается вверх, соединяя насос 6 с гидроцилиндром 7. Плуг выглубляется, его сопротивление уменьшается, а датчик 3 при этом открывается, восстанавливая первоначальное давление в точке А. Золотник 4 возвращается в среднее положение. При закрытии задатчика 2 золотник 4 смещается вниз, соединяя гидроцилиндр 7 со сливом и вызывая опускание плуга. Недостатком этой системы является громоздкость уравновешивающей пружины. Большая величина ее силы вызывает перекосяк и заклинивание золотника.

Для устранения этих дефектов применяется система с мостовой схемой, разработанная фирмами "Рексрот" и "Аллис Чалмерс" (см. рис. 10.15, б). По этой схеме к верхнему торцу золотника подводится давление рабочей жидкости посредством пары постоянных дросселей 8 и 9. В среднем положении золотник фиксируется небольшими пружинами 10. Недостатком этой системы является повышенный расход рабочей жидкости. Фирмой "Рексрот" была разработана система в которой постоянные дроссели были заменены клапаном 11 (рис. 10.15, в). Клапан 11 поддерживает давление у торца золотника приблизительно равным половине давления вспомогательного насоса.

В приведенных системах (рис. 10.15, а, б, в) управляемый золотник непосредственно распределяет поток рабочей жидкости под высоким давлением от основного насоса к силовому гидроцилиндру. Поэтому к его геометрическим характеристикам (некруглости, непрямолинейности золотниковой пары, диаметральному зазору и т.п.) и основным параметрам (диаметр и ход золотника) предъявляются весьма высокие требования, выполнение которых необходимо для исключения гидравлического заземления золотника.

На рис. 10.15, г представлена схема сервогидравлической системы, разработанная Минским тракторным заводом (МТЗ) совместно с Белорусским политехническим институтом (БПИ), защищенная авторскими свидетельствами (№№ 1371545, 1516022), в которой золотник 4 используется в качестве первой ступени усилителя для управления сливным 12 и разгрузочным 13 клапанами. Это позволяет понизить вышеназванные требования к геометрии золотниковой пары. На основе схемы (см. рис. 10.15, г) МТЗ совместно с БПИ разработана сервогидравлическая система автоматического регулирования глубины обработки почвы, в которой учитывался положительный опыт зарубежных схем и конструкций.

Принципиальная гидравлическая схема этой системы представлена на рис. 10.16. Основными узлами являются распределитель А и блок управления Б. Распределитель А предназначен для подачи рабочей жидкости от насоса 1 в гидроцилиндр 2. Он включает в себя золотник управления подъемом 3, гидрозамок 4, регулятор потока 5, редукционный клапан 6 и два постоянных дросселя 7 и 8. Распределитель работает следующим образом. При отсутствии управляющего давления в магистралях 9 и 10, которое подается блоком управления Б, золотник 3 удерживается пружиной в крайнем (правом) положении, соединяя со сливом напорную магистраль 11 гидроцилиндра 2 и канал 12 управления насосом 1. При подаче рабочей жидкости в магистраль 10, золотник 3, сдвигаясь в другое крайнее положение, соединяет насосную магистраль 13 насоса 1 с подъемной полостью гидроцилиндра 2 и переключает канал управления насосом 12 от слива. Насос 1, управляемый магистралью 12, настраивается на давление, необходимое в данный момент для подъема сельскохозяйственного орудия. При подводе давления в магистраль 9 происходит открытие гидрозамка 4. Рабочая жидкость весом сельхозорудия вытесняется

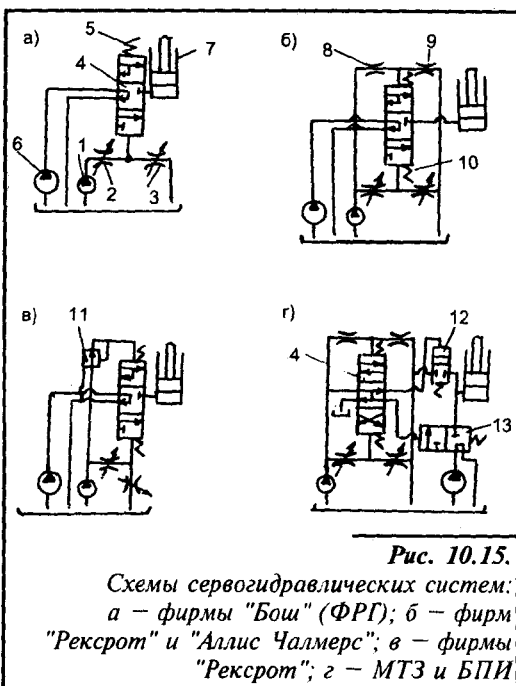
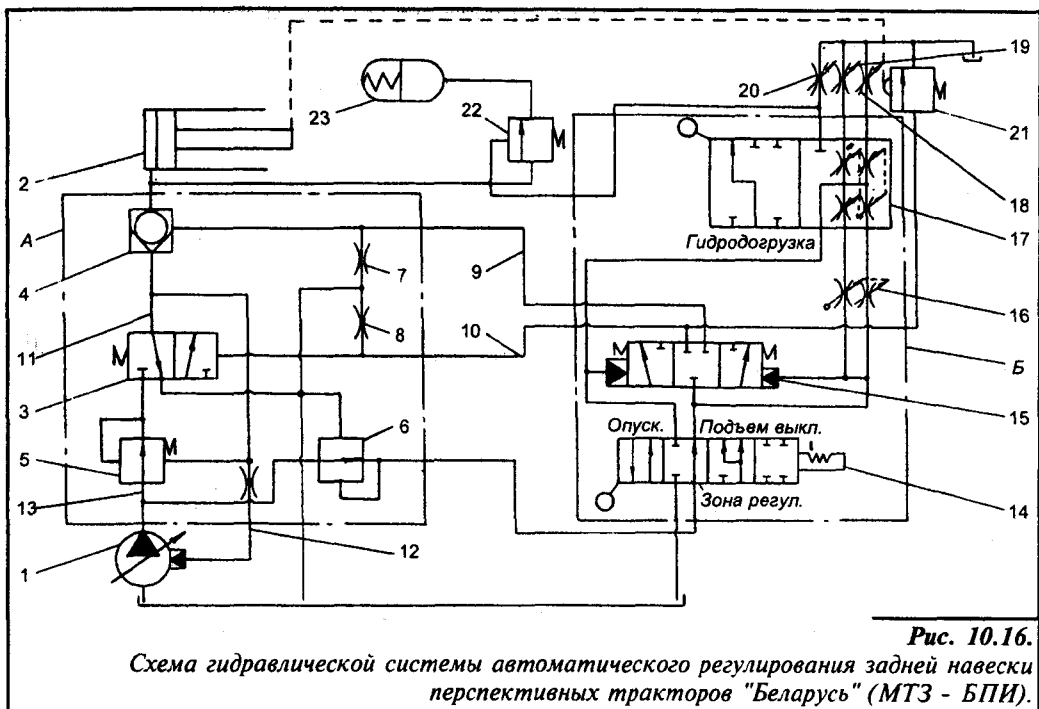


Рис. 10.15.

Схемы сервогидравлических систем:
а — фирмы "Бош" (ФРГ); б — фирм "Рексрот" и "Аллис Чалмерс"; в — фирмы "Рексрот"; г — МТЗ и БПИ



на слив через гидрозамок 4 и золотник 3. Происходит опускание сельхозорудия. Блок управления Б содержит: золотник 14 ручного управления с позициями "выключено", "подъем", "зона регулирования", "опускание", сервозолотник 15, дроссели-зататчики 16, селектор 17. Селектор представляет собой четыре переменных дросселя, соединяющих торцевые полости сервозолотника 15 с зататчиками 16 и датчиками 18, 19, 20. Блок управления работает следующим образом. При установке золотника 14 в позицию "выключено", он запирает подвод рабочей жидкости в блок управления от редукционного клапана 6. В позиции "подъем" золотник 14 соединяет торцевые полости сервозолотника 15 с редукционным клапаном 6. Из-за разницы в площадях левой и правой управляющих полостей сервозолотник сдвигается вправо, подавая рабочую жидкость в магистраль 10 и вызывая подъем навески. В позиции "зона регулирования" золотник 14 подает рабочую жидкость к правому торцу сервозолотника 15 и в полумост, образованный зататчиками и датчиками. Управление навеской трактора осуществляется только зататчиками 16. В позиции "опускание" золотник 14 соединяет со сливом левую торцевую полость сервозолотника 15. Сдвигаясь влево он подает рабочую жидкость в магистраль 9, вызывая опускание навески под весом сельхозорудия. При установке сервозолотника 15 в среднее положение рабочая жидкость из магистралей 9 и 10 вытекает на слив через дроссели 7 и 8, при этом подъем или опускание навески прекращается. В одном корпусе с позиционным датчиком 18 размещен конечный выключатель 21, который при достижении навеской крайнего верхнего положения соединяет со сливом магистраль 10, прекращая подъем. Для того, чтобы уменьшить напряженность работы гидросистемы в режиме гидродогрузки сцепного веса трактора, служит гидроаккумулятор 23. При установке селектора 17 в позицию "догрузка" к зататчикам 16 подсоединяются датчик давления 20 и управляющая клапана 22, который подсоединяет гидроаккумулятор 23 к подъемной полости гидроцилиндра 2.

10.5. Датчики сервогидравлических систем.

Вобщем случае, датчики сервогидравлических систем это регулируемые гидродроссели различных типов и различного конструктивного исполнения. Условия работы навесных систем требуют от дросселей высокой чувствительности к регулируемому воздействию и наименьшую чувствительность к загрязнению рабочей жидкости. Наиболее сложным в их создании является нахождение оптимальной формы рабочего окна. Схемы некоторых датчиков представлены на рис. 10.17, 10.18, 10.19.

На рис. 10.17, а, представлен датчик сопло-заслонка. Он состоит из сопла 1 ввернутого в корпус 2 заслонки 3 и рычага управления 4. Рычаг 4 одним концом (нижним по схеме) жестко соединен болтом 6 с корпусом 2. Второй (верхний) конец рычага кинематически связан с навеской. Заслонка 3 выполнена в виде винта и крепится с помощью контргайки 5 к рычагу 4. Под действием приложенной к рычагу 4 нагрузки происходит его деформация и изменение зазора между соплом 1 и заслонкой 3. На рис. 10.17, б, представлен второй вариант датчика сопло-заслонка. Заслонка 3 выполнена в виде золотника и нагружена пружинной 7. Датчики такого типа имеют ряд существенных преимуществ перед золотниковыми дросселями (датчиками).

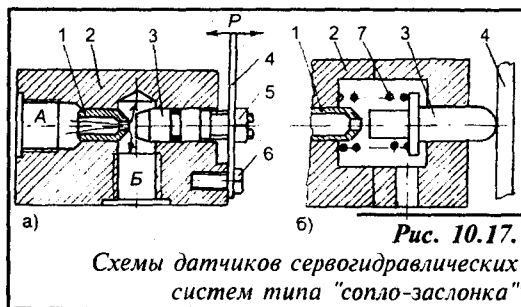


Рис. 10.17. Схемы датчиков сервогидравлических систем типа "сопло-заслонка"

На рис. 10.18 представлены схемы золотниковых датчиков. Датчик (см. рис. 10.18, а) нажимного действия (перемещения) состоит из золотника 1 нагруженного пружиной 3, помещенных в корпус 2. При воздействии деформации от рычагов навески на золотник 1 он смещается и перекрывает рабочее окно полости А, создавая сопротивление проходу рабочей жидкости в полость Б. Датчик (см. рис. 7, б) отличается тем, что золотник имеет косой торец и перекрывает рабочее окно А при вращении золотника 1 вокруг своей оси.

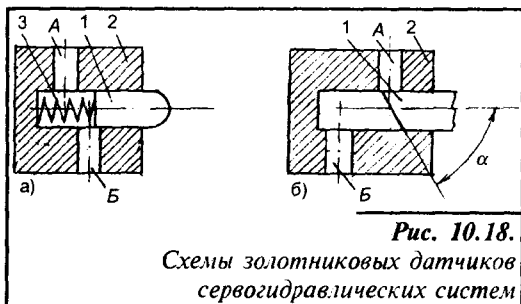


Рис. 10.18. Схемы золотниковых датчиков сервогидравлических систем

Схемы щелевых датчиков представлены на рис. 10.19. Датчик (см. рис. 10.19, а) состоит из нагруженного вала 4 навески и расположенного внутри золотника 6. Золотник имеет три буртика 5 и 7. Благодаря буртикам 7, выполненным в виде шара, золотник плотно вставлен в полый вал 4 навески. Средний буртик 5 (цилиндрический) выполнен с гарантированным зазором (щелью). В буртиках 7 выполнены отверстия. Рабочая жидкость может проходить через полый вал 4 в любом направлении.

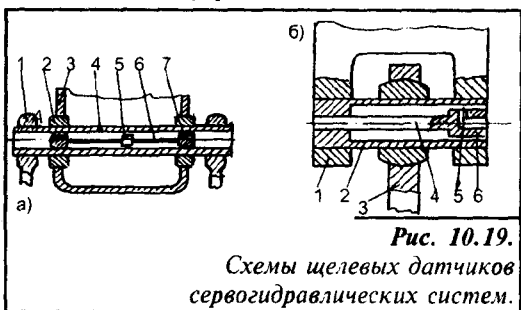


Рис. 10.19. Схемы щелевых датчиков сервогидравлических систем.

При изменении нагрузки на рычагах навески 1 полый вал 4 прогибается относительно опор 2 вставленных жестко в задний мост трактора 3. При прогибе вала 4 зазор между бортиком 5 и внутренней полостью вала 4 становится эксцентричным, это приводит к изменению его сопротивления.

Конструкция датчика представленного на рис. 10.19, б объединяет в себе принцип ще-

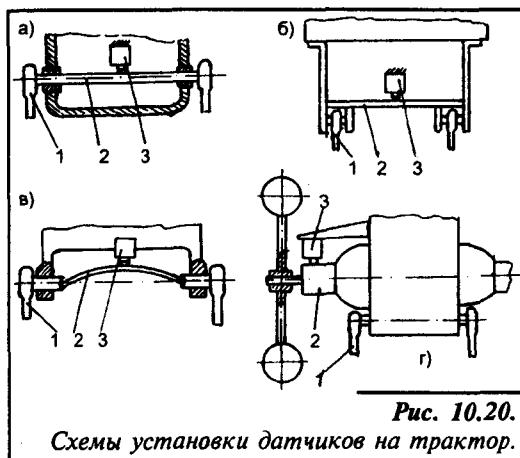


Рис. 10.20.

Схемы установки датчиков на трактор.

На рис. 10.20 представлены схемы установки золотниковых датчиков перемещений на тракторах. Во всех схемах датчик 3 получает сигнал от деформации вала 2 (рис. 10.20, а), рычага 2 (рис. 10.20, в), рукава 2 (рис. 10.20, г), корпуса 2 (рис. 10.20, б). Эти детали деформируются под действием сил со стороны рычагов 1 навески.

В этом разделе приведены лишь некоторые типы датчиков и способы их установки. Более подробно они изложены в научных работах кафедры "Гидропневмоавтоматика и гидропривод" Белорусского государственной политехнической академии и Минского тракторного завода.

10.6. Гидравлическая система стабилизации остова трактора

Вертикальное положение остова трактора при его движении поперек склона возможно с помощью автоматической системы стабилизации. Такие системы разработаны как за рубежом, так и в СНГ [4]. Использование в системах стабилизации гидравлического привода является наиболее перспективным направлением, благодаря преимуществам гидропривода в сравнении с другими типами приводов.

Система стабилизации остова крутосклонного трактора МТЗ-52К представлена на рис. 10.21. Она включает в себя стабилизатор 6 маятникового типа, с демпфером 7, исполнительные гидроцилиндры 12 с запорными устройствами 11, кран 4 отключения системы стабилизации, делитель потока 3, насос 2, гидробак 1, распределитель 5. Делитель потока 3 направляет поток рабочей жидкости в систему стабилизации и гидропривод навесной системы. Распределитель 5 направляет поток рабочей жидкости от насоса в соответствующие полости гидроцилиндров или в бак.

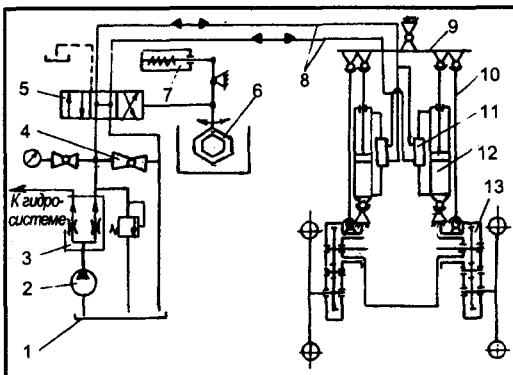


Рис. 10.21.

Схема гидравлической системы стабилизации остова трактора.

левого датчика и датчика сопло-заслонка. Он состоит из полого вала 2 жестко связанного с корпусом 1 и тягой 3 навески. Внутри вала вставлен золотник 4, один конец которого жестко соединен с валом, а второй, выполненный в виде буртика, имеет гарантированный зазор (щель). В буртике выполнен канал Г-образной формы. Проходя через этот канал рабочая жидкость испытывает сопротивление на выходе из канала в щель между внутренней полостью вала 2 и буртиком золотника 4. При изменении нагрузки на тягу 3, вал 2 деформируется. Зазор (щель) между буртиком золотника 4 и валом меняется. Меняется и гидравлическое сопротивление датчика.

Система работает следующим образом: при наклоне трактора (например, влево) маятник стабилизатора 6 перемещает золотник распределителя 5 (влево). Поток рабочей жидкости от насоса 2 через распределитель 5 и запорные клапаны 11 поступает в противоположные полости гидро-

цилиндров 12 и перемещает в разные стороны их штоки. Рабочая жидкость из смежных полостей гидроцилиндров через запорные клапаны 11 и золотник 5 возвращается в гидробак 3. Работа обратных клапанов описана в разделе "Гидроусилители рулевого управления". Гидроцилиндры 12 через коромысло 9 и продольные тяги 10 поворачивают в противоположные стороны по вертикали бортовые редукторы 13, устанавливая остоу трактора в вертикальное положение. Маятник стабилизатора поворачивается, и перемещает золотник распределителя в нейтральное положение, соединяя напорные трубопроводы 8 со сливом. Запорные клапаны устанавливаются в нейтральное положение, исключая утечку и перетечку рабочей жидкости из гидроцилиндров 9.

10.7. Схемы пневматических тормозных приводов.

Пневматический привод широко применяется в рабочих и запасных тормозных системах средних и тяжелых автомобилей и колесных тракторов и особенно автотракторных поездов. На автомобилях и тракторах применяется одно или двухконтурный пневматический привод к тормозам передних и задних колес.

Простейший одноконтурный пневматический тормозной привод прямого действия (рис. 10.22, а) управляется тормозным краном 2 с помощью педали 1. Тормозной кран — следящий аппарат прямого действия, через который воздух при торможении из магистрали 5 питающей части поступает в управляющую магистраль 3 и тормозные камеры 4, часто применяют контуры непрямого действия (рис. 10.22, б) со следящим ускорительным клапаном 5. В таком контуре посредством педали 1 и тормозного крана 2, соединенного с питающей магистралью 6, осуществляется лишь управление ускорительным клапаном 5. Сжатый воздух необходимый для перемещения штоков тормозных камер 4, поступает из ресивера через ускорительный клапан 5 к тормозным камерам 4 по сравнительно короткому пути, что повышает быстродействие системы.

Двухконтурный привод имеет два независимых контура, каждый из которых может осуществлять торможение тягача. Такая система способствует повышению безопасности движения, обеспечивая торможение при повреждении одного из контуров тормозной системы. На рис. 10.23, а, приведен двухконтурный пневматиче-

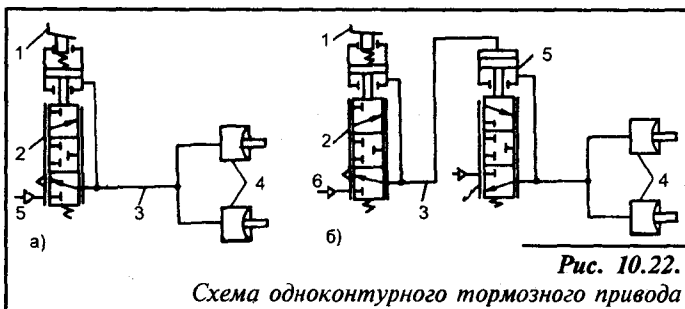


Рис. 10.22.

Схема одноконтурного тормозного привода

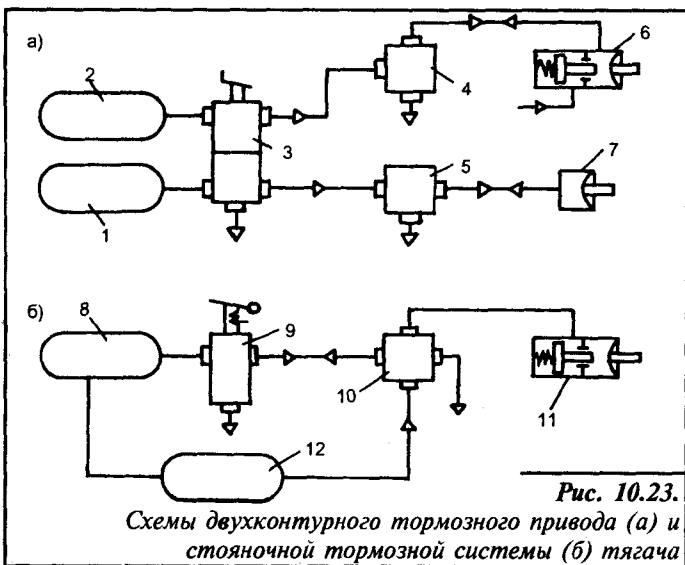


Рис. 10.23.

Схемы двухконтурного тормозного привода (а) и стояночной тормозной системы (б) тягача

ский тормозной привод современных рабочих тормозных систем. Контур передних тормозов включает ресивер 1, одну секцию двухсекционного тормозного крана 3, клапана 5 ограничения давления в тормозных камерах 7 тормозов передних колес. Контур задних колес тормозов состоит из ресивера 2, другой секции тормозного крана 3, регулятора 4 тормозных сил и тормозных камер 6 с пружинными энергоаккумуляторами. Обе секции тормозного крана 3 являются следящими механизмами прямого действия. Аппараты 4 и 5 корректируют давление воздуха в контурах при торможении, а при уменьшении давления через них выпускается воздух из тормозных камер в атмосферу, чем ускоряется растормаживание.

Для удержания автотранспортного средства неподвижно относительно опорной поверхности применяется стояночная тормозная система. Схема пневматического привода стояночной тормозной системы приведена на рис. 10.23,б. Привод стояночной тормозной системы имеет два ресивера 8 и 12. Управление работой системы производят краном 9 через рукоятку, представляющим собой следящий механизм прямого действия. Тормозной кран изменяет давление в полости управления ускорительного клапана 10, который соответственно командному сигналу либо подает из ресивера 12 воздух в цилиндр 11, либо выпускает воздух из него в атмосферу.

Для управления тормозами автотракторных прицепов нашли широкое применение две системы пневматического привода тормозов: однопроводная обратного действия и двухпроводная прямого действия. Обе системы автоматические, т.е. обеспечивают автоматическое торможение прицепа в случае его отрыва от тягача. При однопроводном приводе (рис. 10.24, а) тормозные системы тягача и прицепа соединяются одной соединительной магистралью, по которой при отпущенной педали происходит наполнение от ресивера 1 через секцию крана 4, трубопровод 5, воздухораспределитель 6 ресивер 7 прицепа. При нажатии на тормозную педаль секция 3 тормозного крана создает давление воздуха в тормозных камерах 2 прямо пропорционально силе на педали. Одновременно следящий механизм 4

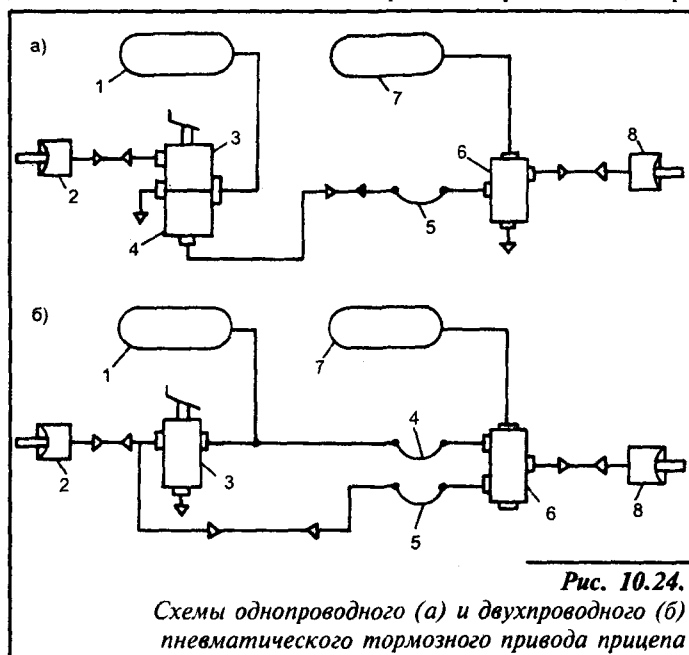


Рис. 10.24.

Схемы однопроводного (а) и двухпроводного (б) пневматического тормозного привода прицепа

уменьшает давление воздуха в трубопроводе 5, а распределитель 6 устанавливает давление воздуха в тормозных камерах 8, соответственно падению давления в трубопроводе, осуществляя торможение прицепа.

Двухпроводный привод (рис. 10.24,б) имеет две соединительные магистрали, одна из которых служит для наполнения ресивера прицепа сжатым воздухом, а вторая — для управления интенсивностью торможения. Тормозной кран 3 — следящий механизм прямого действия — управляет торможением тягача и прицепа. Наполнение сжатым воздухом ресивера 7 прицепа осуществляется от ресивера 1 установленного на тягаче, через

трубопровод 4. Для управления торможением прицепа воздухораспределитель 6 соединен трубопроводом 5 с выходной полостью тормозного крана 3. Прямо пропорционально изменению давления воздуха в трубопроводе 5 воздухораспределитель 6 изменяет давление воздуха в тормозных камерах 2 и 8. Основными преимуществами двухпроводной системы по сравнению с однопроводной является ее неистощимость, т.е. отсутствие снижения давления сжатого воздуха в ресивере прицепа во время торможения авто-тракторного поезда на затяжных спусках, меньшее время срабатывания привода и большее давление в тормозном приводе прицепа.

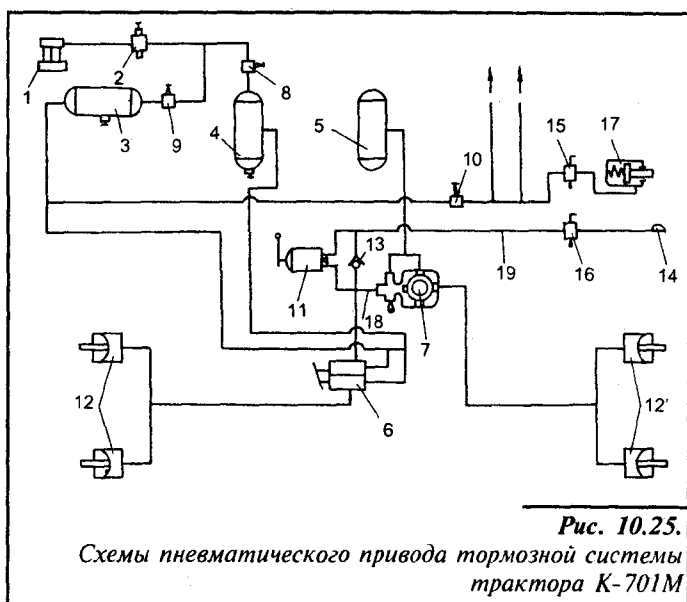
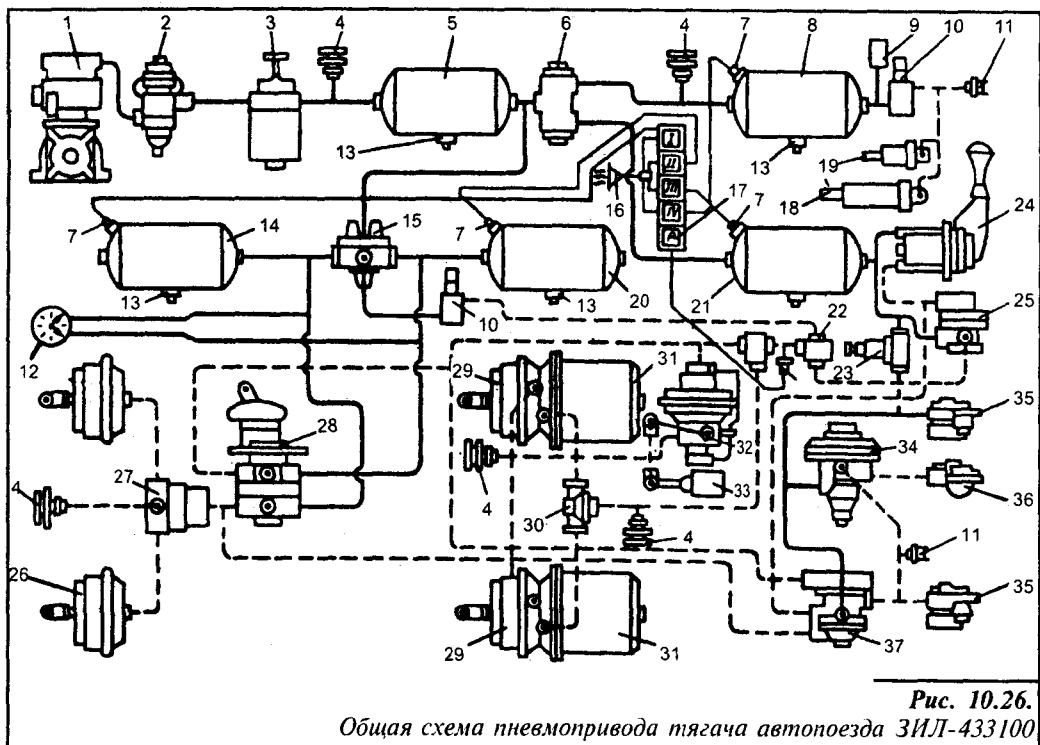


Рис. 10.25.
Схемы пневматического привода тормозной системы трактора К-701М

Для управления тормозами колесного трактора К-701М применяется двухконтурный пневматический тормозной привод (рис. 10.25), который обеспечивает одновременную работу тормозов трактора и прицепов, автономное ручное управление тормозами прицепов, управления приводом стояночного тормоза, работу стеклоочистителей, отбор воздуха для накачки шин. В тормозной привод входит компрессор 1, регулятор 2, ресиверы 3, 4, 5, тормозной кран 6, воздухораспределитель 7, защитные клапаны 8, 9, 10, тормозной кран обратного действия с ручным управлением 11, тормозные камеры 12, обратный клапан 13, соединительная головка 14, разобщительные краны 15, 16, пружинный энергоаккумулятор 17.

Первый контур тормозного привода обеспечивает торможение переднего моста и включает одинарный защитный клапан 8, ресивер 4, питающий нижнюю секцию комбинированного тормозного крана 6 и тормозные камеры 12 переднего моста. Второй контур обеспечивает торможение заднего моста и состоит из ресивера 5, воздухораспределителя 7, обратного клапана 13, срабатывающего при снижении давления в магистрали соединяющей верхнюю секцию тормозного крана 6 с воздухораспределителем 7 и тормозных камер 12 заднего моста. При нажатии на тормозную педаль сжатый воздух из ресивера 4 через нижнюю секцию тормозного крана 6 подается в тормозные камеры 12 колес переднего моста. Одновременно верхняя секция крана 6 сообщает с атмосферой магистрали 18 и 19, что вызывает срабатывание воздухораспределителя 7. Сжатый воздух из ресивера 5 поступает в тормозные камеры 12 колес заднего моста. Падение давления воздуха в магистрали 19 приводит к срабатыванию тормозов прицепа.

Для автономного управления тормозами прицепа служит тормозной кран ручного управления 11, при воздействии на рукоятку которого происходит соединение магистрали 19 с атмосферой и падение давления воздуха в ней. Разобщительным краном 15 управляют стояночным тормозом подавая или выпуская сжатый воздух из полости пружинного энергоаккумулятора 17. Одинарные защитные клапаны 8 и 9 при падении давления в соответствующем контуре, ниже 0,545 МПа срабатывают и отключают неисправный контур, сохраняя при этом давление в пневмосистеме трактора не менее 0,55 МПа.



Пневмооборудование современного автопоезда достаточно сложное, в качестве примера на рис. 10.26 показана схема пневмооборудования тягача автопоезда, которое состоит из аппаратов подготовки сжатого воздуха и пяти автономных контуров: контур привода тормозных механизмов передних колес; контур привода тормозных механизмов задних колес; контур привода стояночного тормозного механизма; контур привода тормоза-замедлителя и питания потребителей; контур аварийного растормаживания стояночного тормозного механизма. В его схему входят: 1 — компрессор; 2 — регулятор; 3 — противозамерзатель; 4 — клапан контрольного вывода; 5 — ресивер для конденсации влаги (“мокрый” ресивер); 6 — защитный двухконтурный клапан; 7 — датчик падения давления; 8 — ресивер вспомогательной тормозной системы и других потребителей; 9 — воздухораспределитель; 10 — пневматический кран; 11 — датчик сигнала торможения; 12 — манометр; 13 — кран слива конденсата; 14, 20, 21 — ресиверы соответственно передних, задних и стояного тормозных механизмов; 15 — тройной защитный клапан; 16 — звуковой сигнал (зуммер); 17 — блок сигнальных ламп; 18 — пневмоцилиндр привода заслонки вспомогательной тормозной системы; 19 — пневмоцилиндр выключения подачи топлива; 22 — двухмагистральный клапан; 23 — одинарный защитный клапан; 24 — кран стояночной тормозной системы; 25 — ускорительный клапан; 26 — передняя тормозная камера; 27 — клапан ограничения давления; 28 — двухсекционный тормозной кран; 29 — задняя тормозная камера; 30 — клапан быстрого растормаживания; 31 — пружинный энергоаккумулятор; 32 — регулятор тормозных сил; 33 — упругий элемент; 34 — клапан управления однопроводным приводом прицепа; 35, 36 — соединительные головки; 37 — клапан управления двухпроводным приводом прицепа.

В зависимости от применяемого пневмооборудования тягач и прицеп могут соединяться по однопроводной, двухпроводной или комбинированной схемам, при комбини-

рованной схеме к тягачу могут присоединяться прицепы (полуприцепы), оборудованные как по однопроводной, так и по двухпроводной схемам.

Внешним признаком однопроводной системы является соединение при помощи соединительной головки тормозной системы тягача с тормозной системой прицепа одним трубопроводом, который одновременно служит управляющей и питающей линией.

В расторможенном состоянии автопоезда компрессор 1 через регулятор давления 2 нагнетает сжатый воздух в ресивер тягача и прицепа, тормозные камеры тягача и прицепа соединены с атмосферой. При нажатии на тормозную педаль верхняя секция комбинированного тормозного крана 28 сообщает задние тормозные камеры 29 с ресивером 20, а нижняя секция сообщает передние тормозные камеры 26 тягача с ресивером 14. При этом сохраняется пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением сжатого воздуха в тормозных камерах, поскольку обе секции комбинированного тормозного крана являются следящими аппаратами.

Если прицеп соединен по однопроводной схеме, то при подводе сжатого воздуха клапан 34 управления тормозами прицепа открывает связь управляющей магистрали прицепа с атмосферой. Снижение давления сжатого воздуха в управляющей магистрали приводит к соответствующему срабатыванию клапана воздухораспределителя прицепа, вследствие чего сжатый воздух из ресивера прицепа подается в его тормозные камеры.

Давление в тормозной системе тягача поддерживается на уровне 0,75...0,80 МПа. Давление в тормозной системе прицепа при однопроводной системе должно быть ниже на 0,2...0,25 МПа, чтобы уменьшить время срабатывания аппаратов тормозной системы прицепа. Связано это с тем, что время удаления воздуха из аппаратов в 1,5...2 раза больше, чем время их заполнения. Основным недостатком однопроводной системы тормозного привода считается так называемая "истощимость" — при неоднократных и частых торможениях, например, на спуске, сжатый воздух из ресивера прицепа расходуется, давление в нем падает, не получая зарядки из компрессора. По этой причине в настоящее время на подавляющем большинстве автопоездов устанавливается двухпроводная система тормозного пневмопривода.

При двухпроводном тормозном приводе соединение тягача и прицепа осуществляется двумя пневмолиниями: питающей и управляющей. В расторможенном состоянии камеры тягача и прицепа связаны с атмосферой соответственно через тормозной кран тягача 28 и воздухораспределитель прицепа. При работе компрессора 1 одновременно происходит зарядка сжатым воздухом ресиверов тягача и через питающую пневмолинию ресивера прицепа. При нажатии на тормозную педаль тормозной кран тягача 28 подает сжатый воздух на клапан управления двухпроводным приводом прицепа 37, вследствие чего сжатый воздух поступает по управляющей пневмолинии к воздухораспределителю прицепа, воздействуя на клапан, сообщающий ресивер прицепа с его тормозными камерами. При этом сохраняется пропорциональность между усилием на педаль и давлением сжатого воздуха в тормозных камерах. Преимуществом двухпроводной системы является непрерывная зарядка ресивера прицепа, что обеспечивает надежное пользование тормозами при многократных торможениях и меньше время срабатывания (приблизительно в 1,5...2 раза по сравнению с однопроводной системой).

Перспективной является пневмосистема, разработанная для автобуса МАЗ (НЕО-ПЛАН) (рис. 10.27). Она включает: 1 — компрессор; 2 — ресивер регенерационный; 3 — кран слива; 4 — осушитель со встроенным регулятором давления; 5 — бачок осушителя; 6 — клапан ограничения (до 0,81 МПа) давления; 7 — фильтр магистральный; 8 — четырехконтурный защитный клапан; 9 — клапан контрольного вывода; 10 — ресивер (20 л.); 11 — ресивер (30 л.); 12 — клапан обратный; 13 — перепускной клапан; 14 — кран тормозной двухсекционный; 15 — кран привода стояночного тормоза; 16 — кран привода моторного тормоза; 17 — модулятор АБС; 18 — тормозная камера 20; 19 — клапан ус-

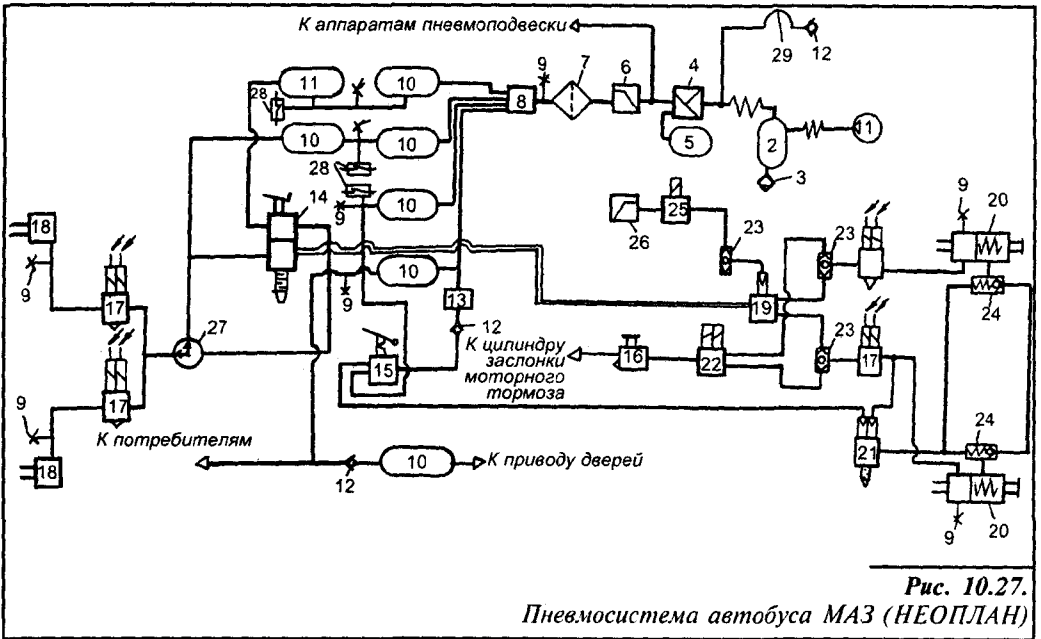


Рис. 10.27.
Пневмосистема автобуса МАЗ (НЕОПЛАН)

корительный; 20 – тормозная камера 27/30; 21 – двухфункциональный защитный клапан; 22 – электромагнитный клапан; 23 – клапан двухмагистральный; 24 – клапан двухмагистральный с приоритетным приводом; 25 – электромагнитный клапан остановочного тормоза; 26 – клапан ограничения давления (0,3 МПа); 27 – манометр двухстрелочный; 28 – датчик, размыкаемый давлением 0,55 МПа; 29 – соединительная головка.

Особенность этой пневмосистемы в том, что питающая часть создает высокое давление 1,1 МПа, от которого затем запитывается вся пневмосистема, и обеспечивает высокое качество очистки сжатого воздуха. Сжатый воздух от компрессора 1 поступает в регенерационный ресивер 2, где скапливается влага и затем в осушитель со встроенным регулятором давления 4. Очищенный воздух в дальнейшем поступает в бачок осушителя 5 и к аппаратам пневмоподвески автобуса, а также через клапан ограничения давления 6, магистральный фильтр 7, четырехконтурный защитный клапан 8 к ресиверам 10 и 11.

Работа осушителя воздуха 4 основана на принципе адсорбции, то есть поглощения влаги веществами, имеющими развитую пористую структуру. Количество адсорбированного водяного пара возрастает с понижением температуры и увеличением его концентрации в сжатом воздухе. По мере насыщения адсорбент теряет способность поглощать влагу и в связи с этим его периодически необходимо подвергать регенерации, которая осуществляется при разгрузке компрессора. В этом режиме работы компрессора регулятор давления соединяет осушитель с атмосферой и воздух из дополнительной емкости (бачка осушителя 4), проходя через адсорбент, производит его регенерацию и затем поступает в атмосферу. Цикличность регенерации обеспечивается цикличностью срабатывания регулятора давления. Для привода тормозов, дверей и других потребителей используют сжатый воздух, давление которого понижается клапаном ограничения 6 до 0,81 МПа. Пневматическая система автобуса оборудована модуляторами 17 антиблокировочной тормозной системы, обеспечивающей исключение блокирования колес при торможении. Это повышает устойчивость движения автобуса при торможении.

10.8. Аппараты пневматического тормозного привода рабочих тормозных систем.

Органом управления рабочей тормозной системы являются тормозные краны, которые подразделяются на прямого, обратного действия и комбинированные краны. Тормозные краны прямого действия имеют от одной до трех секций, каждая из которых обслуживает свой контур. Секции могут быть расположены параллельно или последовательно. Комбинированные тормозные краны имеют от двух до четырех секций, причем одна из них обязательно обратного действия. Эта секция предназначена для непосредственного управления однопроводным приводом тормозов прицепа.

Односекционный тормозной кран с пневмоусилителем трактора МТЗ-100/102 (рис.10.28) предназначен для управления приводом тормозов прицепа. В расторможенном состоянии впускной клапан 4 открыт, а выпускной клапан 5 закрыт. Сжатый воздух из ресивера через канал нагнетания Б поступает в канал управления Ви соединительную магистраль прицепа. Одновременно сжатый воздух по каналу противодавления А поступает в полость Е, воздействует на диафрагму 6 и снимает пружину 8. В результате в этих полостях создается равное давление, что снижает усилие в приводе крана и на педалях тормозов. При воздействии на тормозную педаль рычаг 1 поворачивается, преодолевая сопротивление пружины 2. При этом диафрагма 6 под действием давления воздуха перемещается вверх, что приводит к закрытию впускного клапана 4 и открытию выпускного клапана 5. Сжатый воздух из магистрали управления выходит через отверстие Ж в атмосферу. Снижение давления в соединительной магистрали приводит к срабатыванию воздухораспределителя прицепа, который соединяет ресивер прицепа с тормозными камерами колес.

При снятии усилия с рычага 1 возвратная пружина 2 перемещает его, а также шток 3, диафрагму 6 и 7 в сторону выпускного и впускного клапана. Выпускной клапан 5 закрывается, а впускной 4 открывается, пропуская сжатый воздух из ресивера трактора начинать поступать через воздухораспределитель в ресивер прицепа, а из тормозных камер прицепа 2 воздух выходит в атмосферу. Прицеп растормаживается.

Двухсекционный тормозной кран трактора К-701 (рис. 10.29) диафрагменного типа с параллельным расположением секций. Верхняя секция распределяет сжатый воздух на прицеп, а нижняя на тормоза трактора.

При отпущенной тормозной педали тормозная система находится в расторможенном состоянии, впускной клапан 6 секции прицепа открыт, и сжатый воздух из ресивера трактора поступает в магистраль прицепа (стрелка А). Давление поступающего воздуха регулируется пружинной 2. Впускной клапан 9 секции трактора, закрыт, а выпускной 8 открыт, и тормозные камеры трактора через окно Д соединены с атмосферой. При торможении прицепа усилие от педали передается через тягу 16 рычаг 1, который переме-

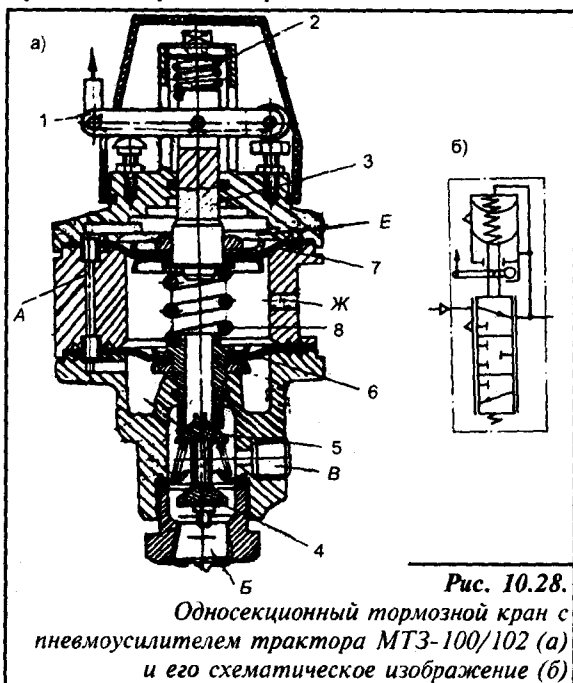


Рис. 10.28.

Односекционный тормозной кран с пневмоусилителем трактора МТЗ-100/102 (а) и его схематическое изображение (б)

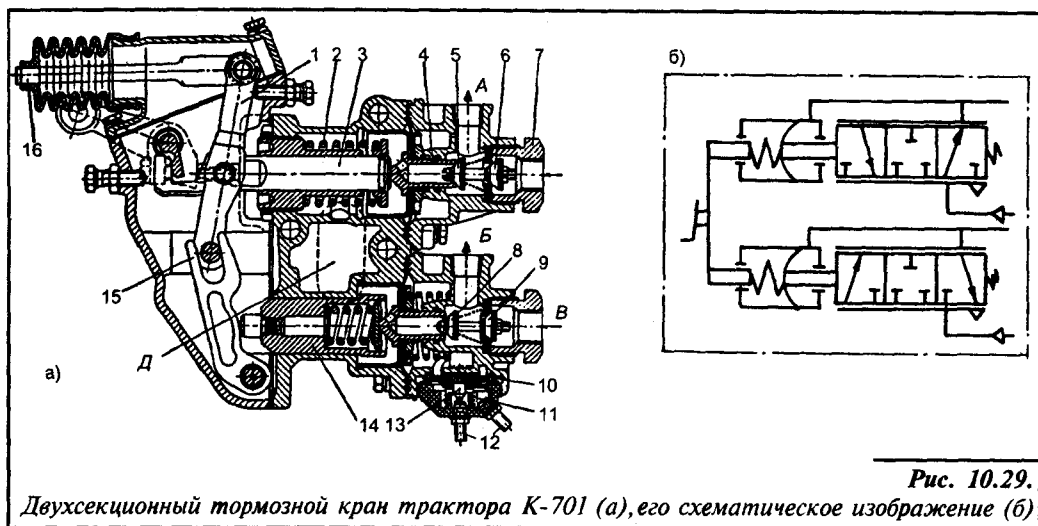


Рис. 10.29.

Двухсекционный тормозной кран трактора К-701 (а), его схематическое изображение (б)

шток 3, сжимая пружину 2. Седло 4 отходит от выпускного клапана 5 секции прицепа, клапан 6 закрывается. Воздух из магистрали прицепа выходит в атмосферу через окно Д, в результате чего на прицепе срабатывает воздухораспределитель, подавая воздух к его тормозным камерам. Нижний конец рычага 1 нажимает на рычаг 15, который перемещает стакан 14, закрывает выпускной клапан 8 секции трактора и открывает впускной клапан 9. Сжатый воздух идет к тормозным камерам трактора (стрелка Б). Одновременно сжатый воздух поступает к диафрагме 10, сжимая пружину 11 и подвижным контактом 13 замыкает клеммы 12 выключателя сигнала торможения, зажигая лампы стоп-сигнала в задних фонарях.

При растормаживании системы нагрузка с рычага 1 снимается и пружина 2 возвращает шток 2 в первоначальное положение. Выпускной клапан 5 секции прицепа опускается в седло 4, а выпускной клапан 6 открывает доступ воздуха в воздухораспределитель прицепа. Происходит его растормаживание. Одновременно закрывается впускной 9 и открывается выпускной 8 клапаны секции трактора. Сжатый воздух из камер выходит в окно Д и тормоза трактора растормаживаются.

Для управления исполнительными механизмами двухконтурного привода рабочих тормозов автомобилей КамАЗ, применяется двухсекционный тормозной кран (рис. 10.30) прямого действия с последовательным расположением секций. Привод крана — рычажный. Следящие механизмы — поршневые с резиновой пружиной 1. Сжатый воздух подводится к обеим секциям от ресивера через выходы 11 и 9. В расторможенном состоянии толкатель 15 и все поршни (2, 5 и 10) находятся в верхнем положении под действием возвратных пружин, клапаны 4 и 8 прижаты к впускным седлам клапанными пружинами. Выходы 3 и 6 соединены с атмосферным выходом 7 через открытые выпускные седла и полые корпуса клапанов 4 и 8. При нажатии на педаль тормоза рычаг 16 и толкатель 15 крана перемещаются вниз вместе с верхним следящим поршнем. 2. Выпускное седло клапана 4 отрывается от своего впускного седла и сжатый воздух поступает к выходу 3 первой секции и далее к исполнительным органам первого контура рабочей тормозной системы. Одновременно через отверстие в корпусе 12 сжатый воздух поступает в полость над ускорительным поршнем 5. Перемещаясь вниз последний обеспечивает срабатывание второй (нижней) секции тормозного крана и тем самым исполнительных органов второго контура. Таким образом верхняя секция крана имеет механическое управление, а нижняя — пневматическое. При неисправности в первом контуре нижняя секция крана

на приводится в действие непосредственно толкателем крана через упорный болт 14 и полый шток 13, а при выходе из строя второго контура привода верхняя секция продолжает работать обеспечивая функционирование первого контура. Растормаживание крана при отпуске тормозной педали происходит в обратном порядке.

В быстродействующих приводах часто применяется ускорительный клапан (рис. 10.31), образующий дополнительный каскад усиления в пневмоприводе. При подаче сжатого воздуха к каналу I в подпоршневое пространство А, поршень 1 движется вниз и сначала закрывает выпускной клапан 2, а затем открывает впускной клапан 3 и сжатый воздух из ресивера через канал II поступает в полость Б и далее по каналу III к исполнительным органам. Следящее действие обеспечивается отрицательной обратной связью, которая проявляется воздействием выходного давления в полости Б на поршень 1.

Воздухораспределительный клапан устанавливается на прицепе и предназначен для управления тормозами прицепа в однопроводной, двухпроводной и комбинированной схемах тормозного привода. На прицепах для тягачей КамАЗ установлен аппарат, аналогом которого послужила известная конструкция фирмы «ВАБКО» (рис. 10.32). Попадание сжатого воздуха в ресивер прицепа, связанном с полостями А и В, происходит из полости Б, которая в зависимости от вида привода соединена или с питающей двухпроводной магистралью, или с соединительной однопроводной. Воздух под давлением полости 5 отгибает края манжеты 1 и через полость А поступает в ресивер прицепа. Пружина 3 поддерживает поршень 2, а через шток 4 поршни 7 и 8 в верхнем положении. Выпускной клапан 9 открыт и связывает тормозные камеры, присоединенные к выходу I с атмосферным выходом II. При однопроводном приводе торможение производится уменьшением давления в соединительной магистрали, т.е., в полости Б. Это приводит к тому, что большее давление в полости А, во-первых, прижимает края манжеты к корпусу, разъединяя полости А и Б, во-вторых, перемещает поршень 2, шток 4 и поршень 7 вниз. В результате этого происходит обычное сра-

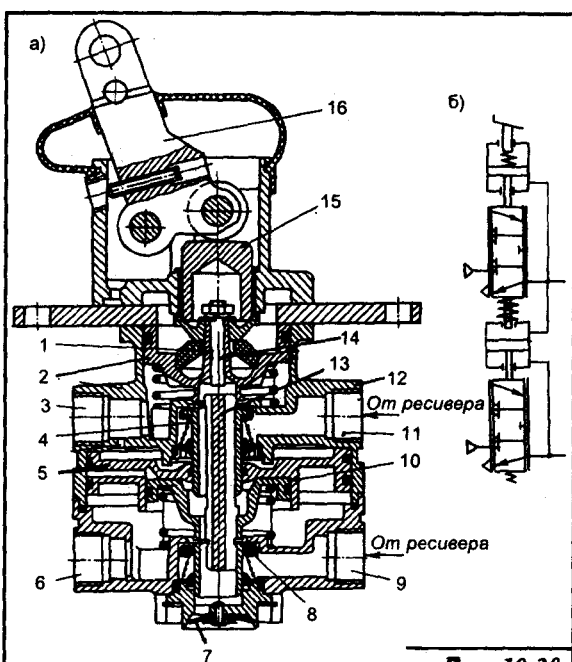


Рис. 10.30. Двухсекционный тормозной кран автомобилей КамАЗ (а) и его схематическое изображение (б)

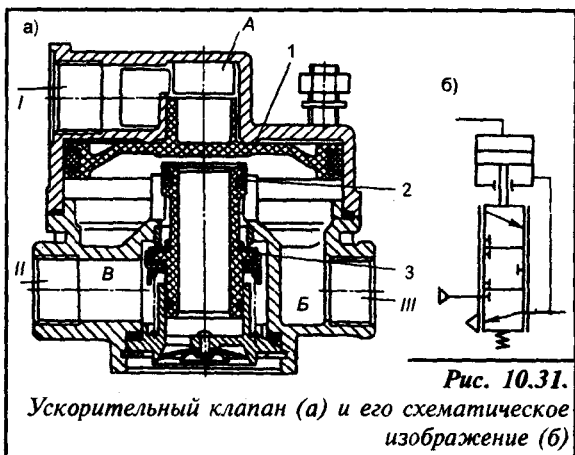


Рис. 10.31. Ускорительный клапан (а) и его схематическое изображение (б)

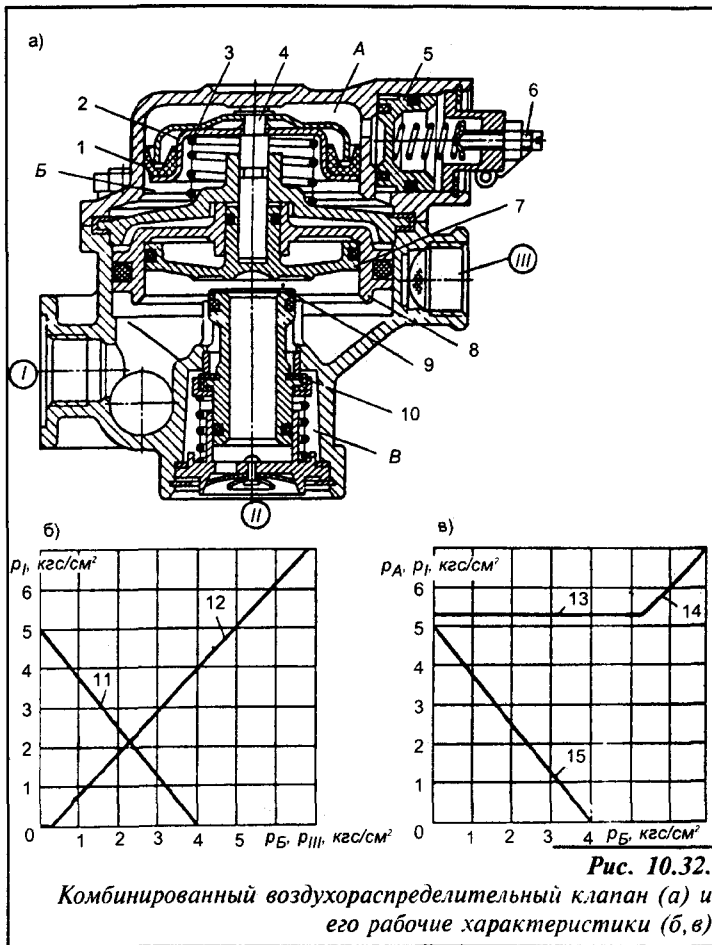


Рис. 10.32.

Комбинированный воздухораспределительный клапан (а) и его рабочие характеристики (б, в)

тика такого торможения (линия 15) не отличается от характеристики служебного торможения при однопроводном приводе (линия 11).

Как уже говорилось, давление сжатого воздуха в ресивере прицепа меньше, чем на тягаче с той целью, чтобы естественные колебания давления в ресивере тягача не вызывали бы торможения прицепа. При двухпроводном приводе разделение питающей и управляющей магистрали позволяет использовать на прицепе то же давление, что и на тягаче. Но комбинированный воздухораспределитель должен работать с обоими видами привода. Для этого перед входом в полость Б устанавливается специальный двухмагистральный клапан, который при однопроводном приводе пропускает к воздухораспределителю полное давление из соединительной магистрали, а при двухпроводном редуцирует давление питающей магистрали до той же величины.

Предусмотрен и случай отсутствия такого двухмагистрального клапана. Для этого в воздухораспределитель встроен уравнивающий клапан 5. При давлении в полости Б до 5,3 кгс/см² (этот порог может регулироваться винтом 6) клапан прижат к стенке корпуса и разрывает связь между полостями А и Б в обход манжеты 1. При этом воздухораспределитель работает, как описано выше. В случае большего давления клапан открывается, и давление в полостях А и Б уравнивается, в результате чего естественные коле-

бывание клапанов 9 и 10, при котором благодаря следующему действию поршня 7 в тормозных камерах устанавливается давление, соответствующее давлению в соединительной магистрали и полости Б. Этому процессу соответствует прямая 11.

При двухпроводном приводе торможение производится подачей сжатого воздуха из управляющей магистрали на вход III, что вызывает перемещение вниз поршней 8 и 7 (воздух в полость над поршнем 8 проходит по непоказанному на рисунке узкому наклонному сверлению в корпусе из отверстия III) и срабатывание клапанов 9 и 10. Слежение обеспечивается поршнем 8 (линия 12).

При разгерметизации питающей или соединительной магистрали давление в полости Б резко падает, вследствие чего прицеп экстренно затормаживается. Характеристика

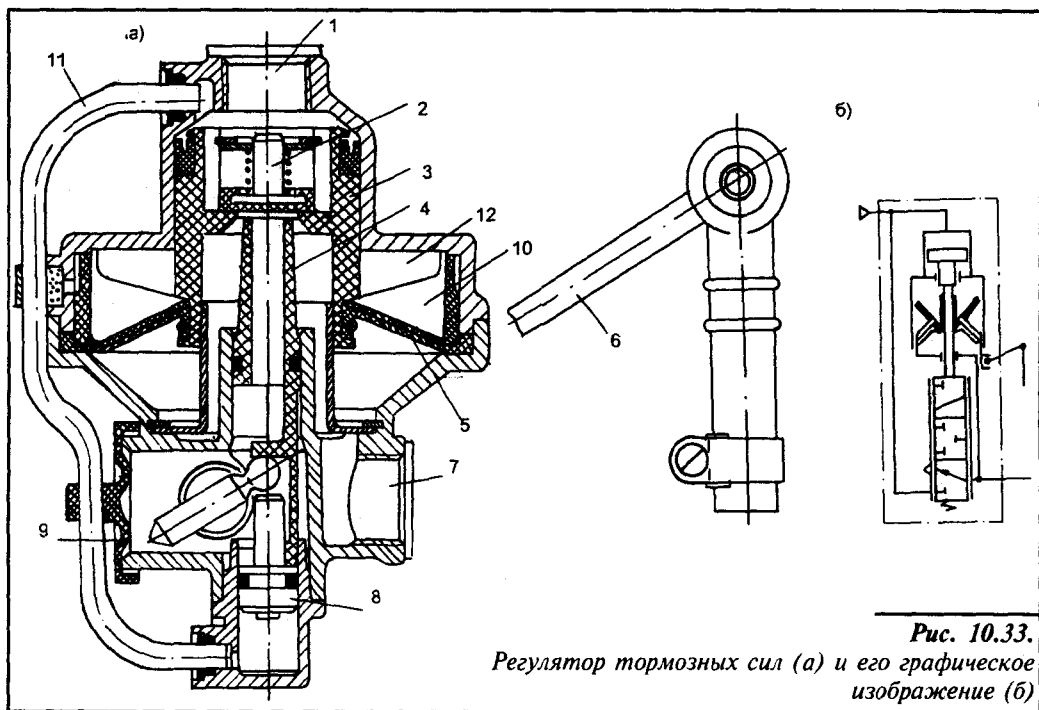


Рис. 10.33.
 Регулятор тормозных сил (а) и его графическое изображение (б)

бания давления в питающей магистрали не приводят к торможению прицепа. Однако за это приходится платить запаздыванием автоматического затормаживания при разгерметизации питающей магистрали. Если это произойдет, давление в полостях А и Б будет падать одновременно до $5,3 \text{ кгс/см}^2$, не вызывая торможения прицепа (отрезок 14), и лишь после того, как закроется уравнивательный клапан 5, давление в ресивере перестает падать (линия 13), а давление на входе 1, т.е. в тормозных камерах, нарастает до максимальной величины.

Аналогично действует и другой воздухораспределитель, разработанный Полтавским автоагрегатным заводом и применяющийся на прицепах для тягачей МАЗ, КраЗи др. Он выпускается в двух модификациях (комбинированный и для однопроводного привода) и имеет меньшее, чем у описанного выше аналога, количество деталей. Кроме того, в этом аппарате связь питающей магистрали с ресивером прицепа постоянно осуществляется через нерегулируемый уравнивательный клапан, а не через манжету рабочего поршня.

Регулятор тормозных сил (рис. 10.33) служит для автоматического изменения давления воздуха в тормозных камерах мостов автомобилей и прицепов в зависимости от массы груза в кузове и интенсивности торможения.

10.9. Статический расчет пневмоаппаратов пневматической, тормозной системы

При статическом расчете задаются рабочие характеристики пневмоаппаратов, т.е. входные сигналы, поступающие на аппарат и соответствующие им выходные величины (давление, сила, перемещение). Затем определяются основные конструктивные параметры элементов пневмоаппаратов, при которых обеспечиваются заданные рабочие характеристики. Рассмотрим методику статического расчета основных пневмоаппаратов пневматической тормозной системы.

Регулятор давления. Система автоматического регулирования давления воздуха в ресивере (рис. 10.34, а) включает в себя разгрузочное устройство 2 и релейный регулятор 4. При статическом расчете требуется определить рабочую площадь A_d диафрагмы, площадь поперечного сечения штока $A_{ш}$, диаметр d_T клапана по седлу корпуса, усилие пружин 5 и 8. При этом должны быть заданы: максимальное p_{max} и минимальное p_{min} давление в ресивере, при котором должен срабатывать регулятор. Разница p_{max} и p_{min} представляет собой зону нечувствительности регулятора. Величины указанных давлений могут быть без изменения зоны нечувствительности регулироваться путем ручной регулировки силы пружины 8.

При работе компрессора 1 под нагрузкой происходит подача сжатого воздуха в ресивер и давление в нем и в полости регулятора повышается. Как только давление p_A в полости A достигнет p_{max} , происходит отрыв штока 6 от клапана 7 и в результате полость B соединится через сверление в штоке с полостью A , при этом давление в полости B и в разгрузочном устройстве 2 скачкообразно повышается до p_{max} (рис. 10.34, б). Разгрузочное устройство при этом соединяет нагнетательную магистраль компрессора с атмосферой — компрессор начинает работать вхолостую. В результате расхода воздуха из ресивера давление в нем падает до p_{min} , после чего шток 6 опускается вниз, открывая клапан 7 и избыточное давление в полости B падает до нуля, компрессор начинает работать под нагрузкой, то есть подавать сжатый воздух в ресивер.

Условием отрыва штока 6 от клапана 7 и скачкообразного повышения давления в полости B является (при $p_A = p_{max}$):

$$(A_d - A_{ш})p_{max} = F_1 - R, \quad (10.10)$$

где F_1 — сила пружины 5; R — сила трения.

Условием открытия клапана 7 и скачкообразного падения давления в полости B и в разгрузочном устройстве 2 является (при $p_1 = p_{min}$):

$$p_{min}A_d = F_1 - R + p_{min}A_{кл} - F_8, \quad (10.11)$$

где $A_{кл}$ — площадь клапана 7; F_8 — сила пружины 8.

Учитывая, что величина $p_{min}A_{кл} - F_8$ пренебрежительно мала по сравнению с остальными членами уравнения (10.11), можно записать:

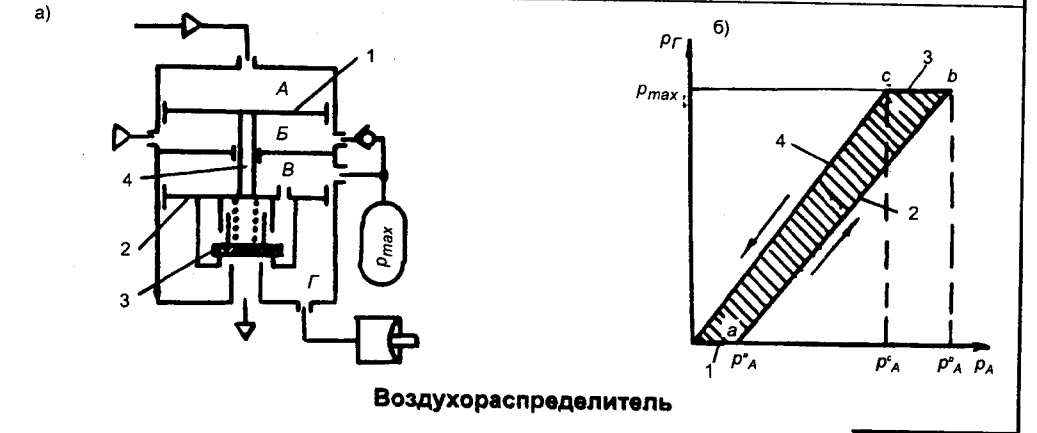
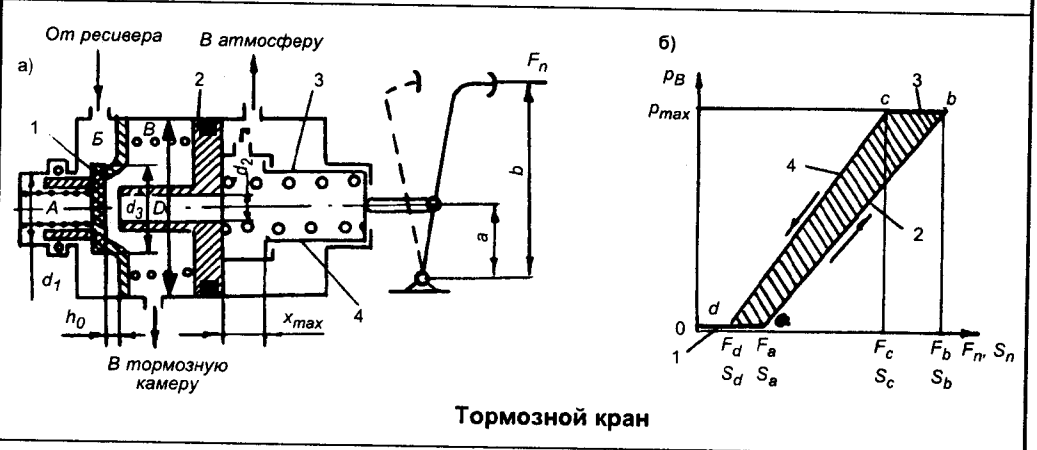
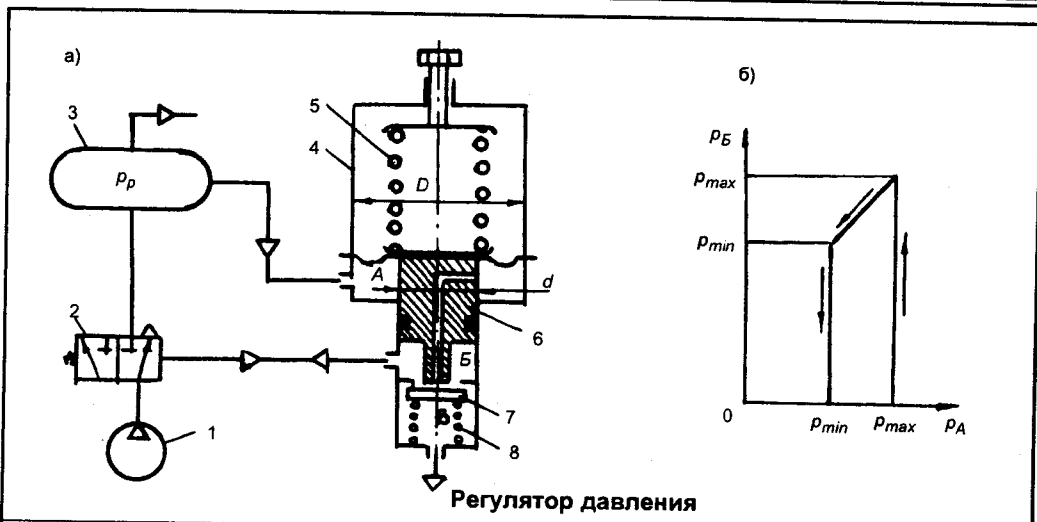
$$p_{min}A_d \approx F_1 - R \quad (10.12)$$

С учетом уравнений (10.10) и (10.12) получим:

$$\Delta p = p_{max} - p_{min} = \frac{\frac{A_{кл}}{A_d}(p_{min}F + R) - \left(2 - \frac{A_{кл}}{A_d}\right)R}{A_d \left(1 - \frac{A_{кл}}{A_d}\right)}. \quad (10.13)$$

Диаметр $d_{кл}$ клапана 7 выбирается по возможности наименьшим, а усилие пружины 8 определяется исходя из площади клапанов 7 так, чтобы клапан не открывался под действием максимального давления в полости B . Рабочая площадь диафрагмы A_d и $A_{ш}$ поперечного сечения штока 6, обуславливающую положительную обратную связь, выбирается согласно уравнения (10.13). При этом Δp и p_{min} должны быть заданы заранее.

Тормозной кран. При расчете тормозного крана выбирается его схема (рис. 10.34) и рассчитываются основные конструктивные параметры: диаметр следящего поршня или



Расчетные схемы (а) и статические характеристики (б) пневмоаппаратов

Рис. 10.34.

диафрагмы D , жесткость c и предварительный натяг F_{30} следящей пружины 3, передаточное отношение педального привода u , максимальное сжатие x_{\max} следящей пружины 3. При этом должны быть заданы: максимальное перемещение педали S_{\max} ; максимальное усилие F_{\max} , прилагаемое к педали; зазор h_0 между клапаном 1 и штоком; перемещение h клапана; максимальное давление воздуха в ресивере p_p и максимальное давление воздуха на выходе тормозного крана p_r ; зона нечувствительности.

Перемещение тормозной педали S_n (см. рис. 10.33) затрачивается на выбор зазора h_0 между штоком и клапаном 1 и деформацию x следящей пружины 3, т.е.

$$(x + h + h_0)u = S_n, \quad (10.14)$$

где $u = b/a$; a , b – плечи рычагов педали.

Баланс сил, действующих на поршень 2:

$$\frac{\pi D^2}{4} p_B \pm R = F_n u, \quad (10.15)$$

где p_B – давление воздуха в полости B крана; R – сила перемещения поршня 2 и клапана 1; F_n – усилие, приложенное к педали.

В общем случае:

$$R = R_0 + R_1 + R_2, \quad (10.16)$$

где R_0 – сила сопротивления перемещению поршня 2; R_1 – сила сопротивления перемещению клапана 1; R_2 – сила сопротивления перемещению поршня 2, возникающая вследствие прижатия резинового уплотнения к стенке цилиндра. В практических расчетах силой R_1 можно пренебречь. Тогда выражение (10.16) будет иметь вид:

$$R = R_0 + R_2 = R_0 + \pi \mu D \ell p_p \quad (10.17)$$

где μ – коэффициент трения резинового уплотнения о стенку цилиндра, $\mu = 0,08$; ℓ – ширина контакта между уплотнением и поршнем.

На основании формул 10.14, 10.15 и 10.17 перемещения педали S_n и приложенная к педали сила F_n для крайних точек a, b, c, d рассмотренных четырех участков (см. рис. 10.33):

$$S_a = h_0 u; F_n = R_0 / u; \quad \text{— для точки } a \quad (10.18)$$

$$\left. \begin{aligned} S_a &= (h_0 + x_{\max} + h_{\max}) u \\ F_n &= F_{\max} [R_0 + \pi D (\mu \ell + D/4) p_p] / u \end{aligned} \right\} \text{— для точки } b \quad (10.19)$$

$$\left. \begin{aligned} S_c &= (h_0 + x_{\max}) u \\ F_n &= [\pi D (D/4 - \mu \ell) p_p - R_0] / u \end{aligned} \right\} \text{— для точки } c \quad (10.20)$$

$$S_d = 0; F_n = (R_{np} - R_{TP}) / u \quad \text{— для точки } d \quad (10.21)$$

где h_{\max} – максимальное перемещение клапана; h_0 и h_{\max} обычно принимаются 2,5...4 мм; R_{np} – сила возвратной пружины поршня; R_{TP} – сила трения поршня о стенку корпуса при отсутствии давления в полости B .

Зона нечувствительности по усилию на участке:

$$\Delta F_c = F_b - F_c = 2 (R_0 + \pi \mu D \ell p_p) / u \quad (10.22)$$

Предварительное натяжение F_{30} пружины 3 выбирается из условия $F_{30} = R_0 = R_{np} + R_{TP}$.

Максимальная сила пружины 3 $F_{3max} = F_{30} + cx_{max}$ находится из условия, что при $p_B = qp_{max}$ подвижной стакан 4 упирается в поршень 2. Коэффициент q обычно принимают 0,7...0,85:

$$F_{3max} = R_o + \mu\pi\ell qp_{max} + qp_{max} \frac{\pi D^2}{4}$$

откуда:

$$x_{max} = \pi D q p_{max} (\mu\ell + D/4) / c \quad (10.23)$$

Подставляя найденное выражение x_{max} в выражение (10.19) и проведя преобразования, получим выражение для определения жесткости пружины 3.

$$c = \frac{qp_{max} \pi D (\mu\ell + D/4) [R_o + \pi D p_{max} (\mu\ell + D/4)]}{S_{max} F_{max} - (h_o + h_{max}) [R_o + \pi D p_{max} (\mu\ell + D/4)]} \quad (10.24)$$

По уравнениям (10.14)...(10.24) строится расчетная статическая характеристика проектируемого крана и производится его оценка. По этим же формулам можно производить проверочный расчет, когда известна конструкция и параметры аппарата и требуется определить его характеристики. Аналогичным образом производится статический расчет и других следящих пневмоаппаратов пневматической системы трактора.

Воздухораспределитель. Условие равновесия сил, действующих на поршни 1 и 2 (рис. 10.34), записывается в виде:

$$p_{\Gamma} A_2 + p_B A'_1 \pm R = p_A A_1 + p_B A'_2, \quad (10.25)$$

где p_{Γ} , p_B , p_A , p_B – избыточное давление воздуха в полостях воздухораспределителя (ВРК); A_1 – рабочая площадь поршня 1; A'_1 – рабочая площадь поршня 1 со стороны полости B ; A_2 , A'_2 – рабочие площади поршня 2 со стороны полости Γ и B ; R – сила сопротивления перемещению поршней.

Сила сопротивления перемещению поршней:

$$R = R_o - (p_B - p_A) \mu \pi D_1 \ell + (p_B - p_{\Gamma}) \mu \pi D_2 \ell, \quad (10.26)$$

где R_o – сила сопротивления перемещению поршней при отсутствии избыточного давления воздуха во всех полостях ВРК; μ – коэффициент трения уплотнения о стенку, $\mu = 0,08$; D_1 , D_2 – диаметры поршней 1 и 2; ℓ – ширина контакта резинового уплотнения поршней со стенкой корпуса.

Учитывая, что у ВРК обычно $D_1 = D_2 = D$, следовательно, $A_1 = A_2 = A$ и $A'_1 = A'_2 = A'$. Кроме этого для двухпроводного привода можно записать, что $p_B = p_B = p_{max}$. С учетом этих обозначений и выражения (10.26) уравнение (10.25) преобразуется к виду:

$$p_{\Gamma} = \frac{p_A \pi D (D/4 \pm \mu\ell) \mp R_o \mp 2 p_{max} \mu \pi D \ell}{\pi D (D/4 \mp \mu\ell)} \quad (10.27)$$

Верхние знаки в уравнении (10.27) берутся при движении поршней 1 и 2 вниз, а нижние знаки при движении поршней вверх. При приближенных расчетах величиной $\mu\ell$ в скобках можно пренебречь т.к. она составляет не более 5% от величины $D/4$.

Давление p_A для характерных точек а, б и с характеристики (рис. 10.33) определяется из выражения (10.27) в следующем виде:

$$p_A^a = \frac{4R_o}{\pi D^2} + 8 p_{max} \frac{\mu\ell}{D}; \quad (10.28)$$

$$p_A^B = p_{max} + \frac{4R_o}{\pi D^2} + 8p_{max} \frac{\mu \ell}{D}; \quad (10.29)$$

$$p_A^C = p_{max} - \frac{4R_o}{\pi D^2} - 8p_{max} \frac{\mu \ell}{D}. \quad (10.30)$$

Величина p_A^B представляет собой начальную зону нечувствительности ВРК. Зона нечувствительности на участке 3 находится из формул (10.28) и (10.30), т.е.

$$\Delta p_{3.} = p_A^B + p_A^C = \frac{8R_o}{\pi D^2} + 16p_{max} \frac{\mu \ell}{D}. \quad (10.31)$$

При проектном расчете размеры клапана выбираются согласно необходимой пропускной способности ВРК на основании динамического расчета.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные средства гидропневмоавтоматики применимы к вычислительным устройствам и системам управления как мобильных машин (автомобилей, тракторов, дорожно-строительных, торфяных, транспортных и других машин), так и технологических объектов (станков, автоматических линий, роботов, манипуляторов, систем управления переработкой и транспортирования нефтегазохимических продуктов).

В книге сделана попытка описать традиционные и новейшие средства гидропневмоавтоматики, показать особенности их работы применительно к различным машинам и системам управления. На базе немногочисленных функциональных элементов строятся, как известно, самые различные, порой очень сложные системы управления и контроля. Авторы не стремились усложнять учебный материал книги весьма сложными системами, поскольку последние состоят из сравнительно простых подсистем и субблоков. Изучение таких подсистем и их элементов является первоочередной задачей, так как синтез многофункциональных систем управления основывается на использовании одного-двух десятков типовых логических элементов, распределителей и других элементов гидропневмоавтоматики.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Гришкевич А.И., Ломако Д.М. и др.** Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть (Учебник для вузов)// Под общ. ред. Гришкевича А.И. — Мн.: Вышэйшая школа, 1987. — 199 с.
2. **Автушко В.П., Бенч М.П., Будько В.В. и др.** Автоматика и автоматизация производственных процессов// Под ред. Метлюка Н.Ф. — Мн.: Вышэйшая школа, 1985. — 302 с.
3. **Васильченко В.А.** Гидравлическое оборудование мобильных машин (Справочник). — М.: Машиностроение, 1983. — 300 с.
4. **Бриллиант М.Д., Елимелех И.М., Куссуль Г.М., Наумова А.Б.** Высокочастотные устройства пневмоавтоматики. — Л.: Машиностроение, 1985. — 231 с.
5. **Головин В.В.** Аналоговые пневматические устройства. — М.: Машиностроение, 1980. — 156 с.
6. **Ефремова Т.К., Тагаевская А.А., Шубин А.Н.** Пневматические комплексы технических средств автоматизации. — М.: Машиностроение, 1987. — 280 с.
7. **Ибрагимов И.А., Фарзани Н.Г., Идясов Л.В.** Элементы и системы пневмоавтоматики. — М.: Высшая школа, 1984. — 544 с.
8. **Метлюк Н.Ф., Автушко В.П.** Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М.: Машиностроение, 1980. — 231 с.
9. **Герц Е.В., Кудрявцев В.И., Ложкин О.В. и др.** Пневматические устройства и системы в машиностроении (Справочник)// Под ред. Герц Е.В. — М.: Машиностроение, 1981. — 408 с.
10. **Прусенко В. С.** Пневматические системы автоматического регулирования технологических процессов. — М.: Машиностроение, 1987. — 360 с.
11. **Рихтер А.В.** Струйная техника. — М.: Машиностроение, 1980. — 238 с.
12. **Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам.**//Под ред. Некрасова Б.Б. — Мн.: Вышэйшая школа, 1985.
13. **Федорец В.А., Педченко М.Н., Пичко А.Ф. и др.** Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков. — Киев: Вища школа, 1987. — 876 с.
14. **Федорец В.А.** Расчет гидравлических и пневматических приводов гибких производственных систем. — Киев: Вища школа, 1988. — 180 с.
15. **Юдицкий С.А., Тагаевская А.А., Ефремова Т.К.** Проектирование дискретных систем управления. — М.: Машиностроение, 1980. — 232 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
Глава 1. Подготовка рабочих сред для систем гидропневмоавтоматики.....	7
1.1. Требования, предъявляемые к рабочим жидкостям в системах гидроавтоматики мобильной техники	7
1.2. Насосные и насосно-аккумуляторные установки	7
1.3. Кондиционеры рабочей жидкости	9
1.4. Классификация и конструктивные схемы гидроаккумуляторов.....	11
1.5. Выбор параметров пневмогидравлического аккумулятора с поршневым разделением сред	12
1.6. Требования, предъявляемые к воздуху в системах пневмоавтоматики.....	16
1.7. Подготовка воздуха для систем пневмоавтоматики.....	17
1.8. Устройства, подготовки сжатого воздуха в системах промышленной пневмоавтоматики.....	19
1.9. Приборы питающей части пневматического тормозного привода автомобилей и тракторов.....	23
Глава 2. Элементы и устройства гидропневмоавтоматики.....	27
2.1. Классификация, схемы, расчеты гидро- и пневмодросселей.....	27
2.2. Дроссели типа сопло-заслонка.....	33
2.3. Золотниковые регулируемые гидро- и пневмодроссели.....	33
2.4. Упругие элементы гидропневмоавтоматики. Расчет мембран и сильфонов.....	34
2.5. Трубопроводы жесткие и эластичные.....	38
2.6. Классификация, схемы и расчет клапанов.....	41
Глава 3. Пневмо- и гидроемкости.....	43
3.1. Пневмоёмкости и пневмоконденсаторы.....	43
3.2. Гидравлические емкости.....	47
3.3. Расчет резервуара цилиндрической формы.....	49
Глава 4. Распределительные элементы для управления гидравлическими исполнительными механизмами	59
4.1. Золотниковые дросселирующие гидрораспределители.....	54
4.2. Характеристики идеальных и реальных золотниковых гидрораспределителей.....	62
4.3. Особенности проектирования золотниковых дросселирующих гидрораспределителей.....	69
4.4. Золотниковые дросселирующие пневмораспределители.....	73
4.5. Распределители со струйной трубкой.....	75
Глава 5. Гидравлические и пневматические усилители.....	80
5.1. Назначение и классификация усилителей.....	82
5.2. Назначение, основные элементы, принцип действия одношелевых усилителей типа сопло-заслонка.....	81
5.3. Характеристики одношелевого усилителя сопло-заслонка.....	83
5.4. Струйные усилители.....	88
5.5. золотниковые и многокаскадные усилители.....	90
5.6. Усилители мощности с обратной связью.....	92
5.7. Электродгидравлические и электропневматические усилители-преобразователи... 93	
Глава 6. Вычислительные и регулирующие приборы непрерывного действия.....	100
6.1. Гидравлические и пневматические блоки вычислительных приборов непрерывного действия.....	102
6.2. Пневматические и гидравлические регуляторы.....	107

6.3. Множительно-делительные устройства и приборы для извлечения квадратного корня.....	110
6.4. Линейные пульсирующие сопротивления и их использование в приборах непрерывного действия.....	112
Глава 7. Элементы и устройства струйной техники.....	115
7.1. Преимущества и недостатки струйной техники.....	115
7.2. Устройство и принцип работы элементов струйной техники.....	116
7.3. Основы теории и выбор основных параметров струйных усилителей.....	121
7.4. Струйный многокаскадный усилитель.....	127
7.5. Реализация логических функций на струйных элементах.....	128
7.6. Датчики физических параметров с применением элементов струйной техники.....	130
Глава 8. Синтез пневмогидравлических дискретных систем управления.....	133
8.1. Основные понятия и определения.....	133
8.2. Техническое задание и режимы работы системы управления.....	135
8.3. Формализованное описание рабочего процесса.....	136
8.4. Логические функции и их реализация.....	140
8.5. Структурный синтез одноктактных систем управления.....	144
8.6. Структурный синтез многотактных систем управления.....	151
8.7. Способы минимизации многотактных систем.....	155
Глава 9. Системы технических средств гидропневмоавтоматики.....	166
9.1. Устройство и работа пневматического решающего усилителя.....	166
9.2. Приборы, построенные на основе решающего усилителя.....	167
9.3. Системы пневматических одноmemбранных элементов.....	171
9.4. Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА).....	174
9.5. Пневматический агрегатный комплекс ЦЕНТР.....	180
9.6. Комплексы циклических технологических процессов ЦИКЛ и КОМПАС.....	183
Глава 10. Применение средств гидропневмоавтоматики в мобильной технике.....	185
10.1. Гидравлические системы управления механизмами трансмиссий.....	185
10.2. Гидравлический привод тормозов.....	189
10.3. Гидроусилители рулевого управления.....	192
10.4. Гидравлические системы управления рабочим оборудованием.....	197
10.5. Датчики сервогидравлических систем.....	203
10.6. Гидравлическая система стабилизации остова трактора.....	204
10.7. Схемы пневматических тормозных приводов.....	205
10.8. Аппараты пневматического тормозного привода рабочих тормозных систем.....	211
10.9. Статический расчет пневмоаппаратов пневматической тормозной системы.....	215

Учебное издание

Андреев Александр Федорович
Артемьев Петр Петрович
Бартош Петр Романович
Барташевич Леонид Владимирович
Богдан Николай Владимирович
Королькевич Александр Викторович
Метлюк Николай Федорович

**Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин.
Средства гидропневмоавтоматики.**

Редактор: Малашевич Е.В.
Технический редактор: Чепик С.А.
Компьютерная подготовка: Байденко С.А., Сидорова С.Ю.
Корректор: Гурова Н.А.

Подписано в печать с диапозитивов 31.07.1998. Формат 70x100 1/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times ET.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 14,1. Уч.-изд. л. 19,6. Тираж 500 экз. Заказ № 199.

Издатели:

ВУЗ-ЮНИТИ БГПА (лиц. №49) – ООО “Информационная служба недвижимости” (лиц. №74),
220027, г. Минск, пр. Ф. Скорины 65, к. 322; 220004, г. Минск, ул. Раковская 27, с. 2

Отпечатано в типографии:

ООО “Инпредо” (лиц. ЛП №179), 220051, г. Минск, ул. Декабристов 33.